



**Universidad de Valladolid**



**ESCUELA DE INGENIERÍAS  
INDUSTRIALES**

**UNIVERSIDAD DE VALLADOLID**

**ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

# **Análisis del proceso de inserción de un soporte antivibratorio**

**Autora:**

**Pérez Alonso, Alba Pilar**

**Tutora:**

**Herráez Sánchez, Marta  
Dpto. CMelM  
Área Ingeniería Mecánica**

**Valladolid, Julio 2019**



## **RESUMEN**

En este Trabajo de Fin de Grado se presenta el análisis del proceso de inserción de un soporte antivibratorio, insertado mediante un ajuste por interferencia y conseguido gracias a la aplicación de elevadas fuerzas de inserción.

Partiendo de medidas experimentales de la fuerza de inserción a realizar, el objetivo de este trabajo consiste en predecir dicha fuerza a partir de la presión de contacto que se da en este tipo de ajuste. Esto se realizará mediante un modelo MEF en Solidworks Simulation, que permita determinar esta fuerza en futuros procesos de inserción, sin disponer de resultados experimentales previos. Validaremos este modelo comparando los resultados con un modelo analítico y con las medidas reales disponibles.

Debido a las elevadas fuerzas aplicadas, realizaremos además un estudio estático de las tensiones a las que están sometidos determinados componentes de la máquina, con el fin de predecir un posible fallo y así poder evitarlo.

## **PALABRAS CLAVE**

Ajuste por interferencia, presión de contacto, proceso de inserción, Solidworks Simulation, soporte antivibratorio.

## **ABSTRACT**

In this end-of-degree project is shown the analysis of the insertion process of a Silentblock, inserted by means an interference fitting and achieved thanks to the application of high insertion forces.

Based on experimental measurements of the insertion force to be performed, the objective of this project consists on predicting such force from the contact pressure that occurs in this type of adjustment. This will be carried out by a MEF in Solidworks Simulation model, that will allow to determine this strength in future insertion processes, without having previous experimental results. We will validate this model by comparing the results with an analytical model and with the real measurements available.

Due to the high forces applied, we will also perform a static study of the stresses to which certain components of the machine are subjected, in order to predict a possible failure and thus be able to avoid it.

## **KEYWORDS**

Interference fitting, contact pressure, insertion process, SolidWorks Simulation, Silentblock.



## **AGRADECIMIENTOS**

Quisiera agradecer, en primer lugar, al equipo de Ergos Technology el haberme proporcionado el tema para realizar este Trabajo de Fin de Grado y haberme ayudado siempre que lo he requerido. Por otro lado, a Marta, por aceptar ser mi tutora cuando no tenía quién me dirigiese este TFG.

A mis padres Elena y Manolo, y a mi hermano Fer, porque los necesito más de lo que creen. A Marcos, a nivel personal, lo mejor que me llevo de la carrera. A mis tíos y mi prima, Raquel, Gene y Sofía, mi segunda familia en Valladolid.

Y por último, pero la más importante, a mi abuela Carmina, gracias por todo durante estos cinco años.



# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS .....	1
2. CONCEPTOS GENERALES .....	7
2.1. Descripción general del sistema de suspensión de un vehículo ligero .....	7
2.2. Desglose del proceso de inserción del soporte antivibratorio.....	10
3. MODELO DE ESTIMACIÓN DE LA FUERZA DE INSERCIÓN .....	19
3.1. Resultados experimentales.....	19
3.2. Modelo analítico de la inserción .....	24
3.3. Implementación del modelo en Solidworks .....	28
3.4. Análisis de resultados.....	58
4. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO DE LA PRENSA DE INSERCIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS .....	61
4.1. Estudio estático de la placa soporte .....	63
4.2. Estudio estático del cabezal de inserción.....	75
4.3. Estudio estático de la sufridera .....	87
5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO .....	95
6. BIBLIOGRAFÍA .....	97





## 1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Hoy en día, la automatización y robotización de los procesos productivos en la industria trae consigo un avance y mejora continua de la maquinaria empleada para dicho fin. Más concretamente, en la industria del automóvil, podemos observar que este avance tecnológico está presente desde la fabricación de los distintos componentes del vehículo, hasta el ensamblaje de los mismos.

Uno de los procesos de producción del automóvil consiste en el ensamblaje del sistema de suspensión tanto trasero como delantero (Figura 1.1), cuya función es dotar de mayor estabilidad al vehículo, mejorando la comodidad de los pasajeros durante sus desplazamientos [Alonso].

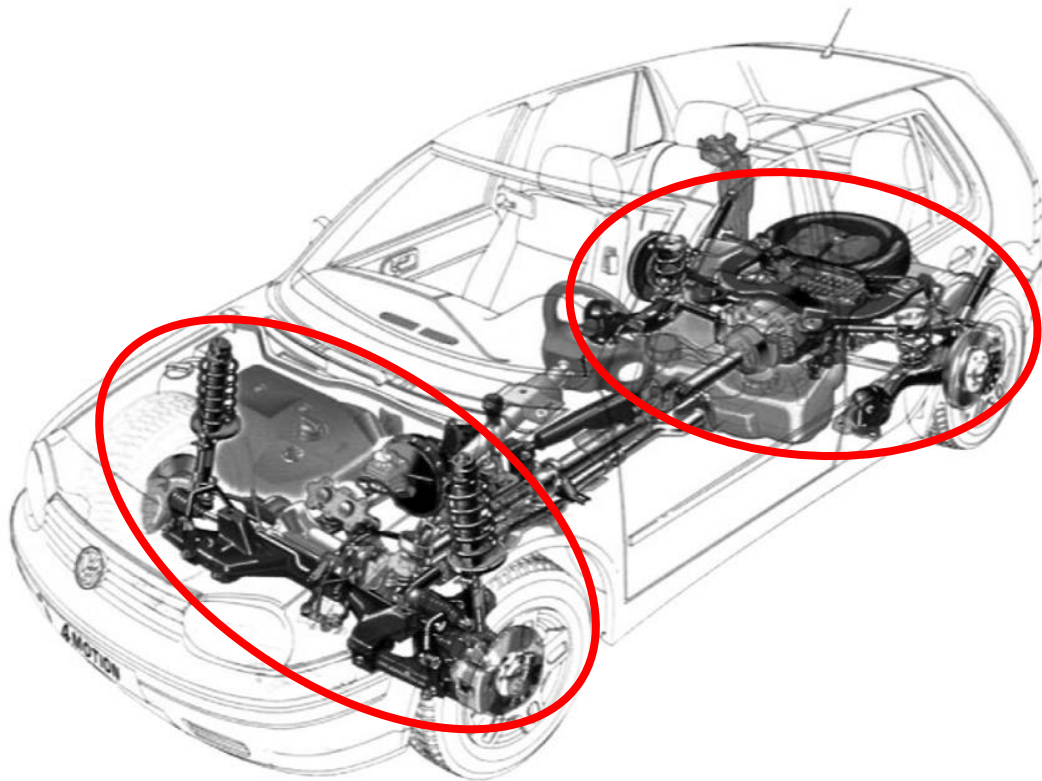


Figura 1.1. Sistema de suspensión delantero y trasero de un vehículo utilitario [Crolla]

Estas características de estabilidad y comodidad se consiguen, en gran parte, gracias a los soportes antivibratorios, coloquialmente denominados Silentblock, elementos que forman parte de un gran número de máquinas. La misión fundamental de estos elementos es reducir la transmisión de vibraciones entre las distintas partes de la máquina, o entre la máquina y el entorno donde se encuentra.

Para incorporar estos elementos al resto de la máquina, una de las metodologías que se lleva a cabo consiste en el uso de un proceso de inserción mediante el llamado ajuste por interferencia. Este ajuste se basa en el ensamblaje de dos piezas, de manera que aquella que se inserta en el interior de la otra, presenta un diámetro mayor que aquella donde se aloja, dando lugar a una presión de contacto entre ambos elementos. Para caracterizar el proceso de inserción, se emplea la fuerza de inserción como magnitud física, es decir, la fuerza necesaria para lograr introducir una pieza en otra, a pesar del ajuste por interferencia que presentan. Esta fuerza se calculará a partir de la presión de contacto antes mencionada.

Este proceso de inserción puede ser monitorizado mediante la presencia de transductores de fuerza que permiten determinar experimentalmente la fuerza de inserción, lo cual posibilita evaluar si sus valores están dentro del intervalo establecido y así asegurar una inserción correcta y, posteriormente, un adecuado funcionamiento del Silentblock.

Estas medidas experimentales no siempre son posibles, por ello, se precisa realizar modelos analíticos que permitan predecir el comportamiento mecánico de los elementos que forman parte del proceso de inserción, disponiendo así de unos valores aproximados de la fuerza de inserción. De esta forma, podremos asegurar una inserción correcta sin que exista la posibilidad de fallo.

En este proyecto se ha realizado una recopilación bibliográfica para la búsqueda de estos modelos analíticos de predicción y, a partir de ella, se presentará un nuevo modelo simplificado del proceso de inserción mediante el método de elementos finitos MEF con la ayuda de un software de simulación. En este caso, se ha trabajado con el software Solidworks.

Para llevar a cabo este análisis, se ha trabajado con el Silentblock que se inserta en el brazo de arrastre de la suspensión trasera de un vehículo utilitario. Este ensamblaje de ambos elementos permitirá la unión del brazo de arrastre con el chasis del vehículo, y a su vez, ese brazo será el enlace entre el chasis y el buje de la rueda.

Como puede verse en el modelo de la Figura 1.2, estos soportes antivibratorios están insertos “a presión”, mediante un ajuste por interferencia, en el brazo de arrastre. Para realizar esta operación de inserción de forma automatizada y robotizada es necesario el diseño y fabricación de una máquina.

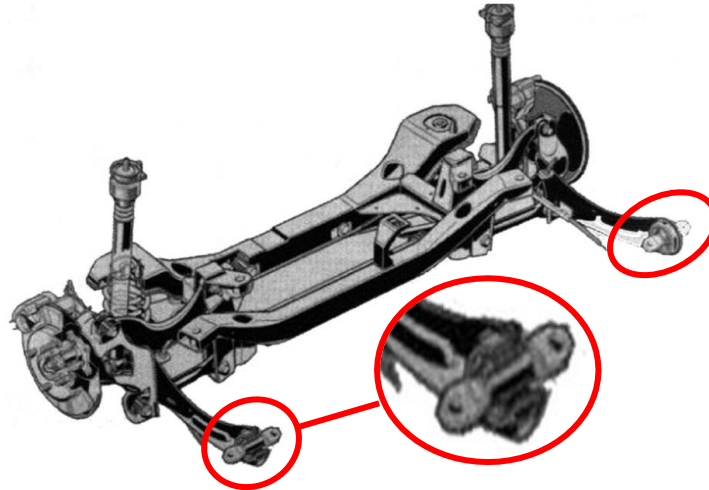


Figura 1.2. Suspensión guiada de brazo de arrastre y detalle del Silentblock inserto [Genta]

Para conseguir tal fin, se pueden realizar múltiples diseños de dicha máquina. Uno de estos diseños, ha sido llevado a cabo por la empresa Ergos Technology, entidad que ha propuesto el tema de estudio de este Trabajo de Fin de Grado, aportando los datos y el material necesarios para la realización del mismo. Este material facilitado engloba tanto componentes físicos para la realización de fotografías, como diseños 3D con los que trabajar en Solidworks.

La máquina, llamada Prensa de Inserción (Figura 1.3), lleva incorporada una prensa electromecánica, denominada módulo de unión, la cual realiza la fuerza necesaria para insertar el Silentblock. Para colocar éste en su posición correcta, una garra automatizada lo coge de un dispensador (Figura 1.4). A su vez, este dispensador es el encargado de colocar los Silentblocks uno a uno (Figura 1.5), extrayéndolos previamente de un pulmón de piezas, donde el operario ha depositado los Silentblocks con anterioridad. De esta forma, el operario no tiene que entrar a la isla (zona de la fábrica delimitada en la cual se realizan distintas operaciones de la fabricación y en la que se encuentran las distintas máquinas correspondientes a cada operación), evitando así los posibles riesgos por atrapamiento o golpes que pueda sufrir el operario.

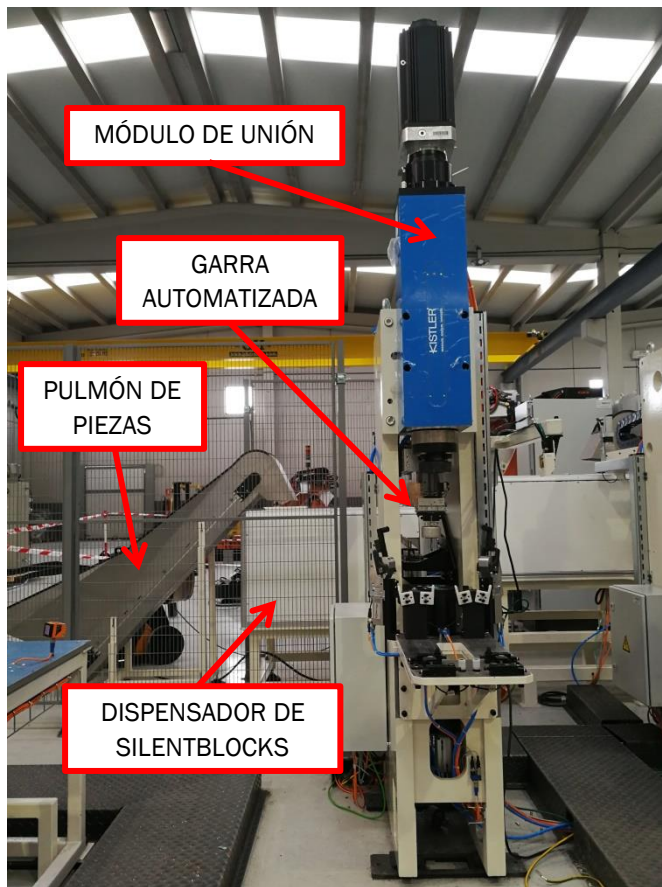


Figura 1.3. Prensa de Inserción y sus componentes



Figura 1.4. Detalle Garra automatizada

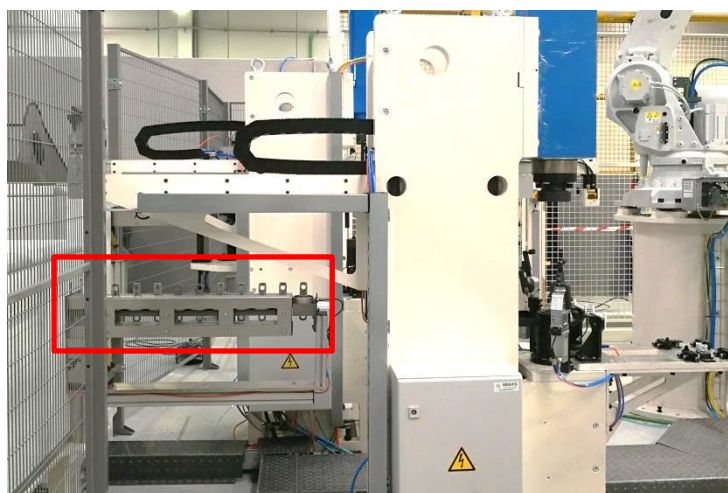


Figura 1.5. Disposición de los Silentblocks a la salida del dispensador

## 1. Introducción y objetivos

Es este módulo de unión, instalado en la Prensa de Inserción, el que ejerce la fuerza para introducir el Silentblock en el brazo de arrastre. El sistema de monitorización de los datos de la fuerza de inserción ejercida por dicho módulo, nos proporciona los datos reales de la fuerza de inserción, que nos servirán de guía para la realización de los modelos analíticos y MEF.

Por tanto, en este Trabajo Fin de Grado, se plantean dos objetivos diferenciados.

El objetivo principal es predecir, mediante el modelo MEF, la fuerza de inserción a realizar durante el proceso, para poder estimar en futuros procesos de inserción dicha fuerza sin necesidad de disponer de unos datos experimentales previos. Para validar el mismo, se compararán los resultados tanto con un modelo analítico sencillo (encontrado en la búsqueda bibliográfica), como con las medidas experimentales de las que se dispone.

Para completar el análisis, y como objetivo secundario, se presenta un estudio estático de las tensiones a las que están sometidos determinados componentes de la prensa durante el proceso de inserción. Como las fuerzas de inserción que aplica la prensa son elevadas, se analizará el instante en el que éstas son máximas, con el objetivo de predecir un posible fallo y así poderlo evitar, situándonos siempre del lado de la seguridad.



## 2. CONCEPTOS GENERALES

### 2.1. Descripción general del sistema de suspensión de un vehículo ligero

El sistema de suspensión de un automóvil es un conjunto de elementos cuya función es *“absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el pavimento, proporcionando a los pasajeros un adecuado nivel de comodidad y seguridad de marcha, y protegiendo a su vez la carga y los componentes del automóvil”* [Arias-Paz].

Podemos clasificar las suspensiones en tres grupos [Genta]:

- Independientes: son aquellas en las que no existe un enlace mecánico entre los dos bujes del mismo eje, impidiendo así que la fuerza que actúa sobre una rueda no afecte a la otra.
- De eje rígido o dependientes: como su propio nombre indica, son aquellas que proporcionan una unión rígida entre ambas ruedas, por lo que las irregularidades del terreno que afectan a una rueda también lo hacen a la otra.
- Semi-rígidas o semi-independientes: presentan características de los dos grupos anteriores. En ellas no se puede considerar que los bujes de las ruedas sean independientes, ya que no están relacionados con ninguna estructura articulada.

Hacen de enlace entre la masa no suspendida del automóvil (ruedas, frenos, trapezios de suspensión..., en definitiva, los componentes situados antes del sistema de suspensión respecto al firme) y la masa suspendida (el resto del vehículo).

Está formado por los siguientes componentes [Genta]:

- Rodamientos y articulaciones: pertenecen al mecanismo que une la rueda al cuerpo. Su función consiste en garantizar los grados de libertad de las ruedas, además de una correcta posición de éstas con respecto al suelo.
- Elementos elásticos primarios: a este grupo pertenecen los resortes, barras antivuelco y resortes de tope. Su función es conectar la rueda al cuerpo elásticamente, almacenando la energía debida a las desigualdades del terreno.
- Elementos elásticos secundarios: se trata de soportes antivibratorios en las uniones articuladas. Mejoran el comportamiento elasto-cinemático de la suspensión además de sus propiedades de confort.

Las deformaciones de estas uniones influyen en el manejo del vehículo.

- Elementos amortiguadores: en este grupo se encuentran los amortiguadores, cuya función consiste en disipar la energía almacenada por los elementos elásticos además de amortiguar la oscilación del vehículo evitando así vibraciones estacionarias y resonancias.

A continuación, describiremos más detalladamente los dos componentes del sistema de suspensión que se tienen en cuenta en este trabajo, el soporte antivibratorio y el brazo de arrastre.

Un soporte antivibratorio (también llamado Silentblock, aislador de vibración o montaje antivibración), es un soporte resiliente empleado para controlar impactos y vibraciones [Harris, 1995] [Harris, 1998].

De esta forma, conseguimos proteger de impactos y vibraciones, tanto a las estructuras de apoyo y los sistemas adyacentes a éstas, como al equipamiento sensible montado en estructuras de las que provienen dichos impactos y vibraciones. Esto nos permite obtener un correcto funcionamiento del equipamiento y de los sistemas, así como alargar la vida útil del mismo, además de dotar de mayor comodidad a los usuarios del equipamiento, a los ocupantes de edificios y a los pasajeros de vehículos.

Los soportes antivibratorios se clasifican según el material con el que están fabricados en tres tipos:

- Elastoméricos: están formados por cauchos naturales o sintéticos, material que se caracteriza por soportar grandes deformaciones y por tener la capacidad para recuperar prácticamente su estado original. Necesitan menor espacio y peso que otros montajes antivibratorios para conseguir una determinada cantidad de elasticidad, capacidad de deflexión, almacenamiento y disipación de energía. Por último, cabe mencionar que se pueden moldear con distintos materiales, además de unirse a piezas metálicas facilitando así su unión con estructuras aisladas.

A este grupo pertenece el soporte antivibratorio de este estudio.

- Plásticos: son aquellos en los que el elemento estructural está formado por un termoplástico rígido y el elemento resiliente por un termoplástico elastómero, unidos entre sí mediante fusión. Presentan características similares a aquellos formados por caucho y metal (descritos anteriormente) cuando se emplean en configuraciones equivalentes. Destacan por su uniformidad y su bajo coste.





reacciona a cargas longitudinales con deformación controlada. De esta forma estabiliza la dirección de forma menos brusca [Genta].

## 2.2. Desglose del proceso de inserción del soporte antivibratorio

Para introducirnos en el proceso de inserción, comenzaremos describiendo el tipo de ajuste que se produce al realizar dicha unión. A continuación describiremos el sistema encargado de realizar la fuerza de inserción y monitorizarla. Por último, nos centraremos en el caso particular a analizar, describiendo los elementos que intervienen en dicho ajuste.

Un ajuste por interferencia (Figura 2.2), también llamado ajuste por contracción o por presión, es aquel que tiene lugar al insertar un eje en un orificio, siendo el diámetro del primero mayor que el del segundo. Se producen entonces deflexiones elásticas en ambas piezas, dando lugar a fuerzas normales y de presión entre ellas.

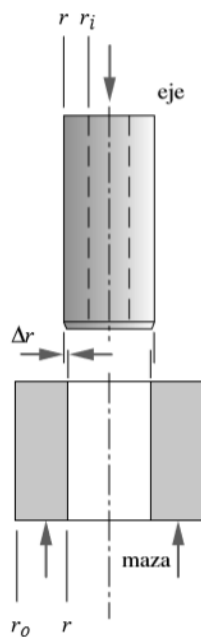


Figura 2.2. Ajuste por interferencia [Norton]



Figura 2.3. Módulo de unión NCFN Tipo 2153A [Kistler-1]

Para realizar la inserción, es necesario forzar las piezas lentamente a presión, siendo recomendable aplicar previamente aceite lubricante. En caso de que las piezas a manipular sean de grandes dimensiones, podemos hacer un ajuste de contracción (calentar la pieza que presenta el agujero, expandiendo así su diámetro) o de expansión (enfriar el eje, reduciendo el diámetro). Una vez que las piezas unifican su temperatura, tienden a recuperar su estado original, consiguiendo el ajuste por interferencia.

Podemos estimar la interferencia para conseguir un ajuste de este tipo aplicando la regla de las milésimas, la cual será aproximadamente de entre 0,001 y 0,002 unidades de interferencia diametral  $\delta$  (distancia de superposición entre los diámetros de eje y agujero, debida al mayor tamaño del primero respecto al segundo y que se calcula como la diferencia entre ambos) por unidad de diámetro del eje [Norton].

La presión  $p$  que se origina debido a un ajuste por interferencia se puede calcular a partir de la ecuación (ec. 2.1) y se mantiene constante debido a que no depende de la longitud de contacto.

$$p = \frac{0,5\delta}{\frac{r}{E_0} \left( \frac{r_o^2 + r^2}{r_o^2 - r^2} + \nu_o \right) + \frac{r}{E_i} \left( \frac{r^2 + r_i^2}{r^2 - r_i^2} + \nu_i \right)} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Siendo:

- $\delta = 2\Delta r \equiv$  interferencia diametral total entre las dos piezas.
- $r \equiv$  radio nominal (radio exterior del eje e interior del agujero una vez ensambladas ambas piezas).
- $r_i \equiv$  radio interior del eje, en caso de que sea hueco.
- $r_o \equiv$  radio exterior de la pieza que presenta el agujero.
- $E_o$  y  $E_i \equiv$  módulo de Young del material de la pieza externa y del material de la pieza interna, respectivamente.
- $\nu_o$  y  $\nu_i \equiv$  módulo de Poisson del material de la pieza externa y del material de la pieza interna respectivamente.

La fuerza a realizar durante la inserción se aplica mediante una prensa electromecánica. Se trata de un módulo de unión formado por un bastidor robusto con un sensor de fuerza extensométrico integrado (Figura 2.3) [Kistler-1].

Esta prensa funciona gracias a un servomotor de corriente alterna (CA) conmutado eléctricamente, el cual es accionado mediante un servoamplificador. Este servoamplificador proporciona una velocidad constante, independiente de la carga. Para lograr un posicionamiento preciso, el motor de accionamiento presenta un encoder absoluto.

Su uso se da tanto en plantas de producción automatizadas como en lugares de trabajo manual. Está enfocado para aplicaciones en tareas de ensamblaje y unión, desempeñando funciones tales como: presión de bloques, presión de posición y presión controlada con realimentación de fuerza, así como posicionamiento intermedio. Por último, cabe destacar que puede ser instalada y trabajar tanto horizontal como verticalmente [Kistler-1].

En la Figura 2.4 se muestra el esquema de funcionamiento del sistema de unión empleado en la inserción del Silentblock, incluyendo los distintos componentes de los que consta. Destacan el módulo de unión, descrito anteriormente, y el monitor destinado al control, monitorización, evaluación y documentación de las características XY de las operaciones de unión y ajuste a presión que se realizan [Kistler-2].

Functional Principle with maXYmos NC Type 5847...

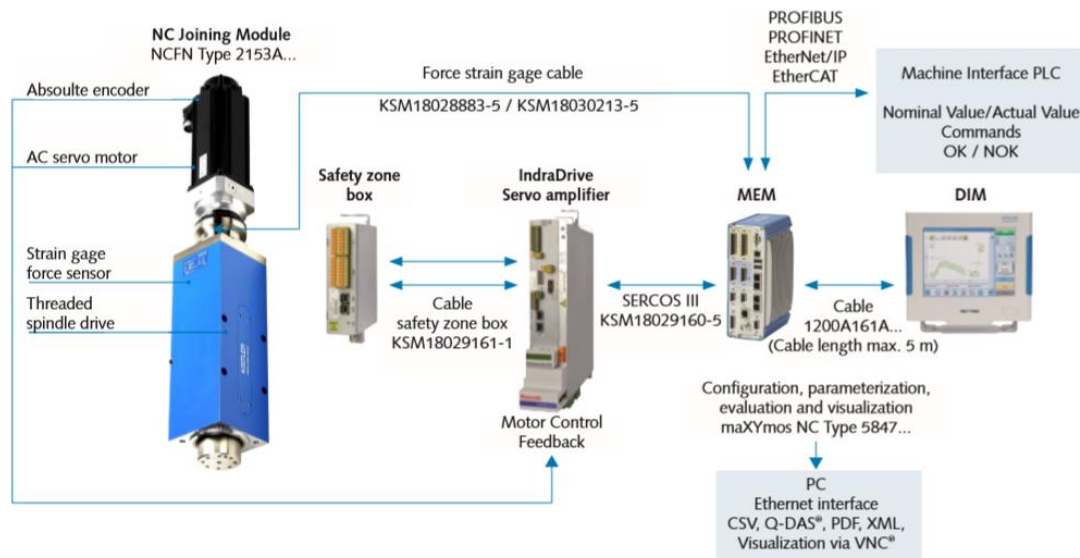


Figura 2.4. Funcionamiento del módulo de unión NCFN [Kistler-1]

A continuación, centrándonos en nuestro caso particular de estudio, se detallan los componentes a ensamblar en el proceso de inserción del soporte antivibratorio, así como los materiales de los que están fabricados y sus propiedades físicas.

El Silentblock a insertar es el mostrado en la Figura 2.5. Los distintos elementos por los que está formado se indican en la Figura 2.6.

El material, tanto del cilindro exterior como del inserto interior del Silentblock, es una aleación de Aluminio – Silicio para forja denominada EN AW-6005A, ambos con un estado de tratamiento T6 y un espesor menor que 5mm. Difieren en la forma, ya que el primero es tubo extruido y el segundo perfil hueco extruido. En la Figura 2.7 se muestran sus propiedades físicas y en la Figura 2.8 sus características mecánicas [UNE 38349].

## 2. Conceptos generales



Figura 2.5. Silentblock a insertar

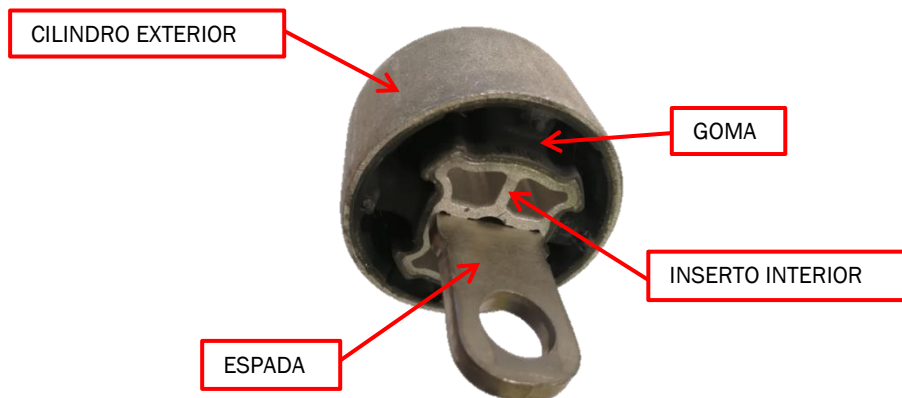


Figura 2.6. Partes del Silentblock

Densidad kg/dm <sup>3</sup>	Coeficiente de dilatación por °C (20° - 100 °C)	Conductividad térmica		Resistividad μΩ × cm <sup>2</sup> /cm	Módulo elástico MPa
		W/m·K	cal/cm·s·°C		
2,71	24 × 10 <sup>-6</sup>	170	0,41	3,5	68 600

Figura 2.7. Propiedades físicas de EN AW-6005A [UNE 38349]

Barra extruida								
Estado de tratamiento	Medidas mm		$R_m$ MPa		$R_{p0,2}$ MPa		$A$ %	$A_{50\text{ mm}}$ %
	$D^{1)}$	$S^{2)}$	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.
T6 <sup>4)</sup>	$\leq 25$	$\leq 25$	270	–	225	–	10	8
	$25 < D \leq 50$	$25 < S \leq 50$	270	–	225	–	8	–
	$50 < D \leq 100$	$50 < S \leq 100$	260	–	215	–	8	–
Tubo extruido								
Estado de tratamiento	Medidas mm $e^{3)}$	$R_m$ MPa		$R_{p0,2}$ MPa		$A$ %	$A_{50\text{ mm}}$ %	
		mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.	
T6 <sup>4)</sup>	$\leq 5$	270	–	225	–	8	6	
	$5 < e \leq 10$	260	–	215	–	8	6	
Perfil extruido <sup>5)</sup>								
Estado de tratamiento	Medidas mm $e^{3)}$	$R_m$ MPa		$R_{p0,2}$ MPa		$A$ %	$A_{50\text{ mm}}$ %	
		mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	mín.	
<i>Perfil abierto</i> T4 <sup>4)</sup>	$\leq 25$	180	–	90	–	15	13	
T6 <sup>4)</sup>	$\leq 5$	270	–	225	–	8	6	
	$5 < e \leq 10$	260	–	215	–	8	6	
	$10 < e \leq 25$	250	–	200	–	8	6	
<i>Perfil hueco</i> T4 <sup>4)</sup>	$\leq 10$	180	–	90	–	15	13	
T6 <sup>4)</sup>	$\leq 5$	255	–	215	–	8	6	
	$5 < e \leq 15$	250	–	200	–	8	6	

Figura 2.8. Características mecánicas de EN AW-6005A para tubo y perfil extruidos [UNE 38349]

La goma recibe el nombre SAE J200 M4AA 614 B13 F17 Z1 Z2. Su denominación hace referencia a sus especificaciones [SAE J200]:

- SAE J200  $\equiv$  designación del documento.
- M  $\equiv$  indica que este sistema de clasificación se realiza en unidades del SI.
- 4  $\equiv$  grado de calidad.
- A  $\equiv$  70 °C de resistencia al envejecimiento térmico sin que se produzcan cambios en la resistencia a la tracción no más de  $\pm 30\%$ , elongación que no supere  $-50\%$  y dureza no más de  $\pm 15$  puntos después de 70 horas a dicha temperatura.
- A  $\equiv$  sin requisito en el límite de aumento de volumen cuando se sumerge en aceite No. 3 de ASTM durante 70 horas a la temperatura indicada en el punto anterior.
- 6  $\equiv 60 \pm 5$  min. dureza Tipo A (ASTM D2240).
- 14  $\equiv 14$  MPa min. resistencia a tracción (ASTM D12) y 400% de elongación última.
- B13  $\equiv 25\%$  máx. de deformación permanente después de 22 horas a 70°C (ASTM D 395, Método B).

## 2. Conceptos generales

- F17  $\equiv$  resistencia a bajas temperaturas, sin fragilidad después de 3 minutos a  $-40^{\circ}\text{C}$  superada (ASTM D 2137, Método A).
- Z1 y Z2  $\equiv$  requisitos especiales que se exigen del material.

El grupo AA al que pertenece esta goma, engloba materiales tales como NR, SBR, IR, IIR, BIIR, CIIR, EPM, EPDM, BR, Reclaim RBR, los cuales podemos encontrar en [Riba], donde se especifican sus propiedades físicas, mecánicas y tecnológicas de forma genérica. Por ello, seleccionaremos de todos ellos aquel en el que sus propiedades sean lo más similares posibles a las que se determinan según [SAE J200], en este caso el EPDM, el cual presenta una densidad de  $860\text{ kg/m}^3$ .

Por último, el material de la espada es un acero S500MC. Se trata de un acero de construcción (S), de alto límite elástico (500MPa) laminado en caliente (M) para conformado en frío (C). Presenta una densidad de  $7,85\text{ kg/dm}^3$ . Su composición química se detalla en la Figura 2.9 y sus características mecánicas en la Figura 2.10.

Designación del tipo de acero		C	Mn	Si	P	S	Al total	Nb	V	Ti	Mo	B
Desig-nación simbólica	Desig-nación numérica	% máx.	% máx.	% máx.	% máx.	% máx.	% mín.	% máx.	% máx.	% máx.	% máx.	% máx.
S315MC	1.0972	0,12	1,30	0,50	0,025	0,020 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S355MC	1.0976	0,12	1,50	0,50	0,025	0,020 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S420MC	1.0980	0,12	1,60	0,50	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S460MC	1.0982	0,12	1,60	0,50	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S500MC	1.0984	0,12	1,70	0,50	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S550MC	1.0986	0,12	1,80	0,50	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,15 <sup>a</sup>	–	–
S600MC	1.8969	0,12	1,90	0,50	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,22 <sup>a</sup>	0,50	0,005
S650MC	1.8976	0,12	2,00	0,60	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,22 <sup>a</sup>	0,50	0,005
S700MC	1.8974	0,12	2,10	0,60	0,025	0,015 <sup>b</sup>	0,015	0,09 <sup>a</sup>	0,20 <sup>a</sup>	0,22 <sup>a</sup>	0,50	0,005
S900MC	1.8798	0,20	2,20	0,60	0,025	0,010	0,015	0,09	0,20	0,25	1,00	0,005
S960MC	1.8799	0,20	2,20	0,60	0,025	0,010	0,015	0,09	0,20	0,25	1,00	0,005

<sup>a</sup> La suma de los contenidos de Nb, V y Ti debe ser como máximo del 0,22%.

<sup>b</sup> Si se acuerda en el momento de hacer el pedido, el contenido de azufre debe ser como máximo del 0,010% (análisis de colada). Véase la opción 12) del capítulo 11.

Figura 2.9. Composición química de los aceros S355MC y S500MC [UNE-EN 10149-2]

El brazo de arrastre está formado por elementos de distintos aceros de alto límite elástico soldados entre sí. Dentro del brazo de arrastre, el elemento de interés en este trabajo es el cilindro donde se aloja el Silentblock (Figura 2.11). El material del que está fabricado se denomina WSS-M1A367-A46 y es un acero laminado en caliente HR340LA [MST Steel], el cual equivale al acero S355MC [ArcelorMittal], siendo la norma UNE-EN 10149-2 la correspondiente a este tipo de acero. Al igual que el acero descrito en el apartado anterior, se

trata de un acero para conformado en frío. Su composición química también se detalla en la Figura 2.9 y sus características mecánicas en la Figura 2.10.

Designación del tipo de acero		Limite elástico mínimo $R_{eH}$ MPa <sup>a, e</sup>	Resistencia a tracción $R_m$ MPa <sup>a, e</sup>	Alargamiento mínimo a la rotura $A$ % <sup>a</sup>		Doblado a 180° con un diámetro mínimo del mandril de <sup>b, c</sup>
Designación simbólica	Designación numérica			Espesor nominal en mm		
				< 3 $L_0 = 80 \text{ mm}$	$\geq 3$ $L_0 = 5,65 \sqrt{S_0}$	
S315MC	1.0972	315	390 - 510	20	24	0r
S355MC	1.0976	355	430 - 550	19	23	0,5r
S420MC	1.0980	420	480 - 620	16	19	0,5r
S460MC	1.0982	460	520 - 670	14	17	1r
S500MC	1.0984	500	550 - 700	12	14	1r
S550MC	1.0986	550	600 - 760	12	14	1,5r
S600MC	1.8969	600	650 - 820	11	13	1,5r
S650MC	1.8976	650 <sup>d</sup>	700 - 880	10	12	2r
S700MC	1.8974	700 <sup>d</sup>	750 - 950	10	12	2r
S900MC	1.8798	900	930 - 1 200	7	8	8r <sup>f</sup>
S960MC	1.8799	960	980 - 1 250	6	7	9r <sup>g</sup>

<sup>a</sup> Los valores del ensayo de tracción se aplican a probetas longitudinales.  
<sup>b</sup> Los valores del ensayo de doblado se aplican a probetas transversales.  
<sup>c</sup>  $r$  = espesor en mm de la probeta para el ensayo de doblado.  
<sup>d</sup> Para espesores > 8 mm el límite elástico mínimo se puede reducir en 20 MPa <sup>a</sup>.  
<sup>e</sup> 1 MPa = 1 N/mm<sup>2</sup>.  
<sup>f</sup> Doblado a 90°, para espesores inferiores a 3 mm con un diámetro mínimo del mandril de 7r.  
<sup>g</sup> Doblado a 90°, para espesores inferiores a 3 mm con un diámetro mínimo del mandril de 8r.

Figura 2.10. Características mecánicas de los aceros S355MC y S500MC [UNE-EN 10149-2]



Figura 2.11. Brazo de arrastre y detalle del cilindro de alojamiento



## 2. Conceptos generales

A continuación, se muestra el ensamblaje, Silentblock-Brazo de arrastre, una vez realizada la inserción (Figura 2.12) y las dimensiones que establecen la posición final entre ambos elementos (Figura 2.13). Por simplificación se han tomado únicamente el cilindro exterior del soporte antivibratorio, y el cilindro del brazo de arrastre donde se aloja.



Figura 2.12. Brazo de arrastre con el Silentblock inserto

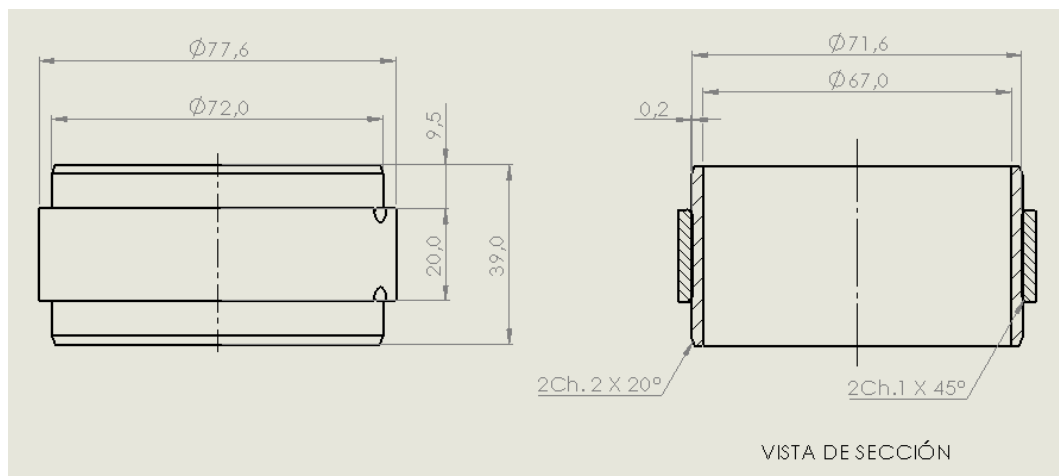


Figura 2.13. Dimensiones de la posición final del soporte antivibratorio y del cilindro del brazo de arrastre (simplificando la representación), incluyendo las cotas de los elementos representados.



### 3. MODELO DE ESTIMACIÓN DE LA FUERZA DE INSERCIÓN

En este apartado se realizará la estimación de la fuerza de inserción necesaria para introducir el soporte antivibratorio en el brazo de arrastre, a partir de la presión de contacto que tiene lugar debido al ajuste por interferencia entre ambos, según un modelo MEF (Método de Elementos Finitos), siendo ésta una aportación original de este trabajo.

Para validarla, se comparará, por un lado, con la estimación de la fuerza de inserción realizada mediante un modelo analítico de ecuaciones, según [Wang] y, por otro, con los resultados de inserciones reales de los que disponemos.

#### 3.1. Resultados experimentales

Comenzaremos presentando los resultados experimentales obtenidos durante varias inserciones, ya que es la base de la que se parte para realizar el análisis, dándonos una idea del valor que llega a tomar la fuerza de inserción durante el proceso.

Cabe destacar que la toma de datos se ha realizado durante el período de prácticas en la empresa Ergos Technology, por parte del equipo de automatización y robótica. Se han obtenido como comprobación del correcto funcionamiento del proceso de producción llevado a cabo en la isla donde se encuentra la prensa de inserción. Las imágenes representadas de la Figura 3.1 a la Figura 3.7 muestran la visualización de los datos en la pantalla del sistema instalado para tal fin. Se seleccionaron únicamente aquellos datos de inserciones en las que la posición final del Silentblock era la correcta.

Como podemos ver en las gráficas mostradas de la Figura 3.1 a la Figura 3.7, en ellas se representa la fuerza de inserción en kN (eje de ordenadas) frente a la posición en la que se encuentra el cabezal del módulo de unión en mm (eje de abscisas), siendo  $X=0\text{mm}$  la posición en la que el cabezal de la prensa está arriba y  $X=383\text{mm}$  aproximadamente, la posición final en la que el soporte antivibratorio se encuentra inserto correctamente.

Se observa también que todas ellas presentan una tendencia similar, habiendo un tramo inicial en el que la fuerza de inserción es nula. Esto hace referencia al tramo de la inserción en el que el cabezal del módulo de unión se está desplazando, pero aún no ha hecho contacto con el Silentblock, ya que durante ese tramo no ejerce ninguna fuerza. Por otro lado, podemos observar un tramo final en el que la fuerza de inserción disminuye, entre 2 y 3kN, en una distancia de 1 mm aproximadamente, debido a que el Silentblock llega a su posición final.

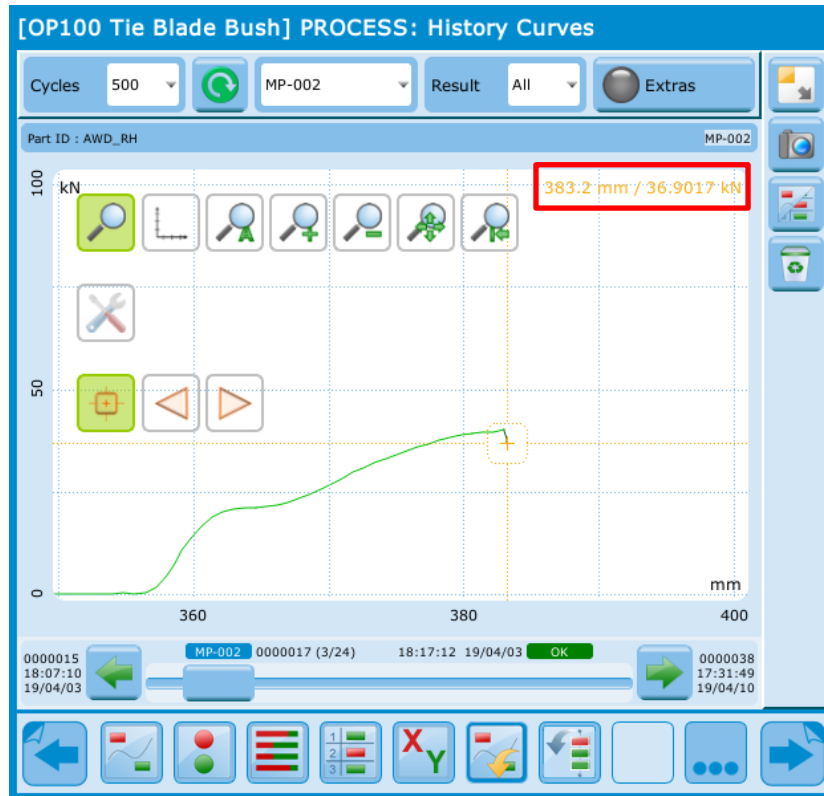


Figura 3.1. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) al final del proceso (Primera inserción)

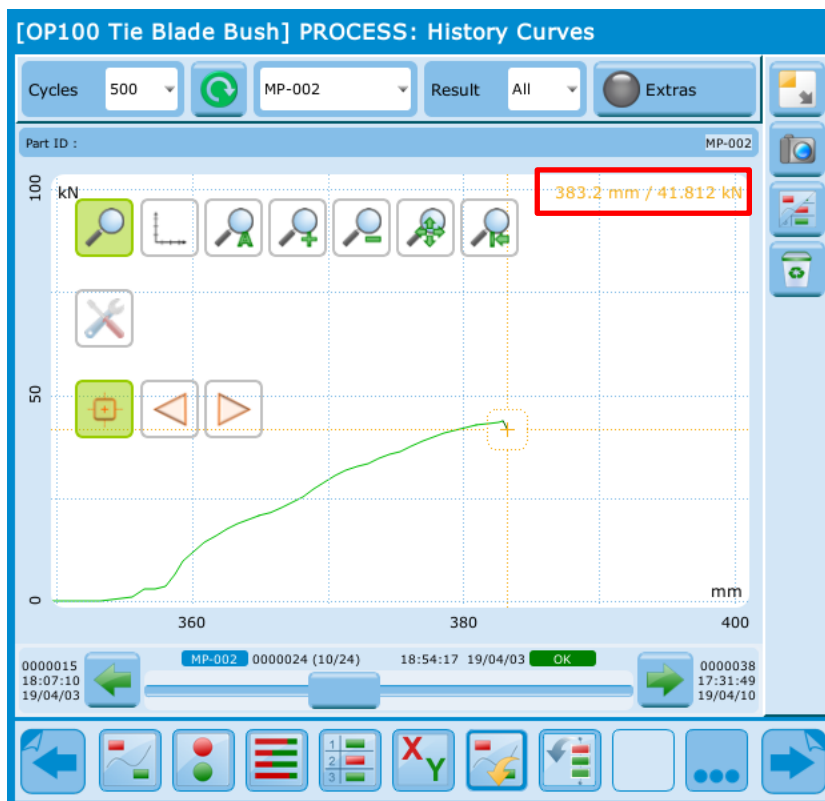


Figura 3.2. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) al final del proceso (Segunda inserción)

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

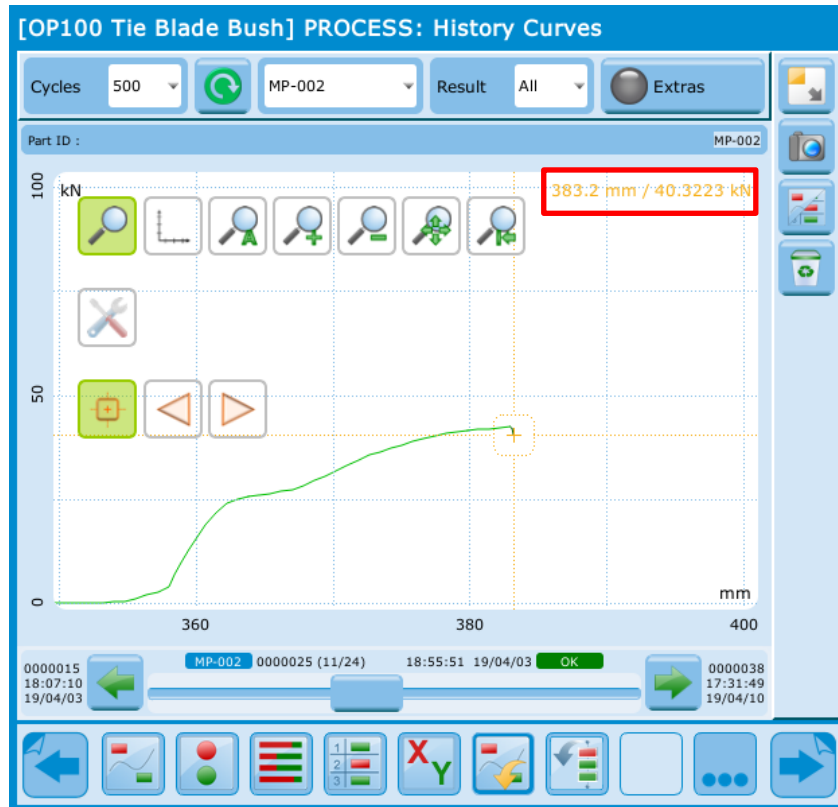


Figura 3.3. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) al final del proceso (Tercera inserción)

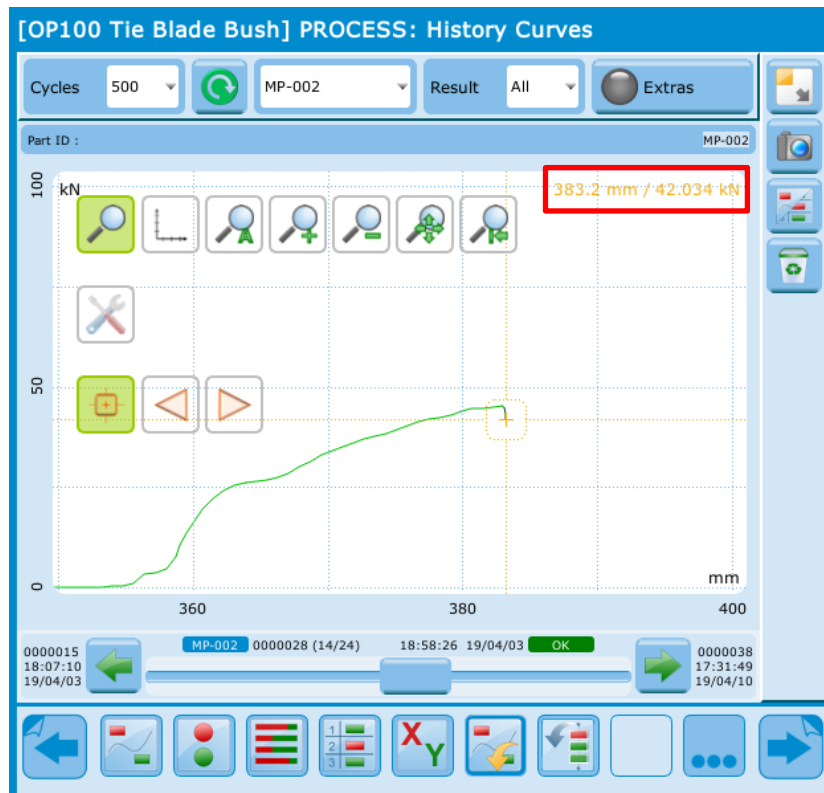


Figura 3.4. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) al final del proceso (Cuarta inserción)

Los valores máximos que toma la fuerza de inserción en las gráficas representadas en las Figuras 3.1 a 3.4 son aproximadamente 40kN, 43kN, 42kN y 45,34kN respectivamente.

Desde la gráfica de la Figura 3.1 hasta la gráfica de la Figura 3.4, se indica, en la esquina superior derecha, el valor de la fuerza de inserción en el punto final de la misma ( $X=383,2\text{mm}$ ). En las gráficas representadas de la Figura 3.5 a la Figura 3.7, se han tomado valores intermedios de la gráfica representada en la Figura 3.4, siendo éstos 10,58kN (en  $X=359,034\text{mm}$ ), 35,91kN (en  $X=371,922\text{mm}$ ) y 45,34kN (en  $X=382,964\text{mm}$ ) respectivamente.

Es en esta última gráfica, en la Figura 3.7, en la que el valor que se indica de la fuerza de inserción, es decir, 45,34kN, es el máximo que se alcanza durante toda la inserción. Cabe destacar además que dicho valor es, a su vez, el máximo de todas las inserciones representadas.

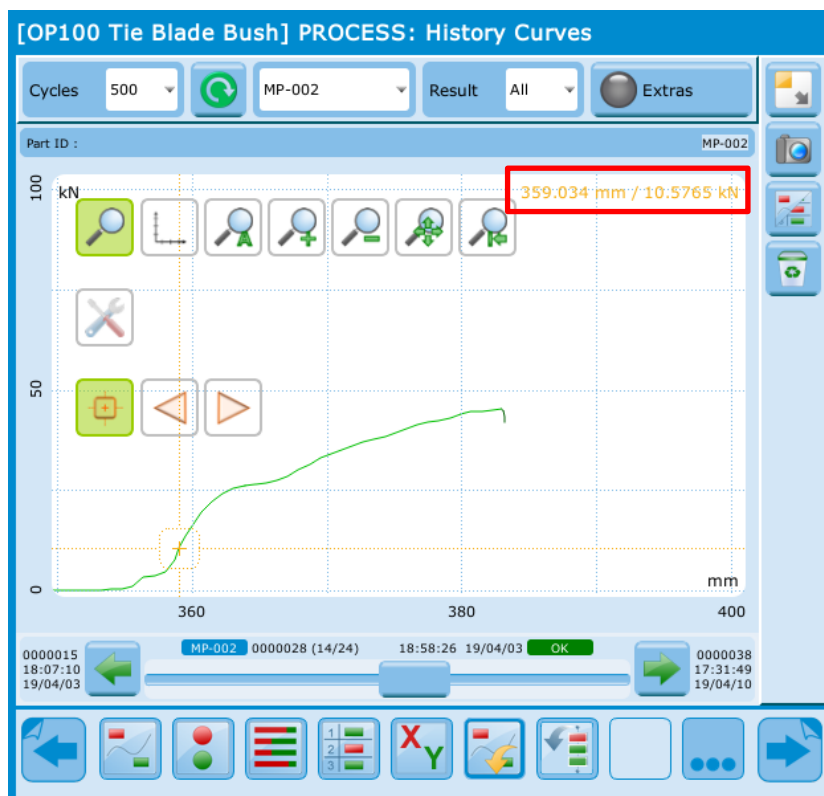


Figura 3.5. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) en  $X=359,034\text{mm}$  (Cuarta inserción)

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

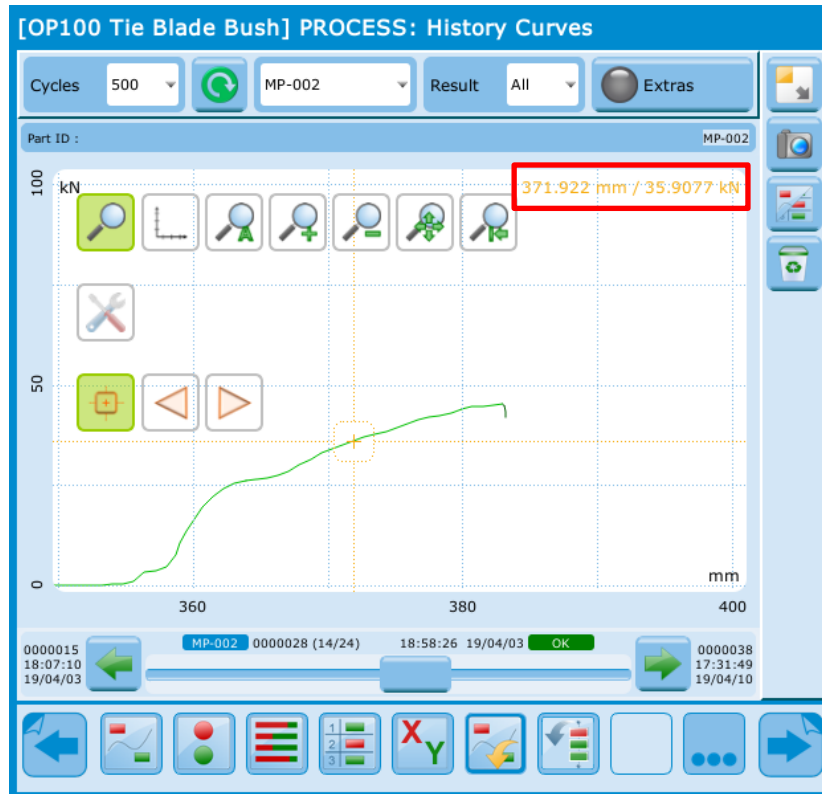


Figura 3.6. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) en X=371,992mm (Cuarta inserción)

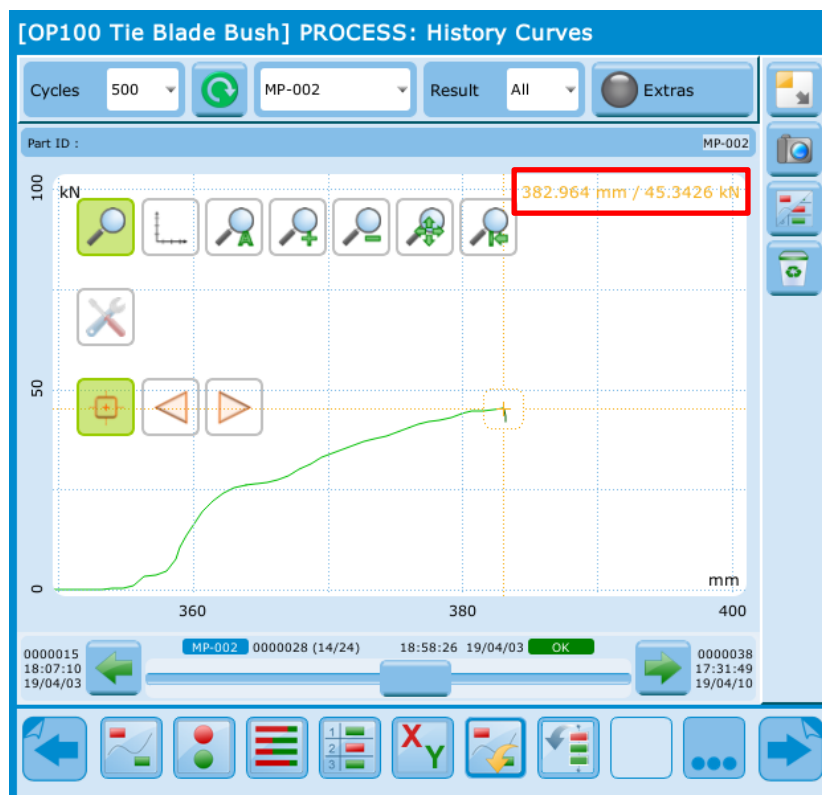


Figura 3.7. Valor que toma la fuerza de inserción (kN) en X=382,964mm (Cuarta inserción)

### 3.2. Modelo analítico de la inserción

El modelo analítico que seguiremos está basado en el método descrito por [Wang]. Este método analítico tiene en cuenta la resistencia que oponen las zonas de las piezas a ensamblar que aún no se encuentran en contacto entre ellas (ver Figura 3.8). Para ello, se diferencian tres zonas en la unión entre la pieza que presenta el agujero y la que actúa como eje. Las dos zonas exteriores (Part A y Part B), pertenecientes cada una a una pieza diferente, se caracterizan por no estar en contacto. En el extremo interior de cada una de ellas actúa una fuerza puntual, en dirección radial y en sentido contrario. En la zona intermedia, ambas piezas se encuentran en contacto. En este tramo, se considera que actúa una presión de valor constante y dirección radial sobre la superficie de ambas piezas.

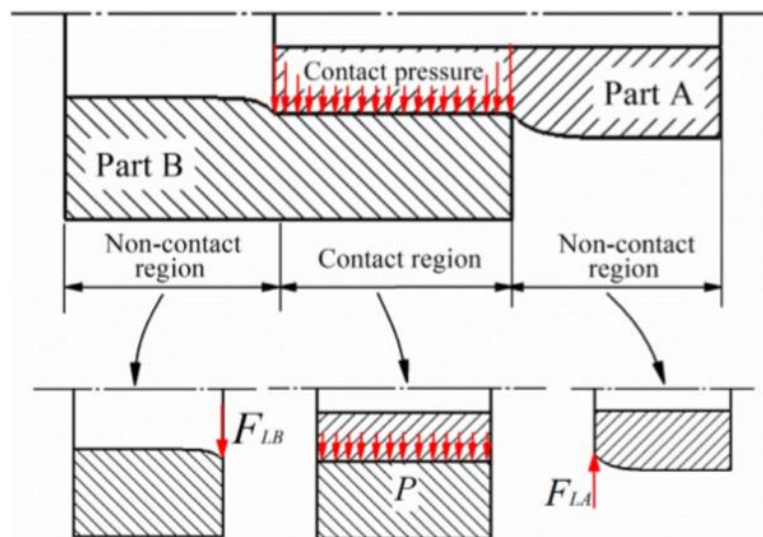


Figura 3.8. Modelo simplificado de la inserción [Wang]

Para establecer este método, parte de la teoría de Cilindros de Pared Gruesa (TCT, thick-walled cylinder theory), a partir de la cual obtiene la presión de contacto que tiene lugar entre los dos elementos unidos mediante un ajuste por interferencia. A partir de esta presión, calcula la fuerza de fricción que se produce en la región de contacto, según la Ec. 3.1 [Wang]:

$$F_i = 2\pi r L p \mu \quad \text{Ec. 3.1}$$

donde  $p$  es la presión de contacto,  $L$  es la longitud de contacto entre los cilindros y  $\mu$  el coeficiente de fricción. Será esta fuerza de fricción la misma que habrá que aplicar para realizar la inserción, por lo que la denominaremos fuerza de inserción  $F_i$ .

Como podemos observar en la Ec. 3.1, esta fuerza de inserción depende de los tres parámetros mencionados anteriormente, de los cuales, se



### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

mantiene constantes la presión de contacto  $p$  y el coeficiente de fricción  $\mu$ . Por tanto, como la longitud de contacto va aumentando a medida que se realiza la inserción, ésta se divide en tramos de longitud de contacto, obteniendo así la variación de la fuerza de inserción durante el proceso de inserción.

Una vez aplicada esta teoría, compara los resultados obtenidos con los que obtiene mediante un Modelo de Elementos Finitos. Cabe destacar que para comparar la teoría TCT con el modelo MEF, establece tres casos, en los que la interferencia diametral toma valores de  $8\mu\text{m}$ ,  $12\mu\text{m}$  y  $16\mu\text{m}$  respectivamente.

Al comparar los resultados de la fuerza de inserción, siendo el valor máximo calculado  $800\text{N}$ , éstos presentan una diferencia entre  $70\text{N}$  y  $275\text{N}$  aproximadamente (dependiendo de la interferencia), debida a dichas zonas citadas anteriormente. Por ello, determina que la teoría TCT no tiene en cuenta la resistencia que oponen las zonas de los elementos a ensamblar que aún no están en contacto entre sí y establece el modelo analítico explicado al comienzo del apartado, el cual se valida mediante resultados experimentales realizados posteriormente.

En este trabajo se seguirá el procedimiento descrito anteriormente, aunque para simplificar el cálculo, no se aplicará el modelo analítico que propone. Por tanto, comenzaremos dividiendo la inserción en tramos, desde el momento en el que la superficie inferior del soporte antivibratorio y la superficie superior del cilindro donde se aloja son coincidentes, hasta que el Silentblock queda inserto en su posición correcta en el brazo de arrastre. La distancia total que recorre el Silentblock es de  $29,5\text{mm}$ . Como ambos cilindros tienen biselados los extremos, el primer contacto se produce a los  $3\text{mm}$ , aunque sus caras cilíndricas no lo estén (ver Figura 3.9). A partir de esta distancia, se tomarán tramos de  $2\text{mm}$  hasta llegar a una posición de inserción de  $27\text{mm}$ . Para llegar a la posición final de inserción, el último tramo tendrá  $2,5\text{mm}$ .

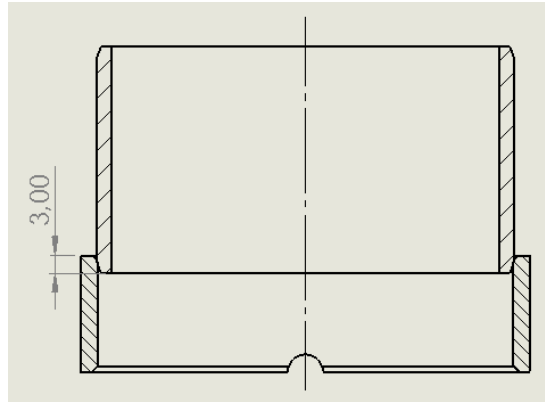


Figura 3.9. Posición de primer contacto entre los cilindros

Para todos los tramos, la interferencia diametral total  $\delta$  entre el eje y el agujero se toma en relación al diámetro nominal de cada uno (ver Figura 2.12), siendo ésta  $\delta = 0,4$  mm. Al ser el material del cilindro exterior más resistente que el del cilindro del soporte antivibratorio (ver Figura 2.7 y Figura 2.9), consideramos que sólo se deforma este último y que, por tanto, el tamaño del radio nominal  $r$  (ver Figura 2.1) es el radio interior del cilindro exterior.

Durante la inserción, uno de los parámetros a tener en cuenta, como hemos visto en la Ec 3.1, y del que dependen los resultados tanto del modelo analítico como del modelo MEF que se llevará a cabo, es el coeficiente de fricción entre el material exterior del Silentblock (EN AW-6005A) y material del cilindro donde se inserta (S355MC).

A partir de una búsqueda bibliográfica acerca del cálculo del coeficiente de fricción ([Bhushan], [Martínez], [Pellizzari], [Seifi], [Yang]), hemos podido observar, a través de teorías y ensayos experimentales, cómo el coeficiente de fricción depende de diversos factores. Entre estos factores se encuentran la rugosidad y las dimensiones de las superficies de fricción, las características de las capas superficiales, la velocidad de desplazamiento de una superficie con respecto a otra, además de la presión de contacto entre ambos elementos y la temperatura a la que se encuentran. Por ello, se ha determinado aplicar un valor estimado de éste, puesto que no se dispone de los datos requeridos para realizar dicho cálculo. Se ha supuesto el mismo coeficiente de fricción estático  $\mu=0.47$  que el obtenido en ensayos previos entre una aleación de aluminio 6061-T6 y un acero AISI 1032 [ASM].

Por tanto, los supuestos tomados para este modelo son:

- Deformación nula en sentido radial del cilindro del brazo de arrastre.
- Coeficiente de fricción  $\mu=0.47$  entre la aleación de aluminio EN AW-6005A y el acero S355MC.

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

Comenzaremos aplicando la Ec. 2.1 y, sustituyendo los valores de la Tabla 3.1, obtenemos la siguiente presión de contacto  $p$ :

$$p_{contacto} = 19628727,6 \text{ Pa} = 19,6 \text{ MPa}$$

**Tabla 3.1. Datos de los componentes (materiales y dimensiones)**

DATOS			
Material 1	EN AW-6005A	Módulo de Young $E_1$ (MPa)	68000
		Coef. Poisson $\nu_1$	0,33
Material 2	S355MC	Módulo de Young $E_2$ (MPa)	210000
		Coef. Poisson $\nu_2$	0,28
Dimensiones cilindros		Interferencia diametral	
r1 (mm)	33,5	$\delta$ (mm)	0,4
r2 (mm)	35,8	Coef. rozamiento	
r3 (mm)	38,8	$\mu$	0,47

A la hora de calcular la fuerza de inserción  $F_i$ , debemos tener en cuenta que, en el primer tramo de inserción ( $x=3\text{mm}$ ), las caras cilíndricas aún no se encuentran en contacto, como se ha explicado anteriormente, por lo que el valor de dicha fuerza en ese tramo será nulo. En el resto de tramos, aplicaremos la Ecuación 3.1, obteniendo los resultados que se muestran en la Tabla 3.2 y que se representan en la gráfica de la Figura 3.10.

**Tabla 3.2. Resultados obtenidos mediante el modelo analítico**

Posición de inserción $x$ (mm)	Longitud de contacto $L$ (mm)	Fuerza de inserción $F_i$ (kN)
0	0	0,00
3	0	0,00
5	2	4,15
7	4	8,30
9	6	12,45
11	8	16,60
13	10	20,75
15	12	24,90
17	14	29,05
19	16	33,20
21	18	37,35
23	18	37,35
25	18	37,35
27	18	37,35
29,5	18	37,35

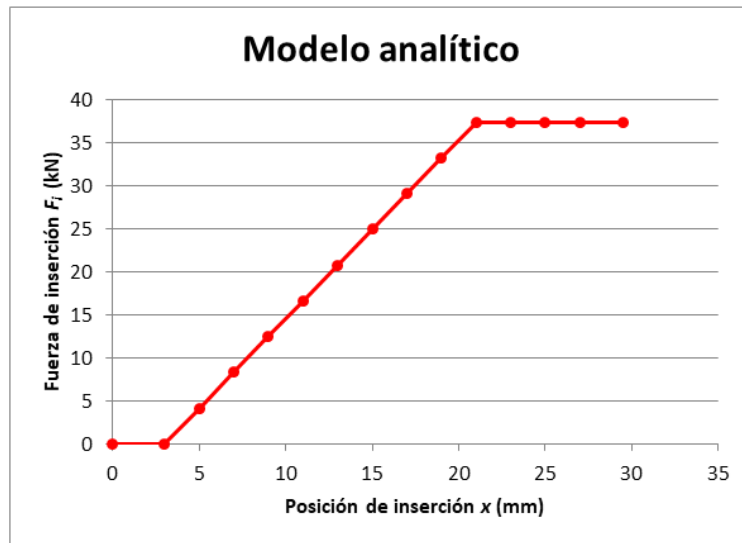


Figura 3.10. Representación de la fuerza de inserción  $F_i$  (kN) frente a la posición de inserción  $x$  (mm) del modelo analítico

En la gráfica de la Figura 3.10 se representa la fuerza de inserción (eje ordenadas), obtenida según el modelo analítico, en kN, frente a la posición de inserción (eje de abscisas) en mm.

### 3.3. Implementación del modelo en Solidworks

A continuación se presenta la aportación original a este trabajo, la cual consiste en la creación de un modelo MEF (Método de Elementos Finitos) que permita predecir la fuerza de inserción necesaria para introducir el soporte antivibratorio en el brazo de arrastre.

Para ello, emplearemos el complemento de SolidWorks llamado Solidworks Simulation. Dentro de los diferentes estudios que se pueden realizar con él, elegiremos el estudio estático. A continuación, mostraremos los pasos seguidos y las consideraciones tomadas a la hora de simular el modelo en Solidworks.

Para realizar la simulación, sólo tendremos en cuenta el cilindro donde se inserta el Silentblock, perteneciente al brazo de arrastre, y el propio Silentblock, prescindiendo del resto de componentes del brazo de arrastre por no ser objeto de este estudio. Cabe destacar que la espada del Silentblock tampoco se incluirá en la simulación, ya que es un elemento cuya función es unir el soporte antivibratorio y el chasis del automóvil. Este componente está ensamblado dentro del conjunto del Silentblock mediante ajuste, por lo que, a la hora de realizar la simulación, se producen interferencias entre las caras y aristas de la espada con el inserto interior donde se aloja. De esta forma, suprimiendo este componente, conseguimos simplificar la simulación.

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

El procedimiento a seguir consiste en simular la inserción de forma estática por tramos de longitud de contacto, del mismo modo que en el modelo analítico. Para cada tramo, el software calculará la presión de contacto entre ambos elementos, permitiendo así comparar los resultados del modelo MEF con los del modelo analítico.

Para reducir el tiempo de simulación, comprobaremos previamente si el modelo se puede simplificar aún más que sólo con las consideraciones tomadas anteriormente. Para ello, ensamblaremos por un lado el Silentblock (menos la espada) en su posición final dentro del cilindro, y lo compararemos con otro ensamblaje, formado únicamente por el cilindro exterior del soporte antivibratorio y el cilindro del brazo de arrastre, ambos situados en la misma posición que en el caso anterior. En ambos ensamblajes, nos fijaremos en la media de los datos obtenidos en cada caso y, si los resultados se aproximan entre sí, elegiremos el modelo simplificado y realizaremos las sucesivas simulaciones a partir de él.

Comenzaremos introduciendo en SolidWorks los parámetros de cada material (Tabla 3.3, Tabla 3.4, Tabla 3.5, y Tabla 3.6). Para facilitar el análisis de resultados, estableceremos la equivalencia entre los símbolos que identifican las características mecánicas de cada material según la norma [UNE 7540] [UNE-EN 10027-2] y los que se emplean en [Sighley], siendo:

- $S_y$  (Resistencia a la fluencia) [Sighley]  $\equiv R_e$  ( $R_{p0,2}$  ó  $R_{eH}$ ) (Límite elástico especificado) [UNE 7540] [UNE-EN 10027-2].
- $S_{ut}$  (Resistencia última a tracción) [Sighley] =  $R_m$  (Resistencia a la tracción) [UNE 7540] [UNE-EN 10027-2].

Incluiremos la nomenclatura  $S_y$  y  $S_{ut}$ , y la del resto de propiedades, en las tablas citadas anteriormente. Esta nomenclatura se aplicará a lo largo de todo el trabajo.

Tabla 3.3. Propiedades de la aleación EN AW-6005A introducidas en Solidworks

EN AW-6005A		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	68000	N/mm <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson, $\nu$	0,33	N/D
Módulo cortante, G	25600	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	2710	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	270	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	225	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 3.4. Propiedades del acero S355MC introducidas en Solidworks

Acero S355MC (1.0976)		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,28	N/D
Módulo cortante, G	82000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	430	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	355	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 3.5. Propiedades del acero S500MC introducidas en Solidworks

Acero S500MC (1.0984)		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,28	N/D
Módulo cortante, G	82031	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	550	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	500	N/mm <sup>2</sup>

Tabla 3.6. Propiedades de la goma SAE J200 M4AA 614 B13 F17 Z1 Z2 introducidas en Solidworks

GOMA SAE J200 M4AA 614 B13 F17 Z1 Z2		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	-	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson, $\nu$	-	N/D
Módulo cortante, G	-	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	860	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	14	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	-	N/mm <sup>2</sup>

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

A continuación, ensamblaremos el Silentblock completo en el cilindro (el cual se toma como componente fijo en el espacio) empleando tres relaciones de posición:

- Concentricidad entre las superficies cilíndricas (Figura 3.11).
- Planos longitudinales posicionados con un ángulo de  $24^\circ$  (ángulo de montaje) entre ellos (Figura 3.12). Esto impide el movimiento del Silentblock en torno a su eje axial.
- Centrado del ancho de los dos cilindros (Figura 3.13).

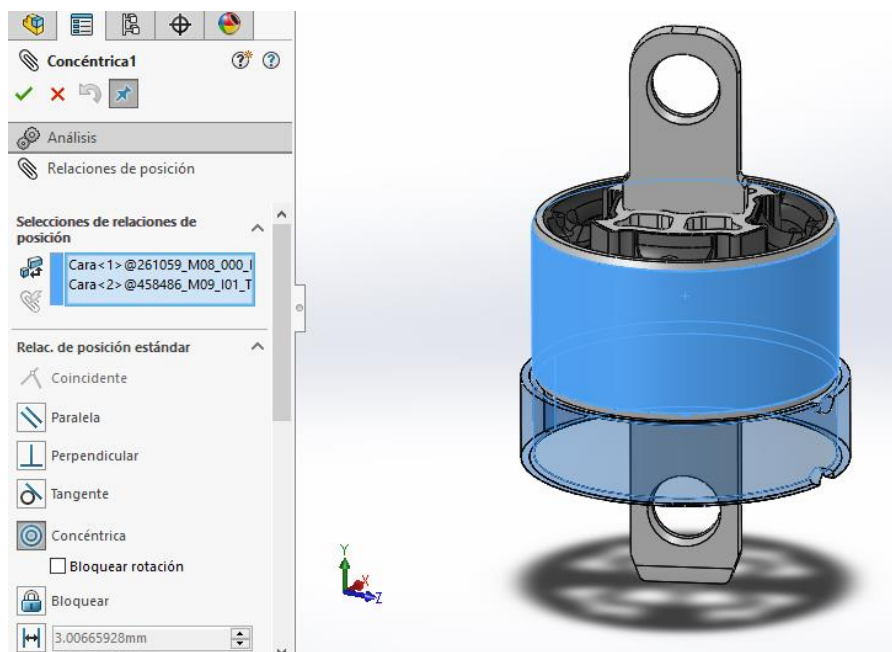


Figura 3.11. Concentricidad de las superficies cilíndricas.

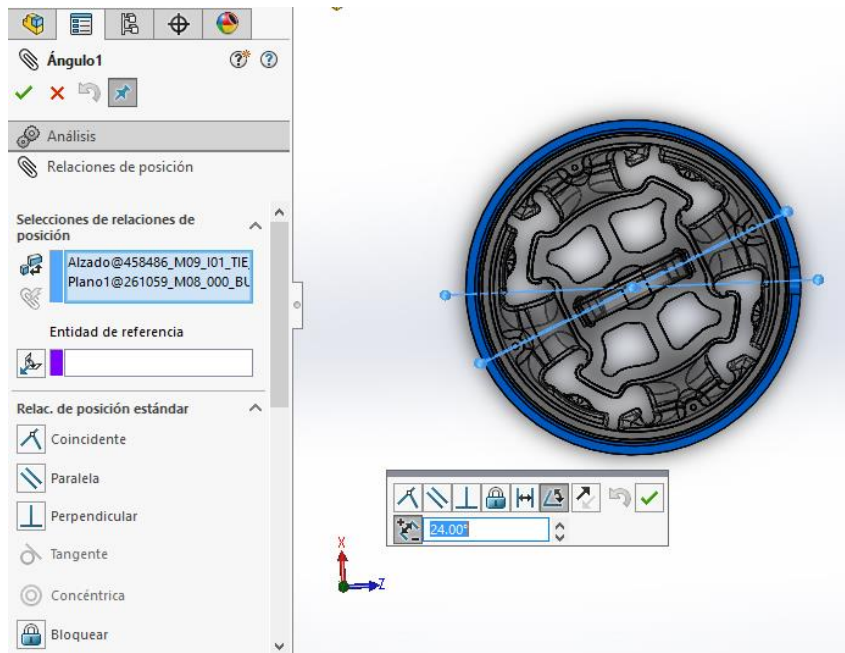


Figura 3.12. Ángulo entre planos axiales.

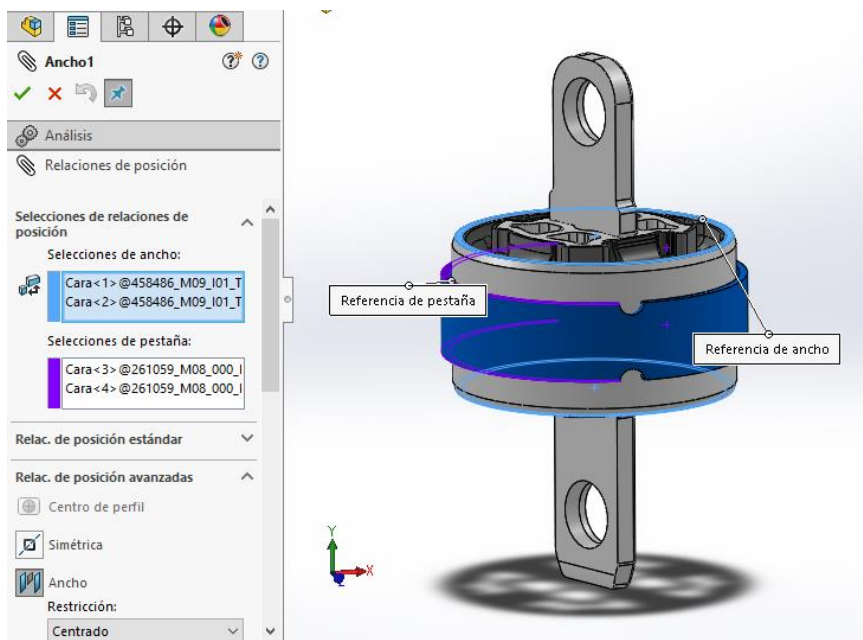


Figura 3.13. Centrado del ancho de los cilindros.

Suprimiremos la espada del Silentblock, y activaremos el complemento Solidworks Simulation, eligiendo el estudio estático.

El primer parámetro que determinaremos es el tipo de conexión entre los componentes. Por defecto, el programa emplea un contacto global entre componentes como unión rígida (Figura 3.14), el cual será suprimido debido a su incompatibilidad con nuestro estudio. Por tanto, dentro de las conexiones, elegimos ajuste por contracción, y seleccionamos las caras implicadas, en



### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

este caso, la exterior del Silentblock, y las tres interiores del cilindro del brazo de suspensión. Por último, introducimos el coeficiente de fricción de 0,47 [ASM] (Figura 3.15).

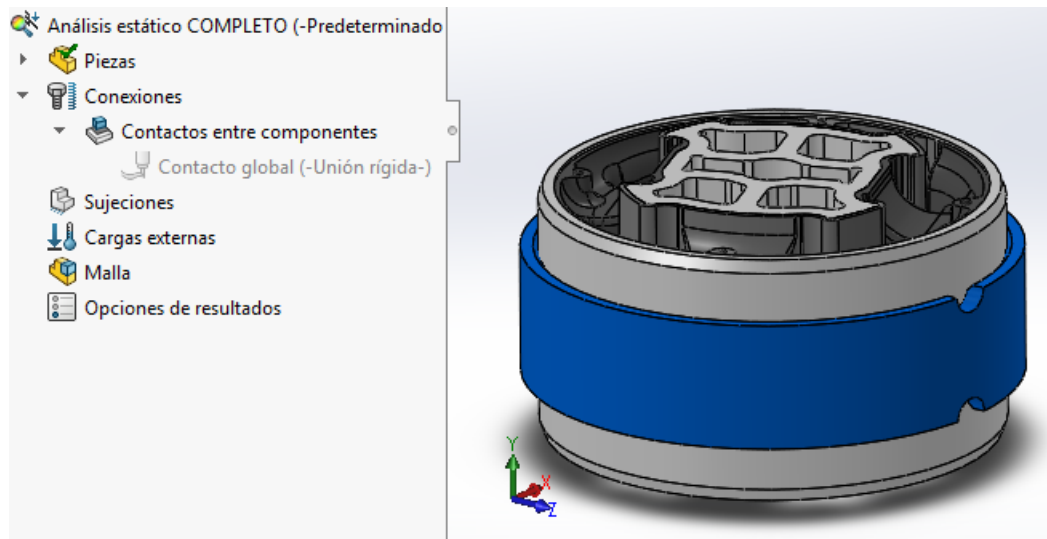


Figura 3.14. Supresión del contacto global por unión rígida.

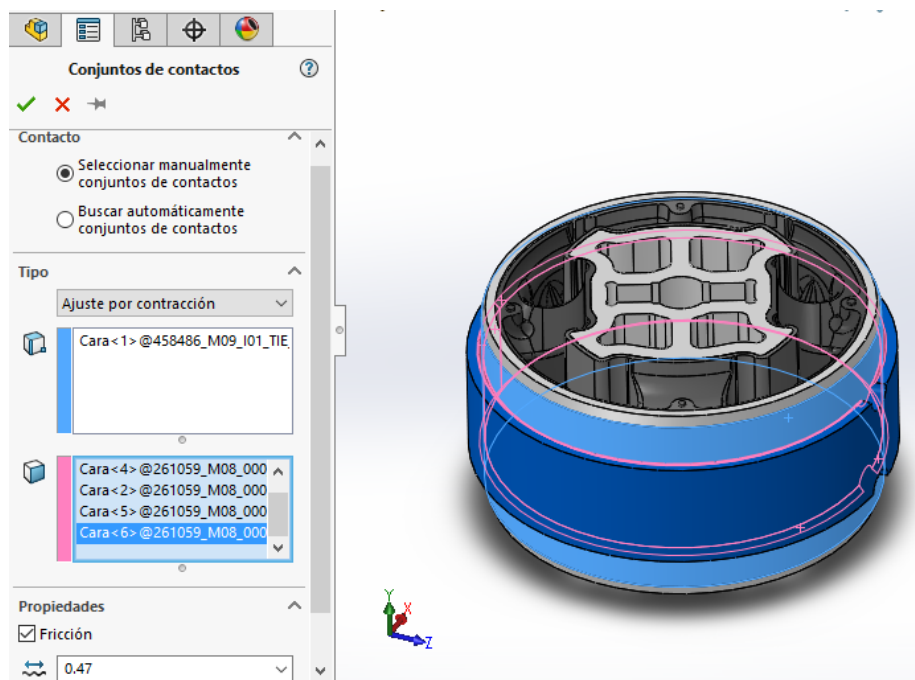


Figura 3.15. Ajuste por contracción.

En cuanto al resto de componentes del Silentblock, aplicamos también conjuntos de contactos, aunque, a diferencia del caso anterior, y debido a la compleja geometría de dichos componentes, seleccionamos la opción de

buscar automáticamente los contactos entre ellos (Figura 3.16). A continuación, marcamos todos ellos e imponemos que sean uniones rígidas (Figura 3.17).

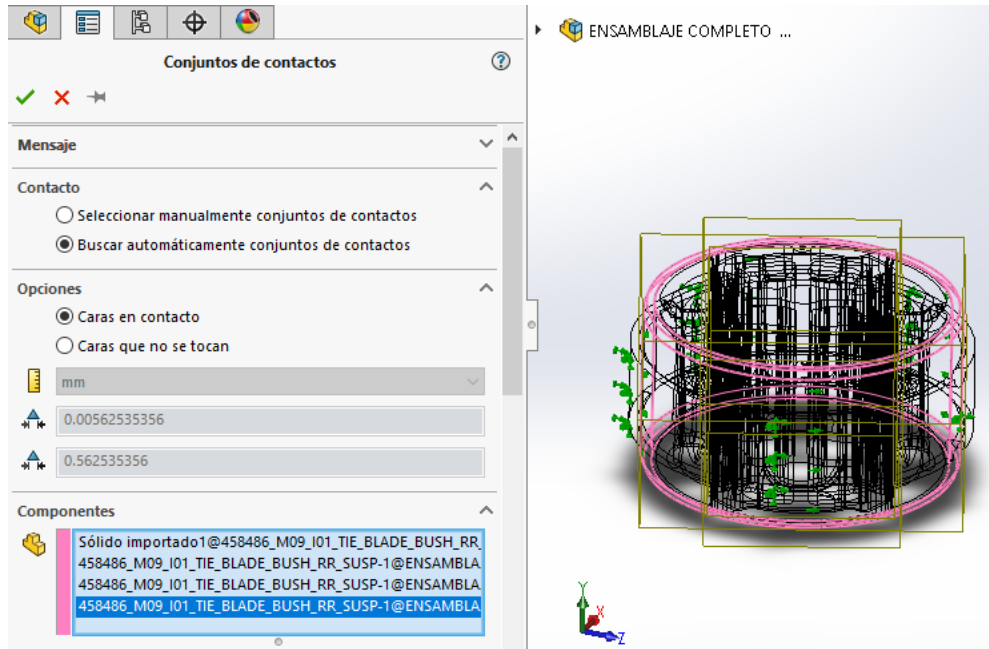


Figura 3.16. Búsqueda automática de conjuntos de contactos entre los componentes.

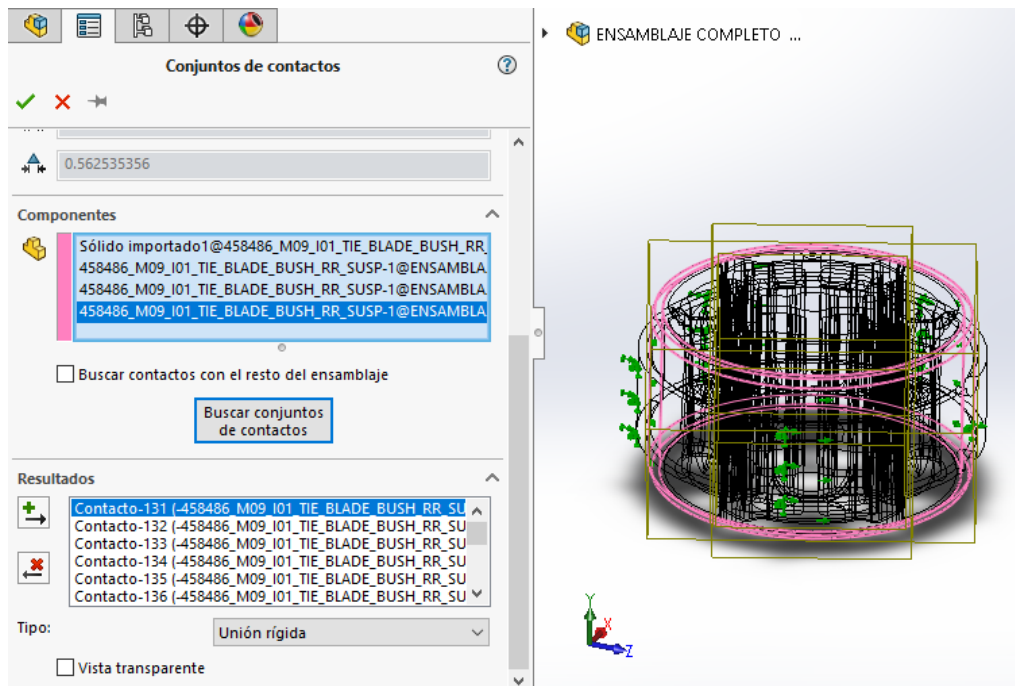


Figura 3.17. Conjuntos de contactos encontrados automáticamente

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

Una vez finalizadas las uniones, procedemos a introducir las sujeciones. Para ello, haremos que la cara exterior del cilindro que aloja el Silentblock sea fija, ya que es la cara que va unida al resto del brazo de arrastre y, por tanto, es la opción que mejor se adapta a la realidad (Figura 3.18). Por otro lado, impondremos que el giro de la superficie cilíndrica exterior del Silentblock sea nulo, ya que durante la inserción esto no ocurre (Figura 3.19).

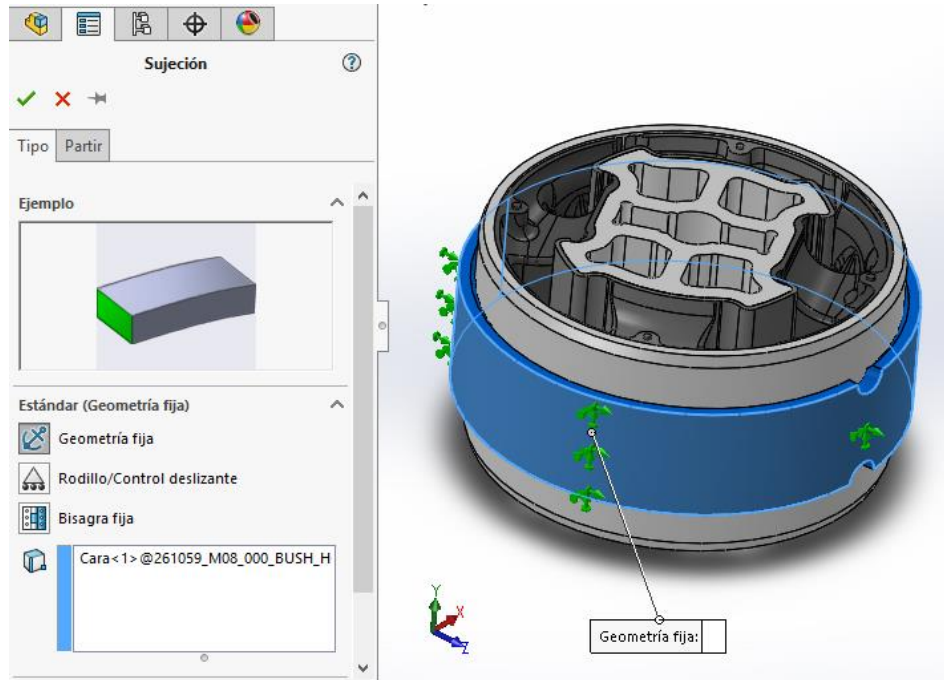


Figura 3.18. Sujeción mediante fijación del cilindro exterior.

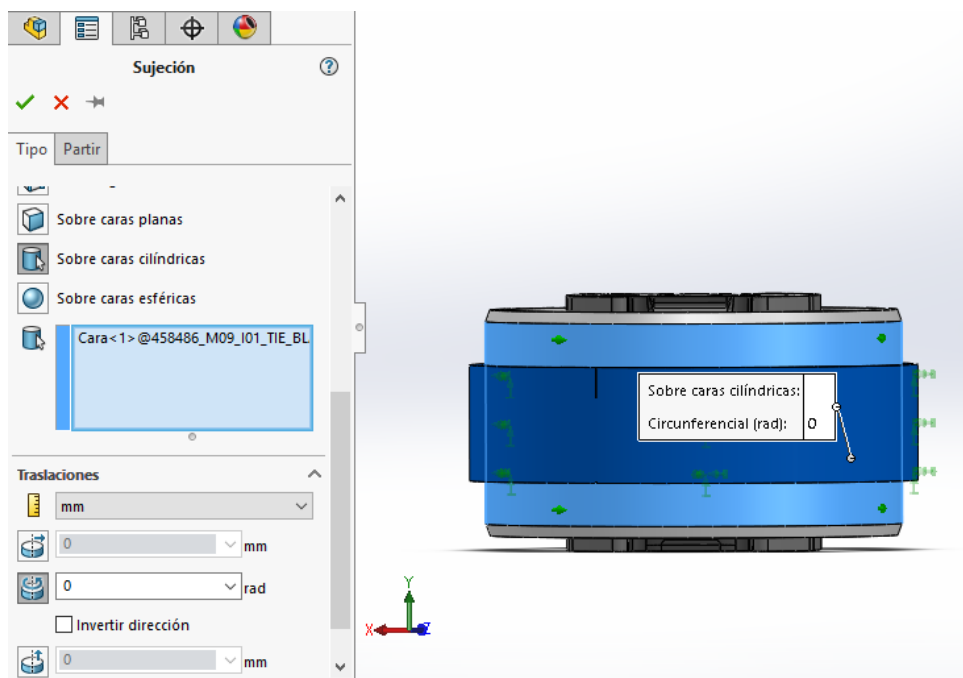


Figura 3.19. Giro impedido de la cara exterior del Silentblock

No aplicaremos cargas exteriores, ya que lo que nos interesa es estudiar la propia interferencia entre los componentes. Por tanto, procederemos a mallar el ensamblaje. Elegiremos una malla estándar, con un tamaño máximo de los elementos tetraédricos de 3mm (Figura 3.20) puesto que el diámetro máximo es de 77,6mm, la altura máxima 39mm y los espesores de 2,5mm y 3mm. Al crear la malla, el programa da un fallo en el mallado, debido a que los dos brazos de goma que se encuentran en el interior del Silentblock presentan una geometría más compleja y, por tanto, necesitan un tamaño menor de los elementos. Realizamos entonces un control de malla a cada uno de los dos componentes. Para el brazo Z, elegimos una malla con un tamaño de elemento de 1,5mm (Figura 3.21). El brazo X necesita un mallado aún más fino, siendo el tamaño del elemento en este caso de 1,1mm (Figura 3.22). El resultado final del mallado del ensamblaje completo puede verse en la Figura 3.23.

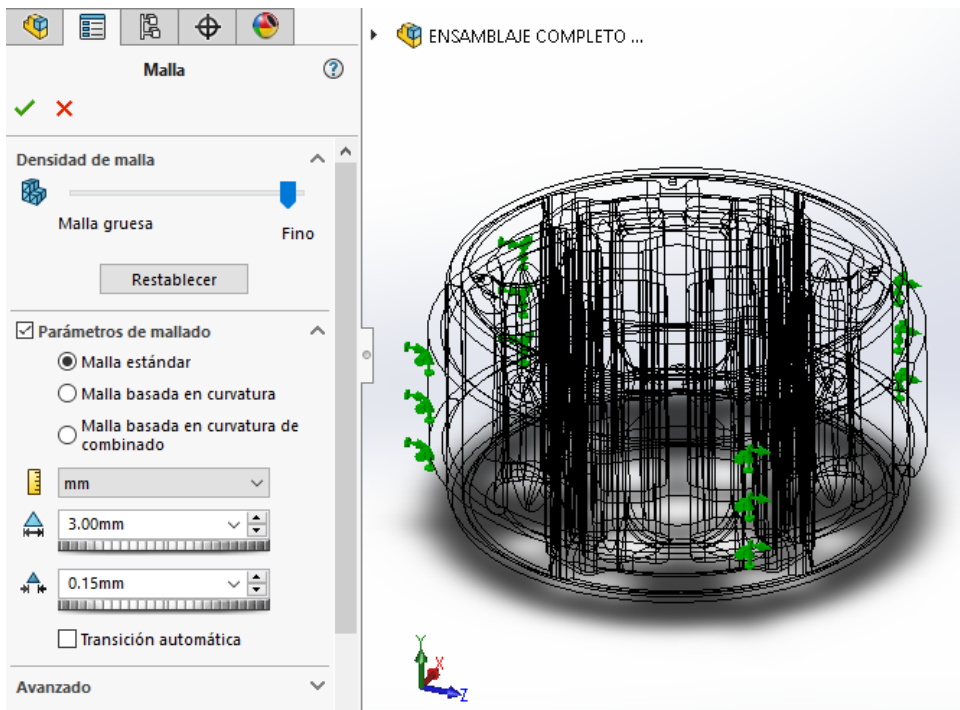


Figura 3.20. Parámetros del mallado

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

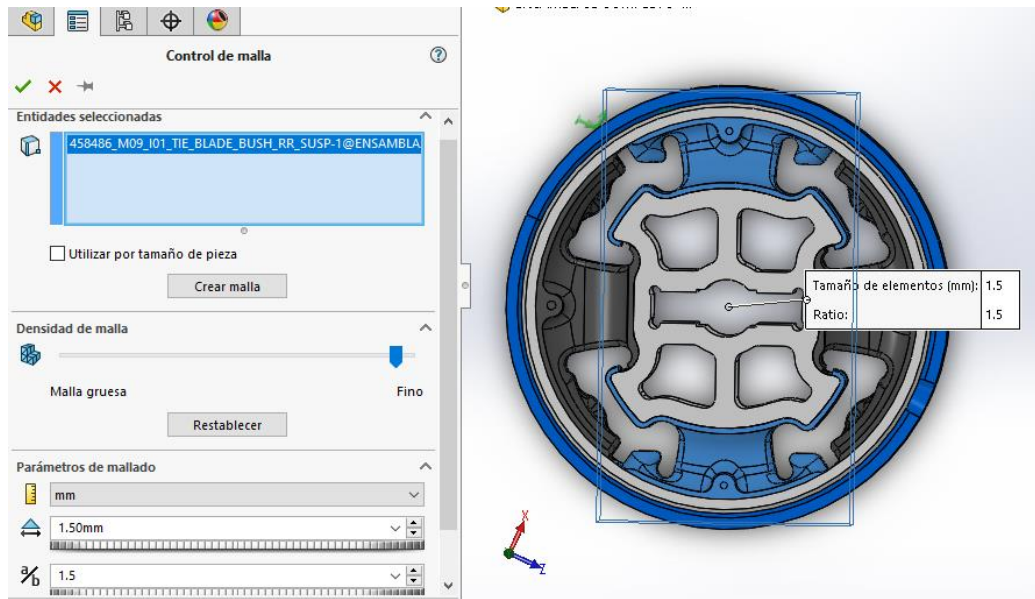


Figura 3.21. Parámetros del control de malla para el brazo Z de goma.

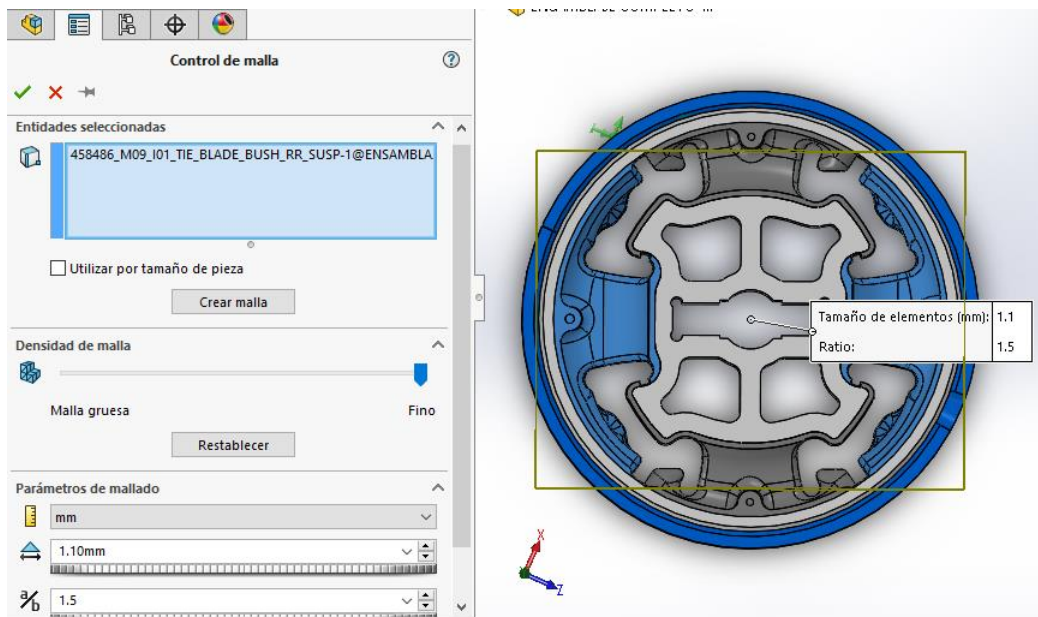


Figura 3.22. Parámetros del control de malla para el brazo X de goma.



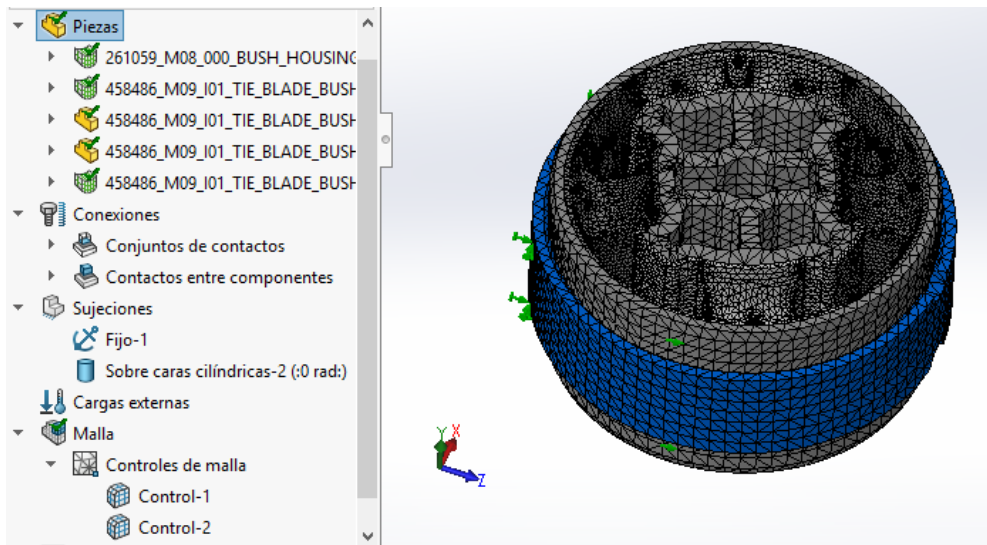


Figura 3.23. Mallado del modelo completo.

Procedemos a ejecutar el estudio obteniendo los resultados de la presión de contacto del modelo completo mostrados en la Figura 3.24 y la Figura 3.25. Los valores de la presión de contacto se representan en  $\text{N/m}^2$  mediante una escala decimal, la cual se identifica a su vez con una escala de colores.

Tanto en la Figura 3.24 como en la Figura 3.25 se observa que el valor máximo que toma la presión de contacto en el modelo completo es del orden de  $663,8\text{MPa}$ , el cual se da en las hendiduras que presenta el cilindro donde se inserta el Silentblock, más concretamente en la zona interior de las mismas. A mayores hay otras cuatro zonas del conjunto con una presión de contacto destacables. Las dos primeras se localizan en las aristas internas, tanto superior como inferior del cilindro antes mencionado, donde se alcanzan valores comprendidos entre los  $387,2\text{MPa}$  y los  $442,5\text{MPa}$ . La otras dos se encuentran en el cilindro exterior del Silentblock, coincidiendo con las zonas antes mencionadas, y en las que la presión de contacto alcanza valores entre los  $221,3\text{MPa}$  y los  $276,6\text{MPa}$ . Por último, existe una zona, casi imperceptible, en la superficie interior del cilindro exterior, en concreto alrededor del plano medio transversal de dicha superficie, en la que se alcanzan valores entre los  $0,0\text{MPa}$  y los  $55,31\text{MPa}$ .

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

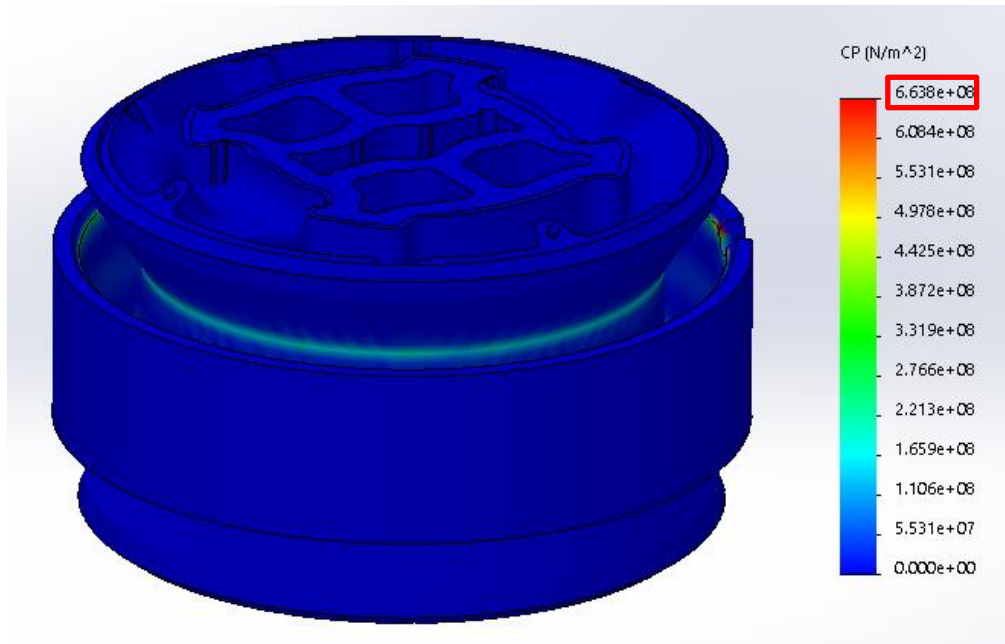


Figura 3.24. Resultado de la presión de contacto en N/m<sup>2</sup> (Pa) del modelo completo (parte superior)

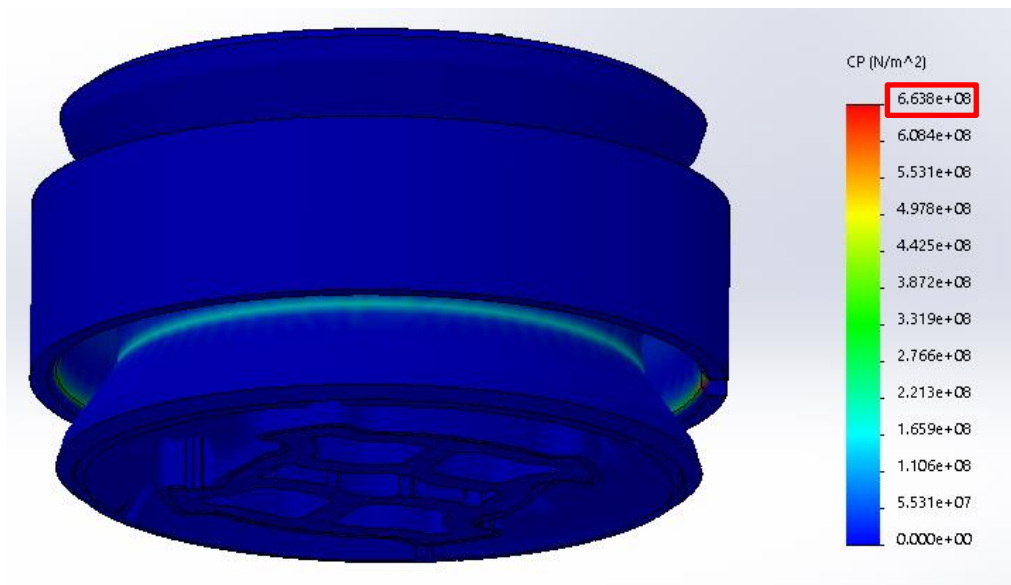


Figura 3.25. Resultado de la presión de contacto en N/m<sup>2</sup> (Pa) del modelo completo (parte inferior)

Como la presión de contacto sólo alcanza valores distintos de cero en la superficie externa del Silentblock y en la interna del cilindro, trabajaremos con dichas superficies a la hora de obtener el valor promedio de la magnitud de estudio. Para ello, primeramente seleccionaremos en Solidworks la superficie externa del Silentblock, y el programa calcula automáticamente la presión de contacto en todos los nodos de dicha superficie, además del valor promedio de todas ellas, la suma, el máximo, el mínimo y el valor RMS (Figura 3.26). Obtendremos además el gráfico que nos proporciona el software,

representado en la Figura 3.27. En él se representa en el eje de abscisas los nodos de la malla de la superficie seleccionada y en el eje de ordenadas el valor de la presión de contacto en N/m<sup>2</sup> en dichos nodos, en escala decimal. Dicho valor fluctúa entre los 0MPa y los 247,7MPa. Se ha añadido en la parte inferior el gráfico el valor promedio de la presión de contacto en MPa, en este caso 25,08MPa, calculado por el programa y representado mediante una línea azul horizontal en el gráfico.

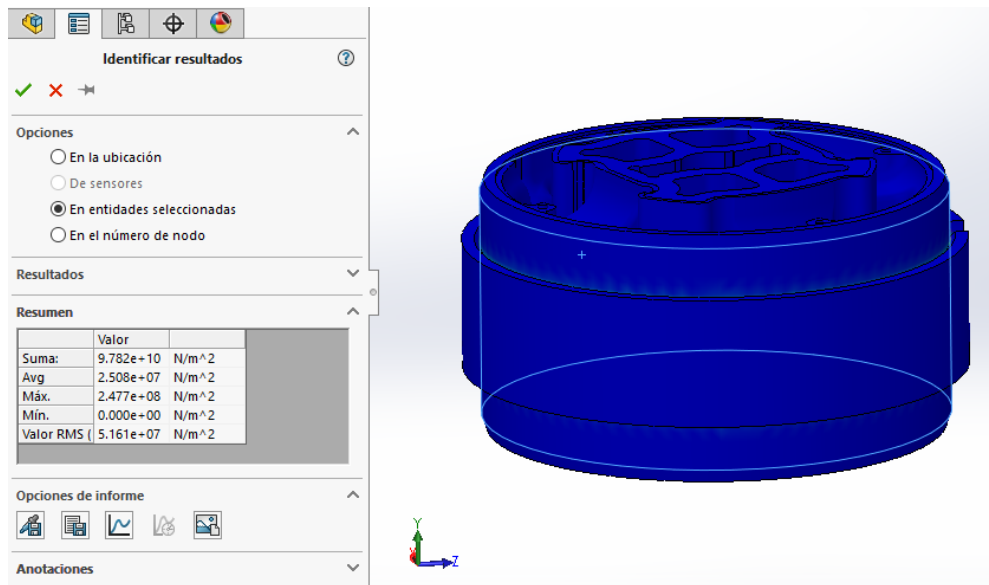


Figura 3.26. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie exterior del Silentblock

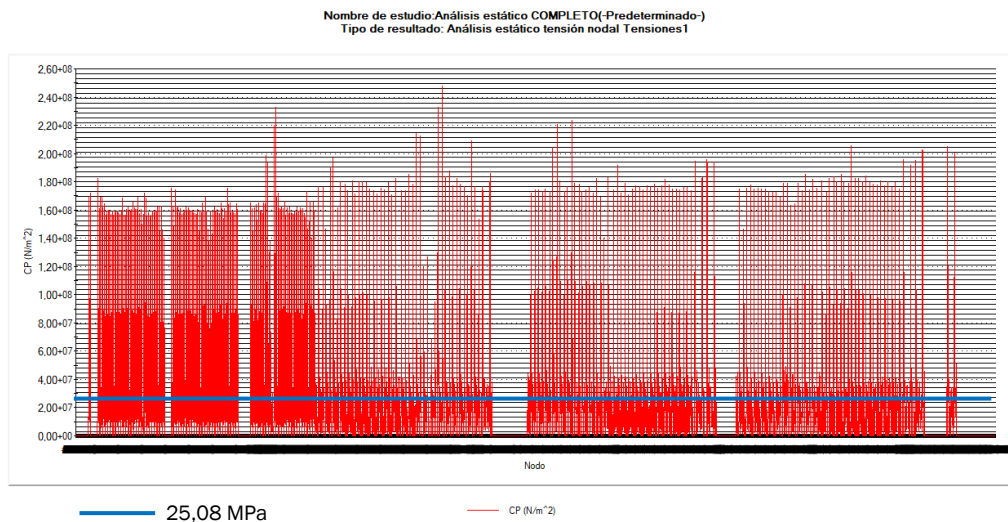


Figura 3.27. Presión de contacto  $p$  en los nodos de la superficie exterior del Silentblock del modelo completo. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].



### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

Repetiremos estas operaciones, por un lado, con la superficie interna del cilindro, actualizando para ello los resultados de presión de contacto en cada nodo (Figura 3.28), los cuales se representan en el gráfico de la Figura 3.29, junto con el valor promedio de todos ellos, en este caso 70,97MPa. Podemos ver además que la presión de contacto alcanza valores desde los 0MPa hasta los 663,8MPa.

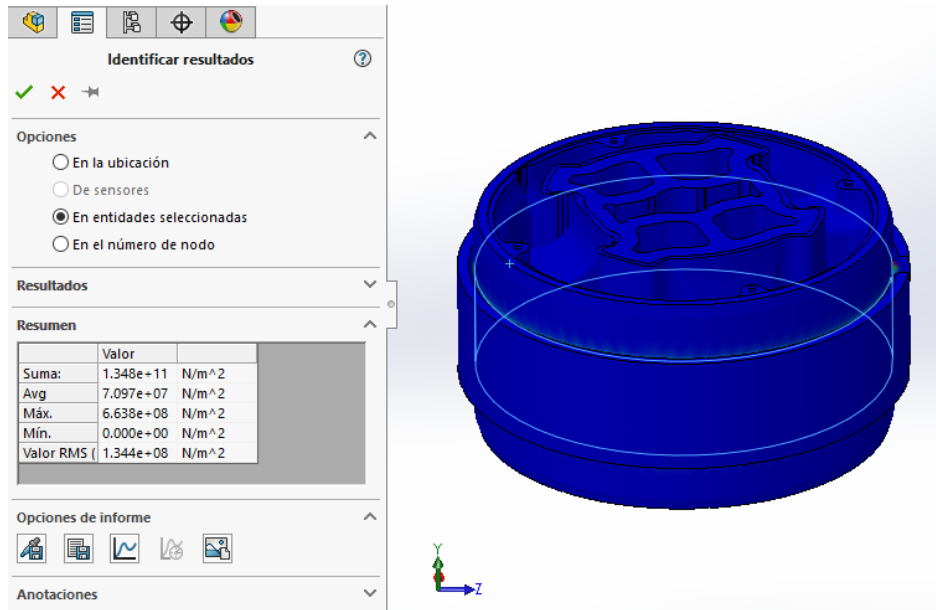


Figura 3.28. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie interior del cilindro donde se aloja el Silentblock

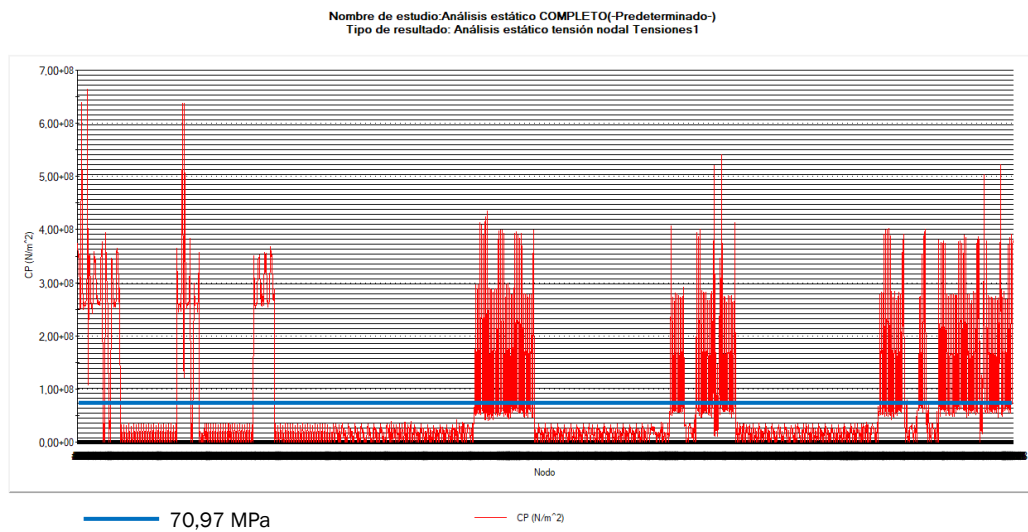


Figura 3.29. Presión de contacto  $p$  en los nodos de la superficie interior del cilindro del modelo completo. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].

Por último, tomaremos ambas superficies citadas anteriormente, mostrando los resultados del valor promedio, la suma, el máximo, el mínimo y el valor RMS de la presión de contacto en la Figura 3.30. En el gráfico de resultados de la Figura 3.31, los cuales oscilan entre los 0MPa y los 663,8MPa, el valor promedio de la presión de contacto representado es de 40,11MPa.

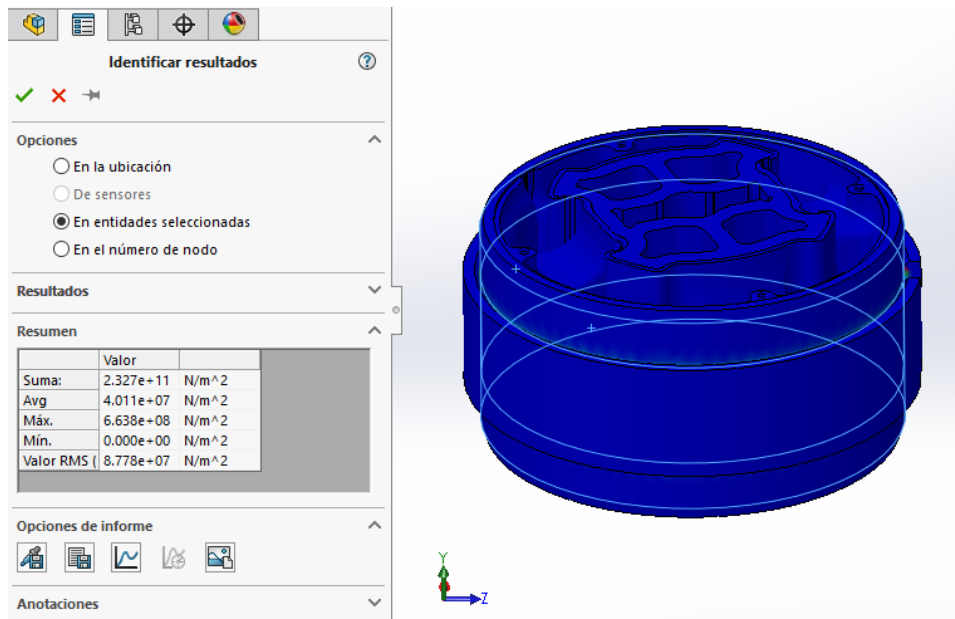


Figura 3.30. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie exterior del Silentblock y de la superficie interior del cilindro donde se aloja

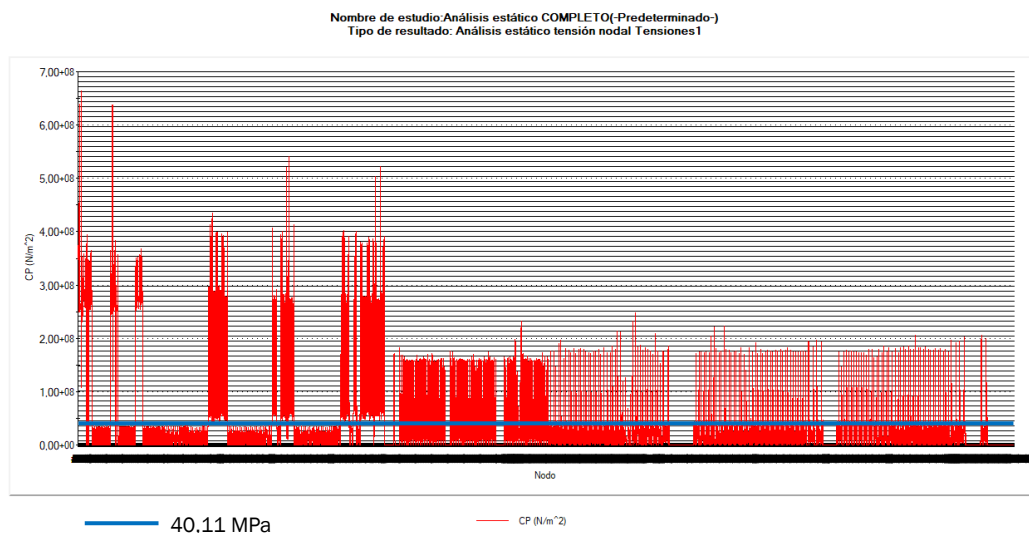


Figura 3.31. Presión de contacto  $p$  en los nodos de las dos superficies del modelo completo. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

A continuación, ensayaremos el ensamblaje simplificado, compuesto únicamente por el cilindro exterior del Silentblock y cilindro donde se aloja. Los parámetros tomados para este caso, tanto de materiales, como de relaciones de posición y condiciones de contorno, son los mismos que en el caso anterior, para poder realizar la comparación entre ellos. Únicamente se diferencian en que, en esta configuración, no hay que definir contactos entre los distintos componentes del Silentblock, ya que no los hay. Por tanto, tampoco hay que aplicar los controles de mallado, debido a que una malla con elementos tetraédricos de máximo 3mm es suficiente. El resultado del mallado se muestra en la Figura 3.32.

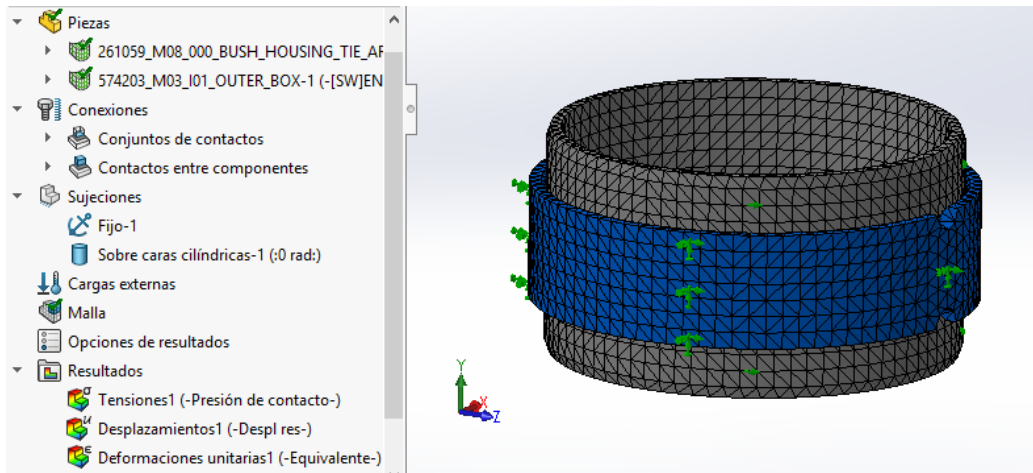


Figura 3.32. Mallado del modelo simple

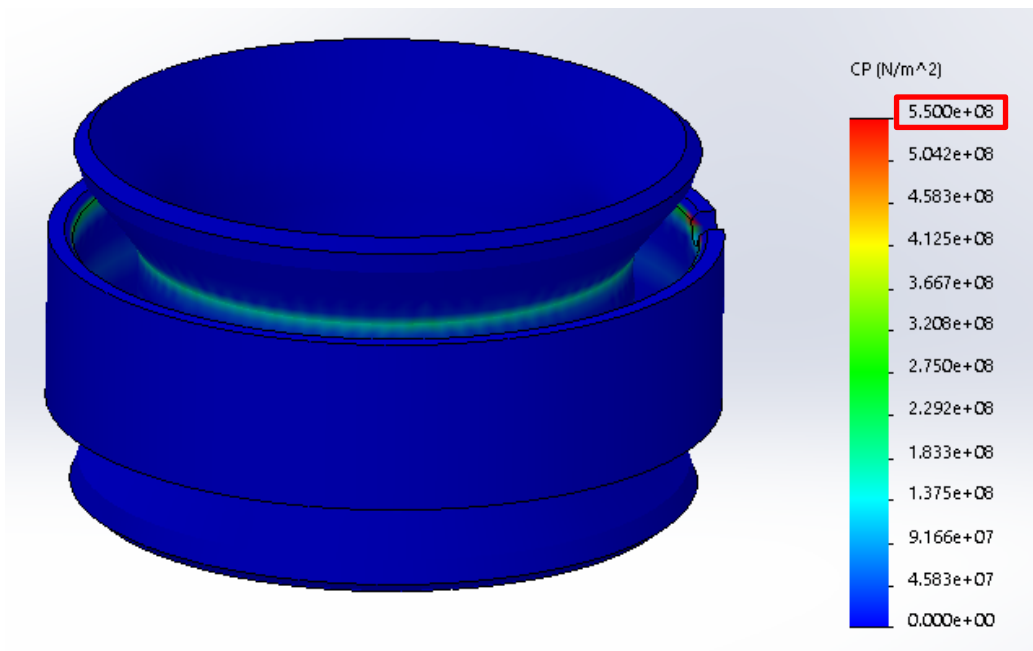


Figura 3.33. Resultado de la presión de contacto en N/m<sup>2</sup> (Pa) del modelo simple (parte superior)

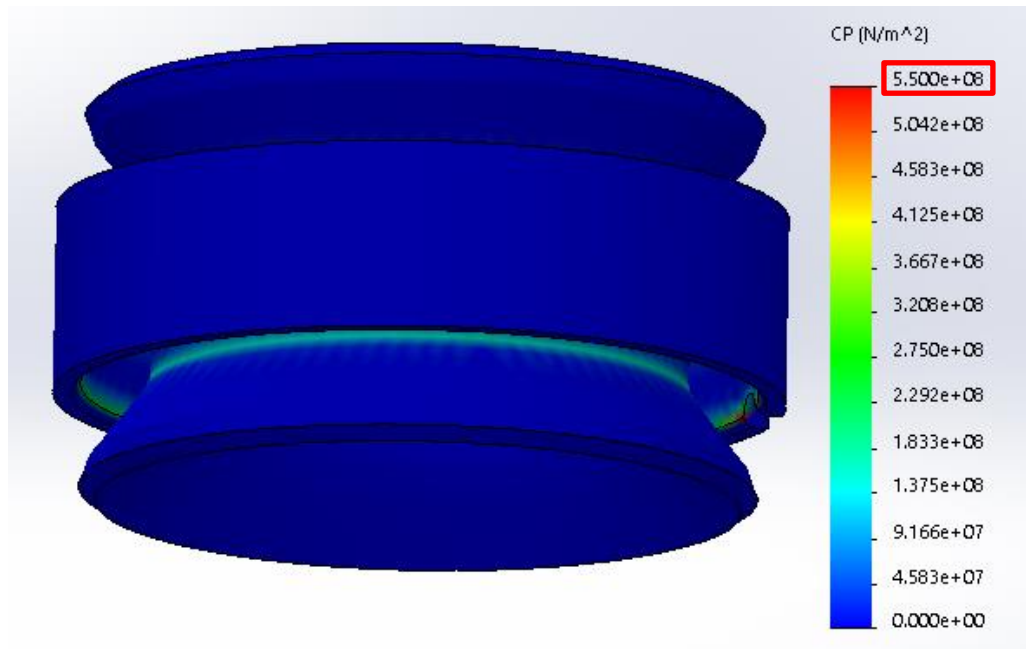


Figura 3.34. Resultado de la presión de contacto en  $\text{N/m}^2$  (Pa) del modelo simple (parte inferior)

Ejecutamos el estudio, obteniendo los resultados de la presión de contacto en todo el modelo, representados mediante colores en las Figuras 3.33 y 3.34. Observamos que el máximo alcanzado en este caso se encuentra en torno a los 550,0MPa, localizado en las mismas zonas donde se alcanzaba el máximo en el caso del ensamblaje completo (zona interior de las hendiduras del cilindro exterior). También, al igual que antes, destacaremos otras cuatro zonas, localizadas en las mismas posiciones que antes, y que resaltan frente al resto. Dos en torno a las aristas internas superior e inferior del cilindro exterior, con una presión de contacto entre 320,8MPa y 366,7MPa. Las otras dos en la superficie exterior del soporte antivibratorio, coincidentes con las dos zonas antes mencionadas, con valores situados entre los 183,3MPa y los 229,2MPa. Por último, en este caso, en la zona localizada en torno al plano medio transversal de la superficie interior del cilindro exterior, se alcanza una presión de contacto entre 45,8MPa y 91,7MPa.

Al igual que en el modelo completo, para obtener el gráfico de la presión de contacto en cada nodo, lo haremos en primer lugar seleccionando únicamente la superficie externa del cilindro exterior del Silentblock (Figura 3.35), obteniendo los datos del valor promedio, la suma, el máximo, el mínimo y el valor RMS de la presión de contacto en dicha superficie. En el gráfico de la Figura 3.36, la presión de contacto fluctúa entre los 0MPa y los 225,6MPa, siendo el valor promedio de ésta 25,10MPa.

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

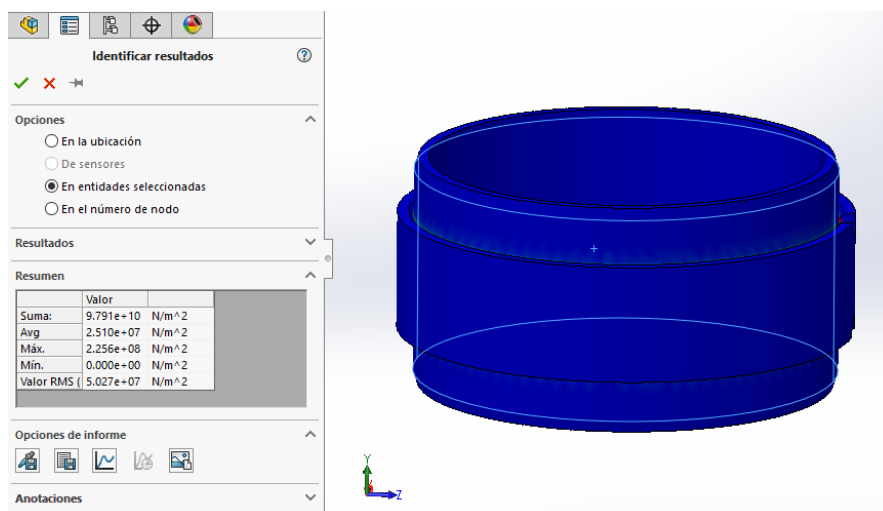


Figura 3.35. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie exterior del Silentblock

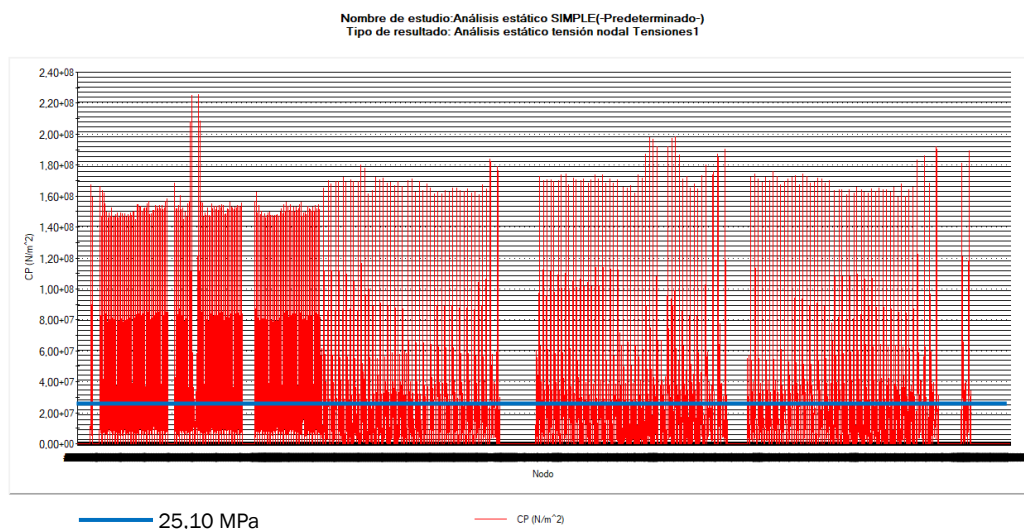


Figura 3.36. Presión de contacto  $p$  en los nodos de la superficie exterior del Silentblock del modelo simple. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].

Seleccionando la superficie interior del cilindro que aloja el soporte antivibratorio y actualizando los resultados, el valor promedio, suma, máximo y mínimo de la presión de contacto en los nodos de se muestran en la Figura 3.37 y el gráfico de los mismos en la Figura 3.38. Dentro de los valores de la presión de contacto representados, los cuales varían entre los 0MPa y los 550,0MPa, el valor promedio de los mismos es 66,67MPa.

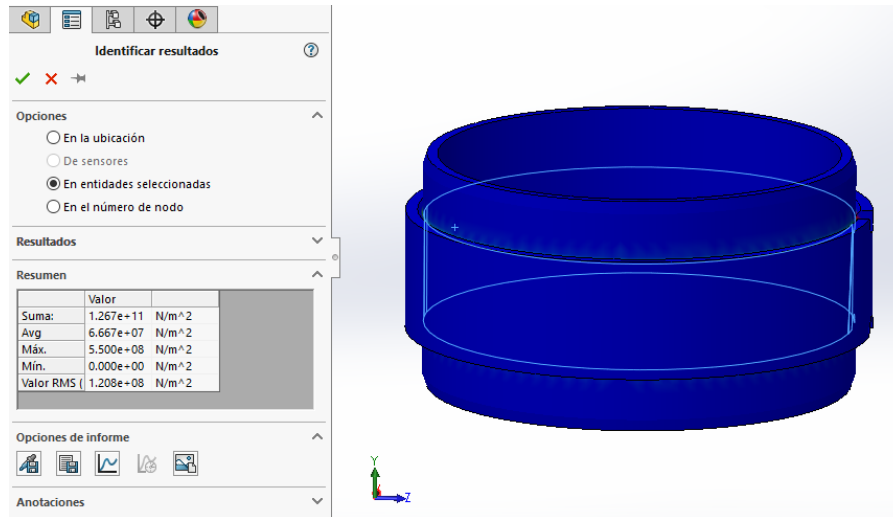


Figura 3.37. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie interior del cilindro donde se aloja el Silentblock

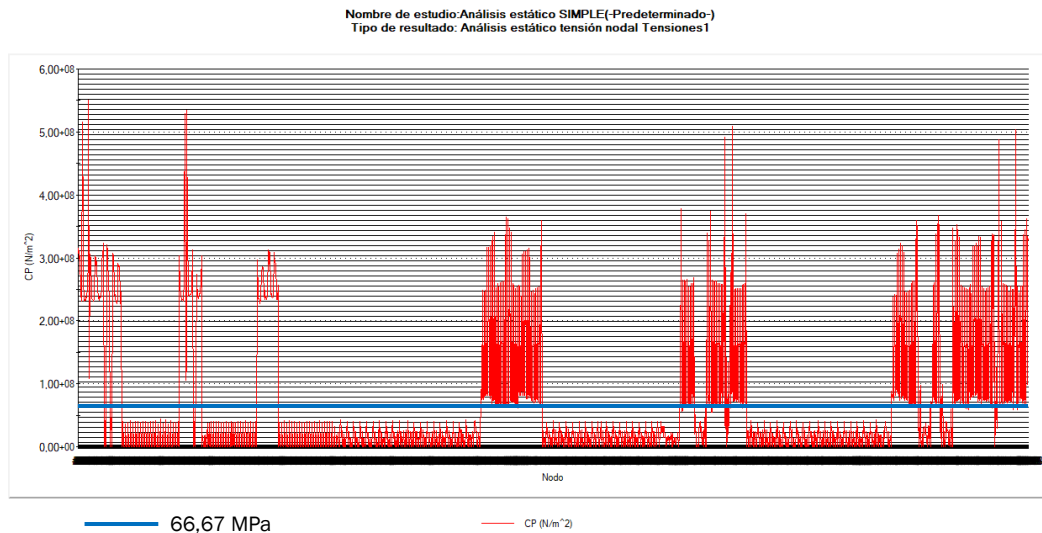


Figura 3.38. Presión de contacto  $p$  en los nodos de la superficie interior del cilindro del modelo simple. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].

Por último, seleccionamos ambas superficies citadas anteriormente, actualizamos los resultados y obtenemos el valor promedio, la suma, el máximo y el mínimo de la presión de contacto en los nodos de la malla de dicha superficie, los cuales se muestran en la Figura 3.39. El gráfico en el que se representa la presión de contacto en dichos nodos se muestra en la Figura 3.40. Podemos ver que los valores oscilan entre los 0MPa y los 550,0MPa y el valor promedio representado en azul es de 38,72MPa.

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

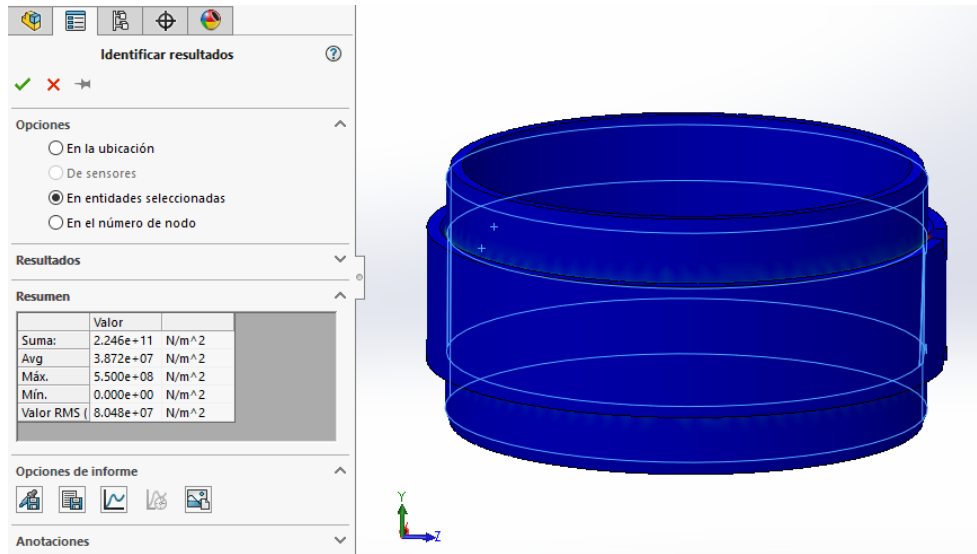


Figura 3.39. Suma, valor promedio, máximo, mínimo y valor RMS de la presión de contacto en los nodos de la superficie exterior del Silentblock y de la superficie interior del cilindro donde se aloja

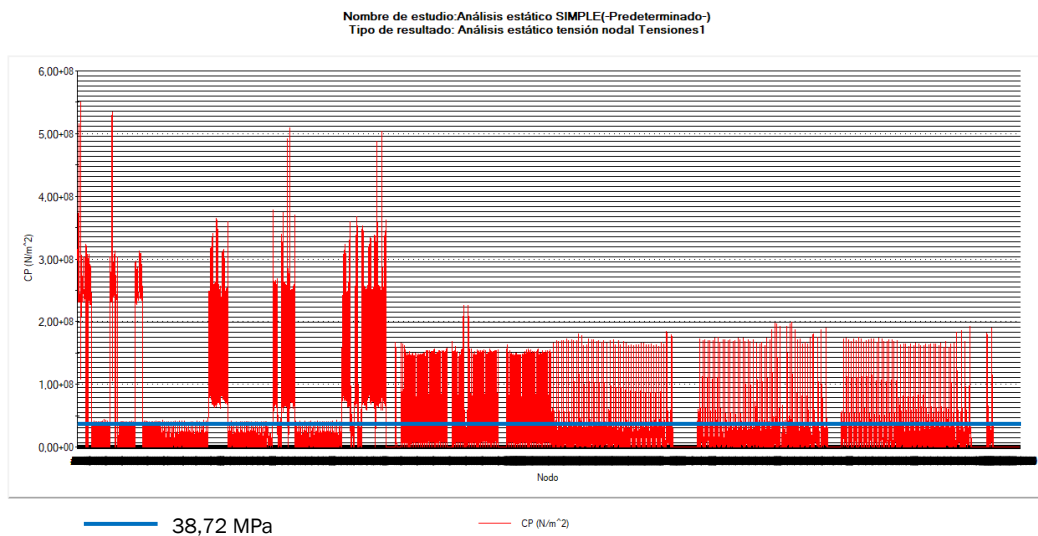


Figura 3.40. Presión de contacto  $p$  en los nodos de las dos superficies del modelo simple. En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [MPa=N/mm<sup>2</sup>]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [Pa=N/m<sup>2</sup>].

La presión de contacto  $p$  promedio de todos los nodos obtenida en cada caso, tanto en el modelo completo como en el modelo simple, y en cada una de las tres opciones de superficies seleccionadas, se muestra en la Tabla 3.7, incluyendo la diferencia (en valor absoluto) entre dichos valores en cada uno de los casos, y el error cometido. A la vista de los resultados, observamos que el valor promedio de la presión de contacto que más se acerca al valor obtenido mediante el modelo analítico se da seleccionando únicamente la superficie exterior del Silentblock, con una diferencia de 0,02MPa y un error del 0,08%. Cabe destacar que en este caso el valor obtenido en el modelo simple se ha sobreestimado. En cambio, seleccionando la superficie interior



del cilindro donde se aloja el Silentblock, la diferencia del valor promedio de la presión de contacto entre ambos modelos es de 4,3MPa, con un error del 6,06%. En el último caso posible (selección de ambas superficies) la diferencia entre ambos valores es de 1,39MPa, siendo el error cometido del 3,47%. En estos dos últimos casos, el valor obtenido mediante el modelo simple se ha subestimado con respecto al modelo completo.

**Tabla 3.7. Presión media de contacto de los modelos completo y simple, según las superficies seleccionadas, incluyendo la diferencia entre ambos (en valor absoluto) y el error cometido.**

		TIPO DE MODELO			
		Modelo completo	Modelo simple	Diferencia	Error cometido
<b>PRESIÓN MEDIA DE CONTACTO <math>p</math></b>	<b>Superficie exterior Silentblock</b>	25,08 MPa	25,10 MPa	0,02	0,08%
	<b>Superficie interior cilindro</b>	70,97 MPa	66,67 MPa	4,3	6,06%
	<b>Ambas superficies</b>	40,11 MPa	38,72 MPa	1,39	3,47%

Por tanto, trabajaremos seleccionando la superficie exterior del Silentblock a la hora de obtener resultados, puesto que es en este caso donde se comete el menor error, y el único donde se sobreestima el valor obtenido, situándonos del lado de la seguridad. Además, los valores de la presión media de contacto de este caso son los que menor diferencia presentan respecto al valor de la presión de contacto obtenida mediante el modelo analítico (19,6MPa).

A continuación, realizaremos 14 simulaciones, una por cada tramo. Estas simulaciones difieren de las anteriores en que se ha sustituido la relación de posición de centrado del ancho de los cilindros, por la distancia entre la cara inferior del cilindro interior y la cara superior del cilindro exterior (Figura 3.41). Además, se ha añadido una fijación en la cara superior del cilindro del Silentblock, impidiendo su desplazamiento en dirección normal a ella, ya que debido a la presión a la que está sometido el cilindro, éste tiende a ser expulsado (Figura 3.42). En el modelo real esto no puede ocurrir, porque la prensa que ejerce la fuerza de inserción, lo hace sobre esta cara. La fuerza de inserción  $F_i$  se ha calculado aplicando la Ec. 3.1 (la misma que en el modelo anterior) y los resultados se muestran en la Tabla 3.8. En este caso, para cada tramo, hay una presión de contacto distinta, por lo que la fuerza de inserción dependerá tanto de la longitud de contacto, como de la presión de contacto. Al igual que en modelo analítico, en la posición de inserción 3mm no hay fuerza de inserción a pesar de haber presión de contacto.



### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

Tabla 3.8. Resultados de la presión media de contacto  $p$  (MPa) obtenidos del modelo MEF simple y Fuerza de inserción  $F_i$  (kN) calculada

Posición de inserción $x$ (mm)	Longitud de contacto $L$ (mm)	Presión media de contacto $p$ (MPa)	Fuerza de inserción $F_i$ (kN)
0	0	0	0,00
3	0	6,05	0,00
5	2	7,59	1,60
7	4	9,29	3,93
9	6	13,67	8,67
11	8	13,45	11,38
13	10	15,51	16,40
15	12	18,19	23,08
17	14	18,36	27,17
19	16	19,92	33,70
21	18	22,76	43,31
23	18	22,81	43,41
25	18	23,98	45,63
27	18	24,53	46,68
29,5	18	27,06	51,49

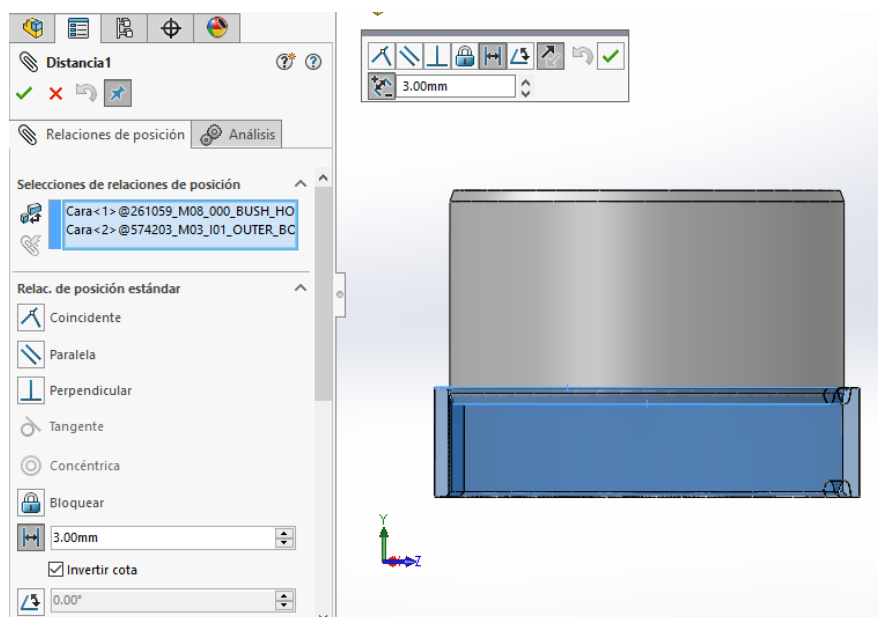


Figura 3.41. Distancia entre caras de los cilindros.

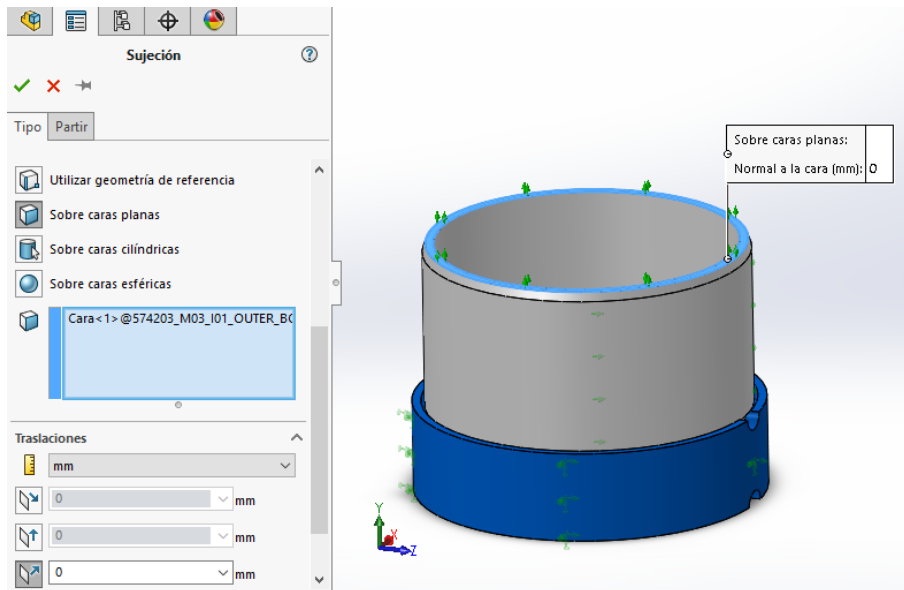


Figura 3.42. Fijación en dirección normal de la cara superior del cilindro interior.

En la Figura 3.43 se representa la gráfica de la fuerza de inserción en kN (eje de ordenadas), obtenida mediante el modelo MEF, frente a la posición de inserción en mm (eje de abscisas).

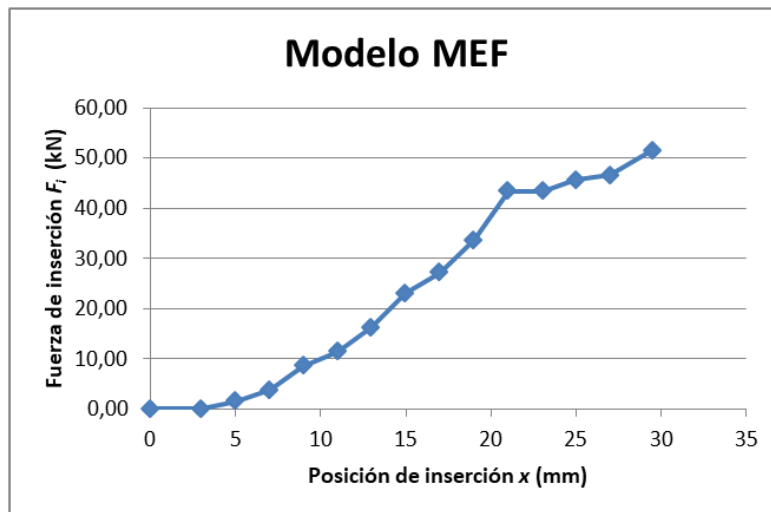


Figura 3.43. Representación de la fuerza de inserción  $F_i$  (kN) frente a la posición de inserción  $x$  (mm) del modelo MEF

A continuación de la Figura 3.44 a la Figura 3.57 se muestran las gráficas de la presión de contacto proporcionadas por Solidworks para cada tramo de inserción. En ellas se representa, en el eje Y, al igual que en las gráficas mostradas anteriormente, la presión de contacto en cada nodo de la malla de la superficie exterior del soporte antivibratorio (eje X), en  $N/m^2$  (Pa). Se ha añadido el valor promedio de la presión de contacto en cada una de ellas (representado mediante una línea horizontal azul) en  $N/mm^2$  (MPa). Es a

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

partir de estos valores promedio que se ha calculado la fuerza de inserción representada en la Figura 3.43.

En las Figuras 3.44 y 3.45 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=3\text{mm}$  y  $x=5\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

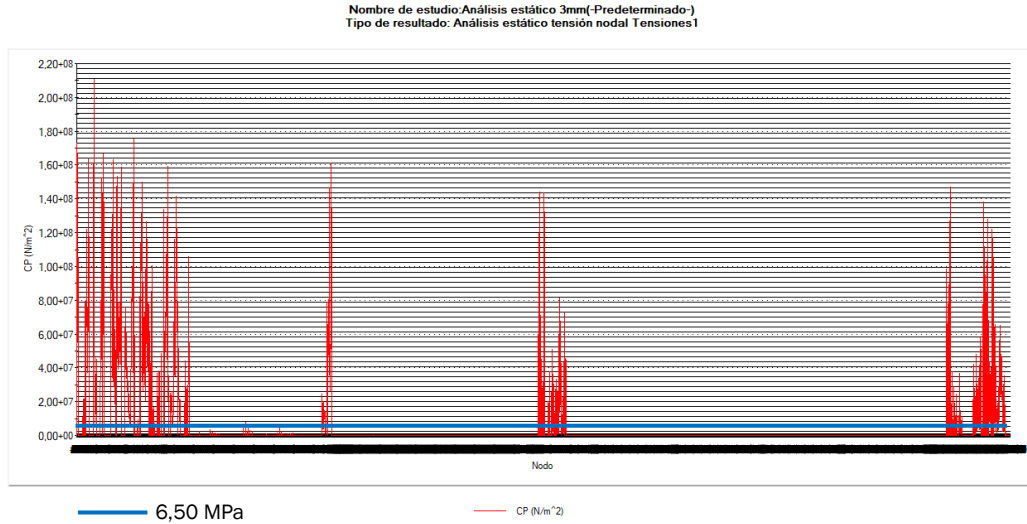


Figura 3.44. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=3\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

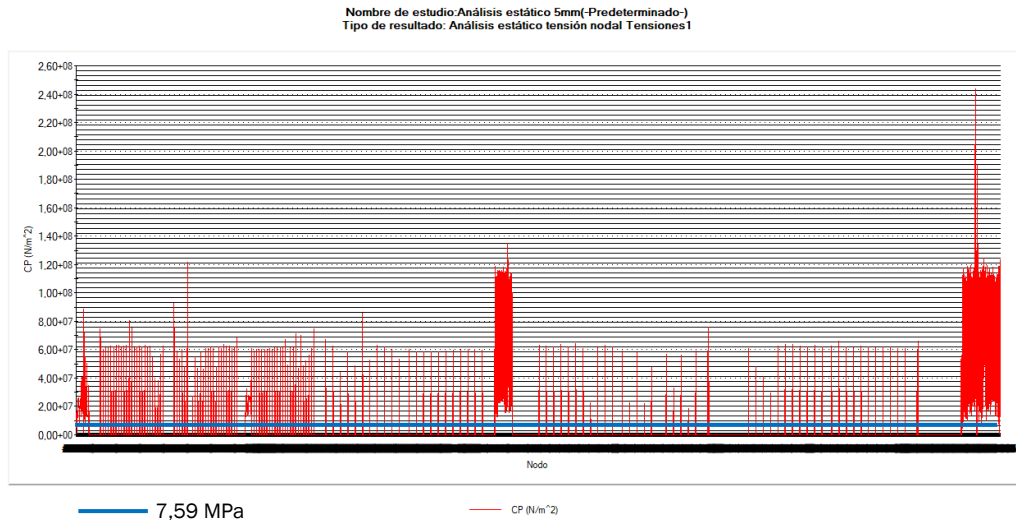


Figura 3.45. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=5\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

En las Figuras 3.46 y 3.47 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=7\text{mm}$  y  $x=9\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

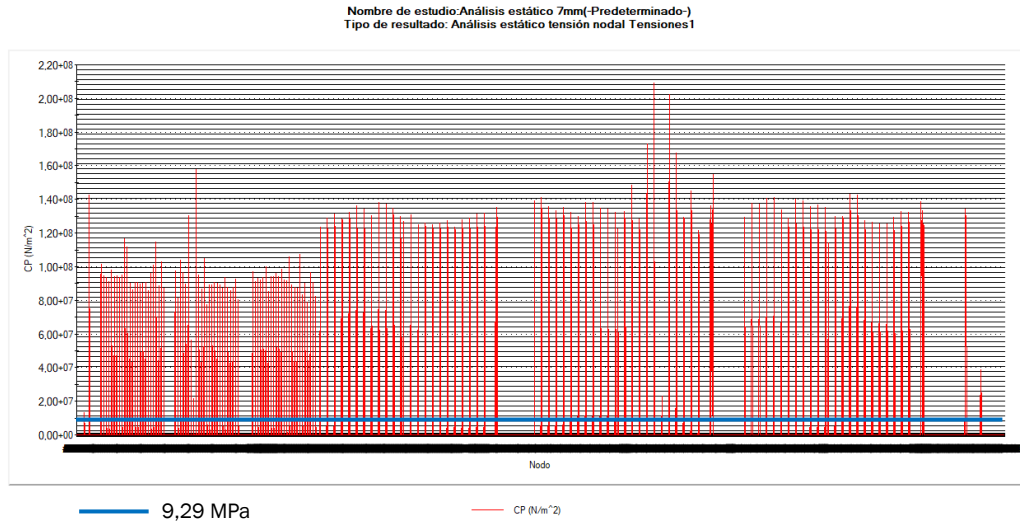


Figura 3.46. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=7\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

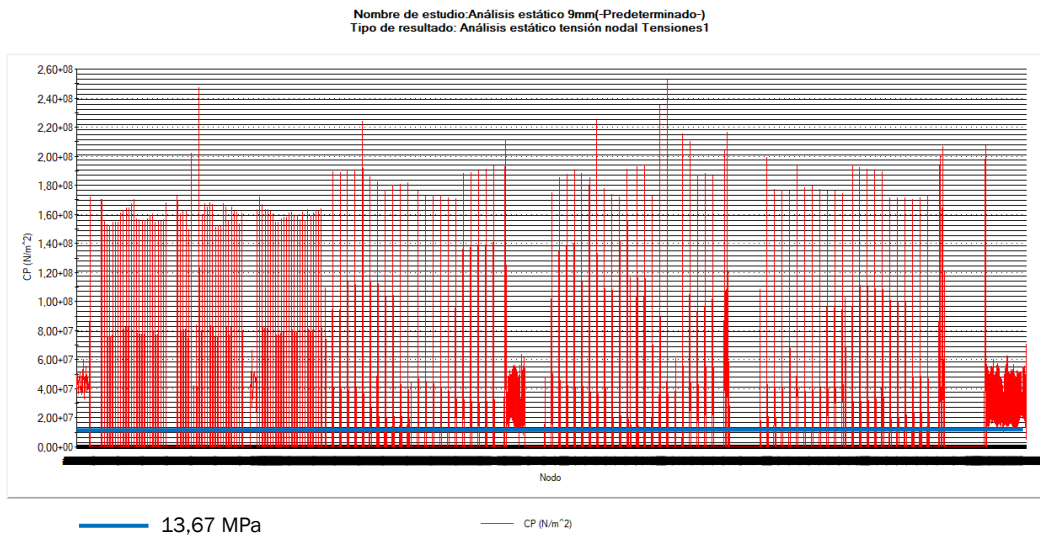


Figura 3.47. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=9\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

En las Figuras 3.48 y 3.49 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=11\text{mm}$  y  $x=13\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

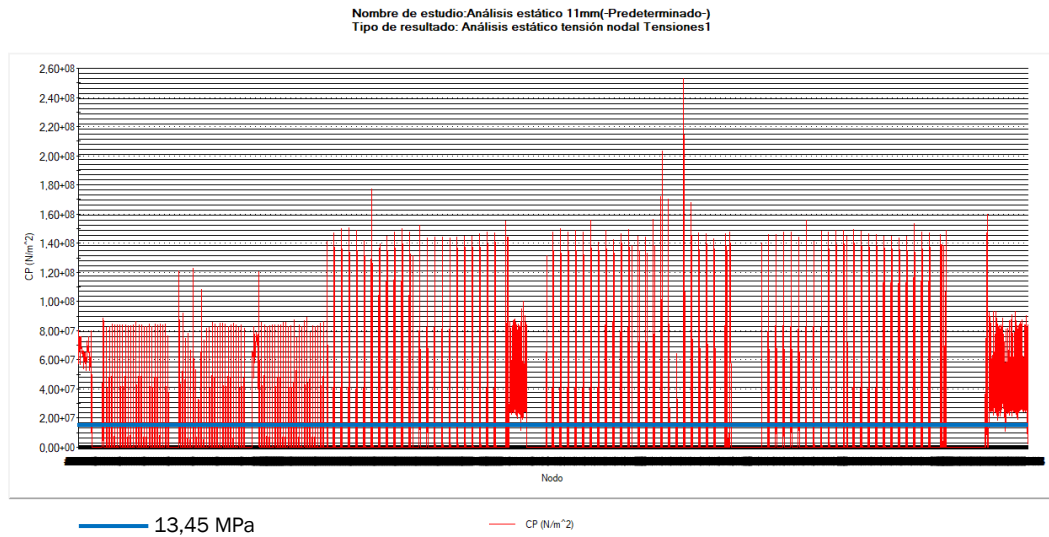


Figura 3.48. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=11\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

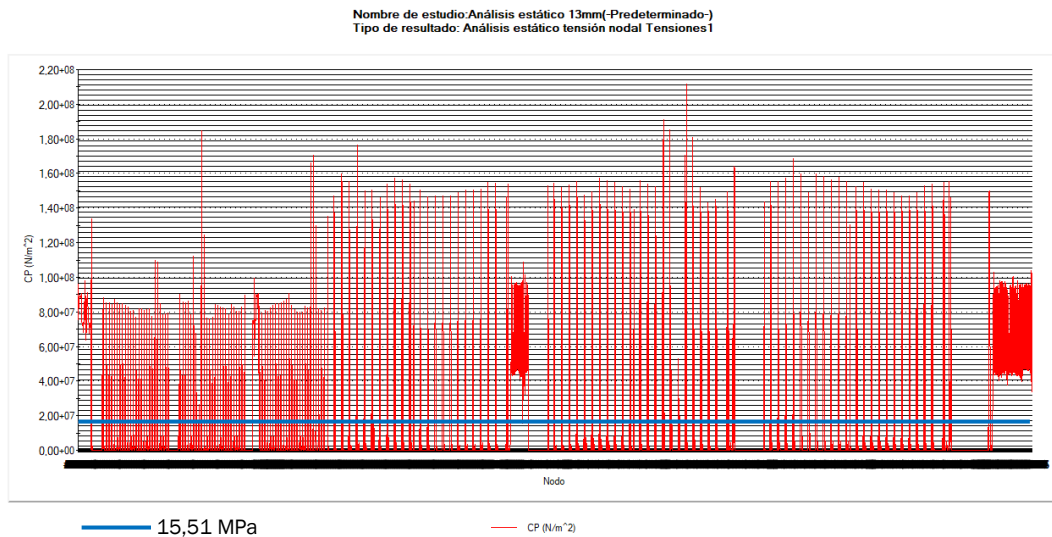


Figura 3.49. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=13\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

En las Figuras 3.50 y 3.51 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=15\text{mm}$  y  $x=17\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

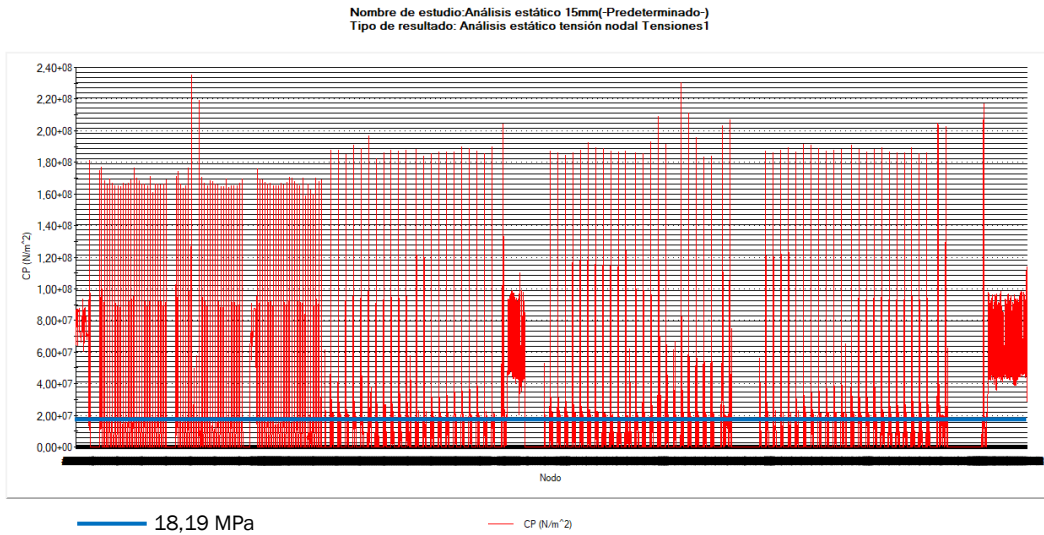


Figura 3.50. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=15\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

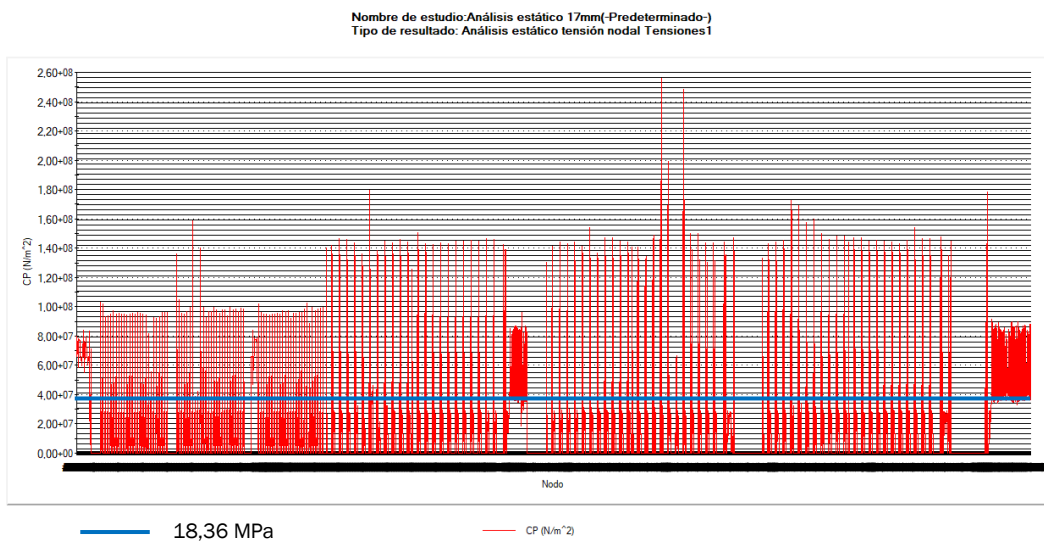


Figura 3.51. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=17\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

En las Figuras 3.52 y 3.53 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=19\text{mm}$  y  $x=21\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

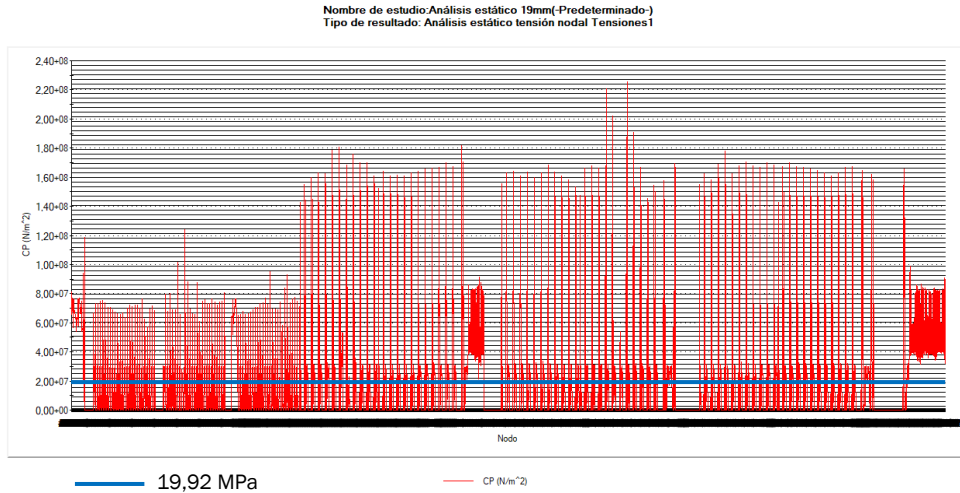


Figura 3.52. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=19\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

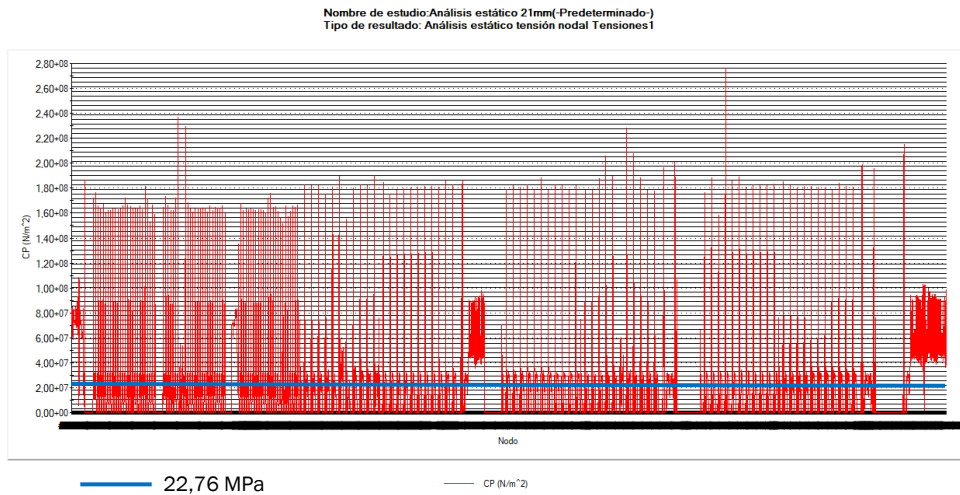


Figura 3.53. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=21\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

En las Figuras 3.54 y 3.55 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=23\text{mm}$  y  $x=25\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

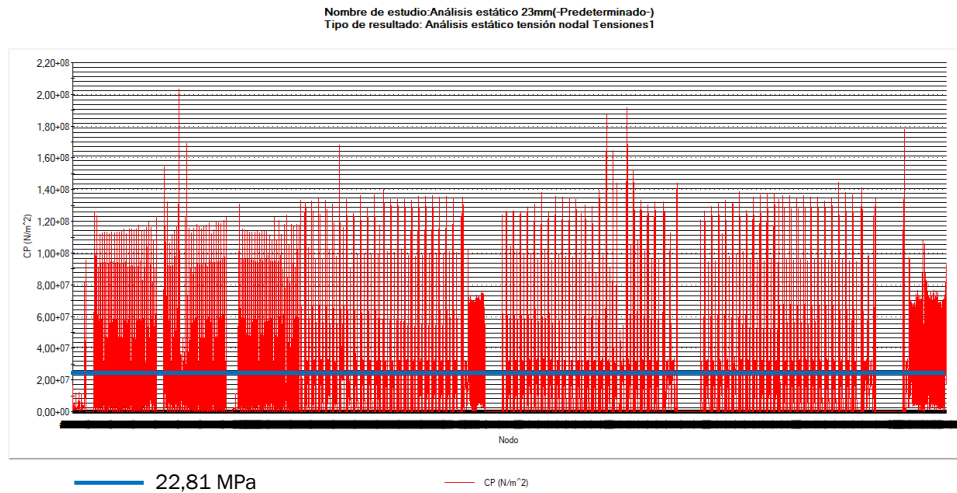


Figura 3.54. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=23\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

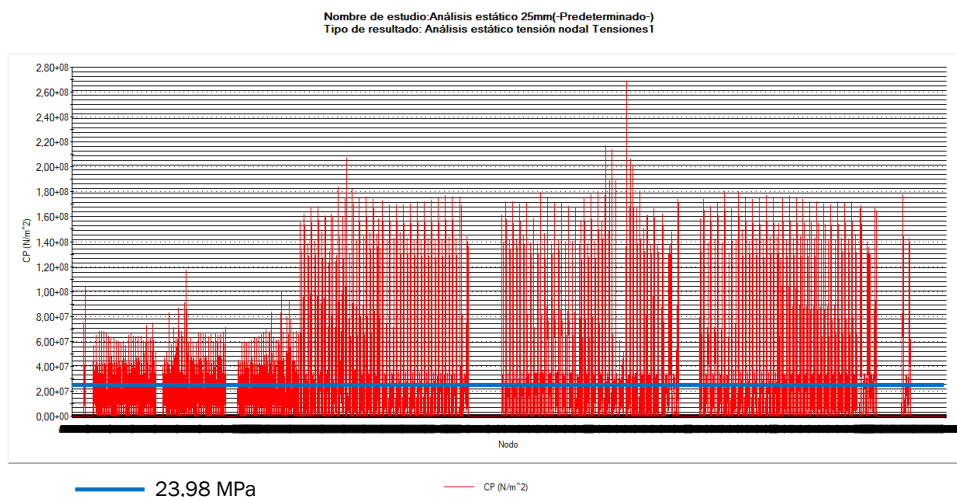


Figura 3.55. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=25\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].



### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

En las Figuras 3.56 y 3.57 se representa la presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=27\text{mm}$  y  $x=29,5\text{mm}$  respectivamente, y en azul se indica el valor promedio de dicha presión en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ].

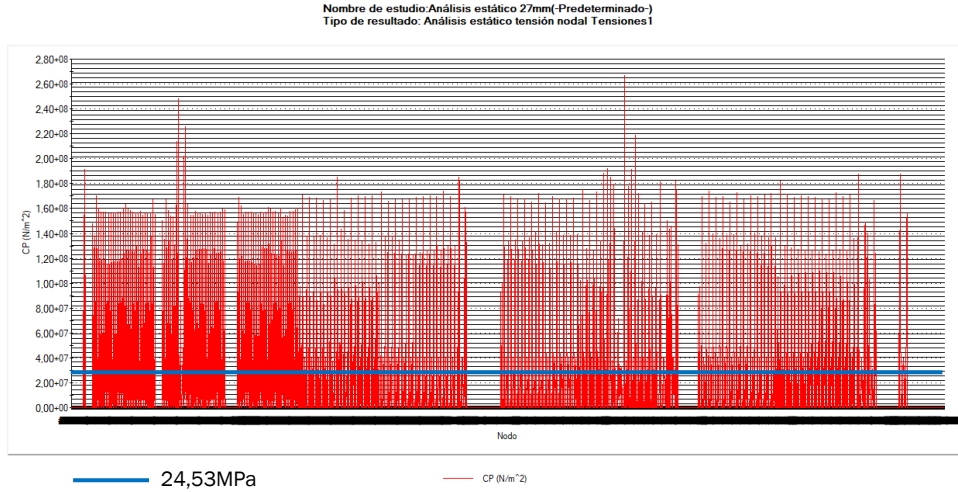


Figura 3.56. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=27\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

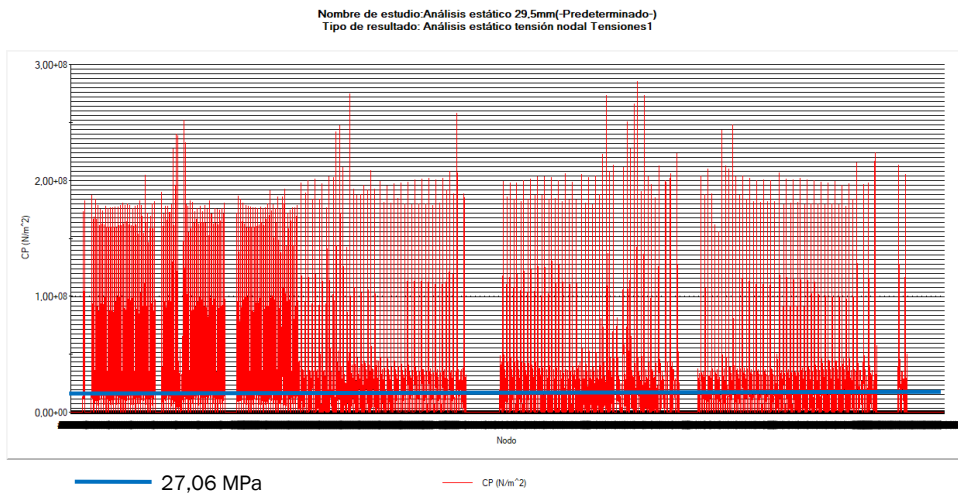


Figura 3.57. Presión de contacto  $p$  en los nodos del modelo simple en  $x=29,5\text{mm}$ . En azul se indica el valor promedio de la presión de contacto en todos los nodos [ $\text{MPa}=\text{N}/\text{mm}^2$ ]. Eje x: nodos del modelo. Eje y: presión de contacto [ $\text{Pa}=\text{N}/\text{m}^2$ ].

### 3.4. Análisis de resultados

A la hora de realizar el análisis de resultados compararemos, en primer lugar, los resultados experimentales de la fuerza de inserción con el modelo MEF obtenido y a continuación, los resultados de la fuerza de inserción del modelo analítico con el modelo MEF.

La comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos mediante el modelo MEF se realizará a partir del máximo de la fuerza de inserción alcanzado en cada caso. Esto es debido a la diferencia que se observa entre la tendencia de las gráficas de los resultados experimentales y la tendencia de las gráficas del modelo MEF.

Por tanto, para obtener el intervalo de error cometido, seleccionaremos, dentro de los mayores valores que toma la fuerza de inserción en los resultados experimentales, el menor y el mayor, siendo éstos 40kN (en la primera inserción) y 45,34kN (en la cuarta inserción) aproximadamente. Como el mayor valor que toma la fuerza de inserción en el modelo MEF es de 51,5kN, podemos concluir que el valor máximo de la fuerza de inserción se ha sobreestimado mediante el modelo MEF, con un error comprendido entre el 13,58% (respecto a los 45,34kN) y el 28,75% (respecto a los 40kN).

Centrándonos ahora en la comparación entre el modelo analítico y el modelo MEF, podemos ver en la Figura 3.58, la superposición de las gráficas obtenidas en cada uno de ellos. En ellas se muestran los valores de la fuerza de inserción (eje de ordenadas) en kN, calculados mediante los dos modelos, el analítico (representado en rojo), y el MEF (representado en azul), frente a la posición de inserción  $x$  (eje de abscisas) en mm. Podemos comprobar que la tendencia de ambas gráficas se asemeja más entre ellas que en el caso anterior.

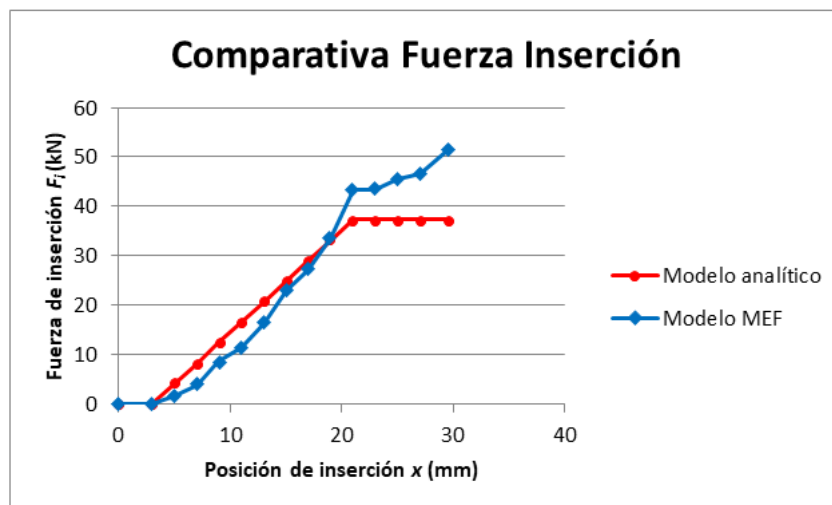


Figura 3.58. Comparación de las gráficas obtenidas según el modelo analítico y según el modelo MEF

### 3. Modelo de estimación de la fuerza de inserción

Se observa, como se ha explicado anteriormente, que la fuerza de inserción en el tramo de 3mm es nula en ambos casos, por no haber contacto entre superficies cilíndricas. En el tramo comprendido entre  $x=3\text{mm}$  y  $x=19\text{mm}$  (este último punto no incluido), la fuerza de inserción del modelo analítico siempre es superior a la obtenida mediante el modelo MEF, es decir, el modelo MEF subestima el valor de la fuerza de inserción en dicho tramo. En cambio, a partir de  $x=19\text{mm}$  (posición en la cual los valores de la fuerza de inserción en la gráfica prácticamente se superponen), se observa que son los valores del modelo MEF los que son superiores a los del modelo analítico, justo cuando la longitud de contacto entre ambos es la máxima ( $L=18\text{mm}$ ), o lo que es lo mismo, se han sobreestimado los valores de la fuerza de inserción. Cabe destacar que en el Modelo MEF, a pesar de que la longitud de contacto se mantenga constante a partir de una cierta posición de inserción ( $x=21\text{mm}$ ), la fuerza de inserción va aumentando, mientras que en el modelo analítico se mantiene constante debido a que, a su vez, la presión de contacto también es constante, según este modelo.

Como en esta segunda comparación hay una clara diferenciación entre un primer tramo de la inserción donde se subestima el valor de la fuerza de inserción del modelo MEF respecto del modelo analítico, y un segundo tramo en el que se sobreestima dicho valor, obtendremos el máximo error cometido en cada uno de ellos. En el primer tramo, el mayor error se da en  $x=5\text{mm}$ , siendo éste del 61,35%, con una diferencia entre los valores de la fuerza de inserción de ambos modelos de 2,55kN. Por otro lado, en el segundo tramo, el mayor error se da cuando el valor de la fuerza de inserción del modelo MEF es el máximo, habiendo una diferencia entre el modelo analítico y el modelo MEF de 14,14kN, y habiendo un error del 37,86%.

Por otro lado, y puesto que el software Solidworks permite obtener los desplazamientos en los nodos del elemento a analizar, hemos obtenido dichos desplazamientos en modelo simple de inserción del soporte antivibratorio en su posición final. Están representados en la Figura 3.59 mediante un código de colores que se relaciona con una escala decimal en mm. El rango de valores que toma está comprendido ente los 0,00mm y los 0,21mm aproximadamente, siendo este valor máximo el que toma la mitad de la interferencia diametral en el ajuste por interferencia que se lleva a cabo. Por ello, podemos determinar que se cumple el supuesto realizado en el que el valor del radio nominal  $r$  es el mismo que el del radio interior del cilindro donde se aloja el Silentblock, es decir, el desplazamiento de la superficie interior de dicho cilindro es nulo.

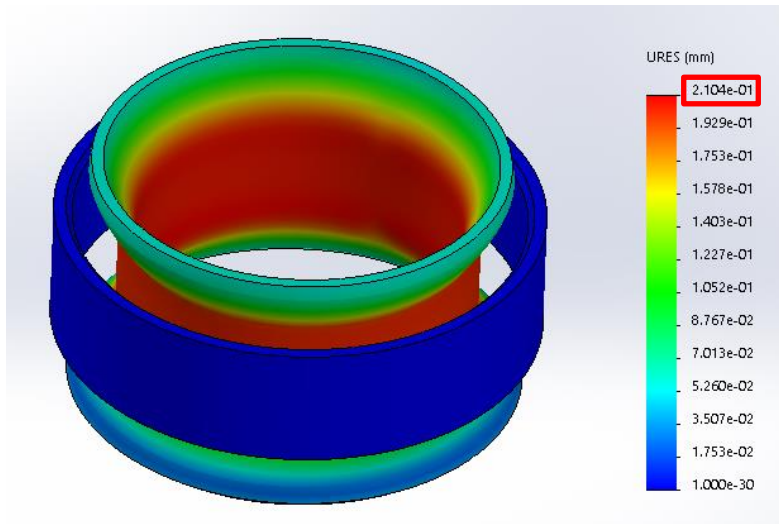


Figura 3.59. Representación de los desplazamientos (mm) en el modelo simple

4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

## 4. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO ESTÁTICO DE LA PRENSA DE INSERCIÓN MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

En este apartado, analizaremos los componentes de la Prensa de Inserción más susceptibles de fallo debido a la fuerza que soportan durante la inserción del Silentblock, ejercida por el módulo de unión. Por tanto, los componentes seleccionados son: la placa que soporta el módulo de unión, el conjunto acoplado al módulo de unión que entra en contacto directo con el Silentblock durante la inserción y, por último, la sufridera. Esta última se trata de un componente cuya función consiste en servir de soporte del brazo de arrastre, y por tanto, recibir de forma indirecta la carga aplicada por el módulo de unión durante el proceso de inserción del soporte antivibratorio, como podrá verse más adelante. En la Figura 4.1 se observa el modelo de la Prensa de Inserción realizado en Solidworks por la empresa Ergos Technology, indicando los componentes que simularemos a continuación.

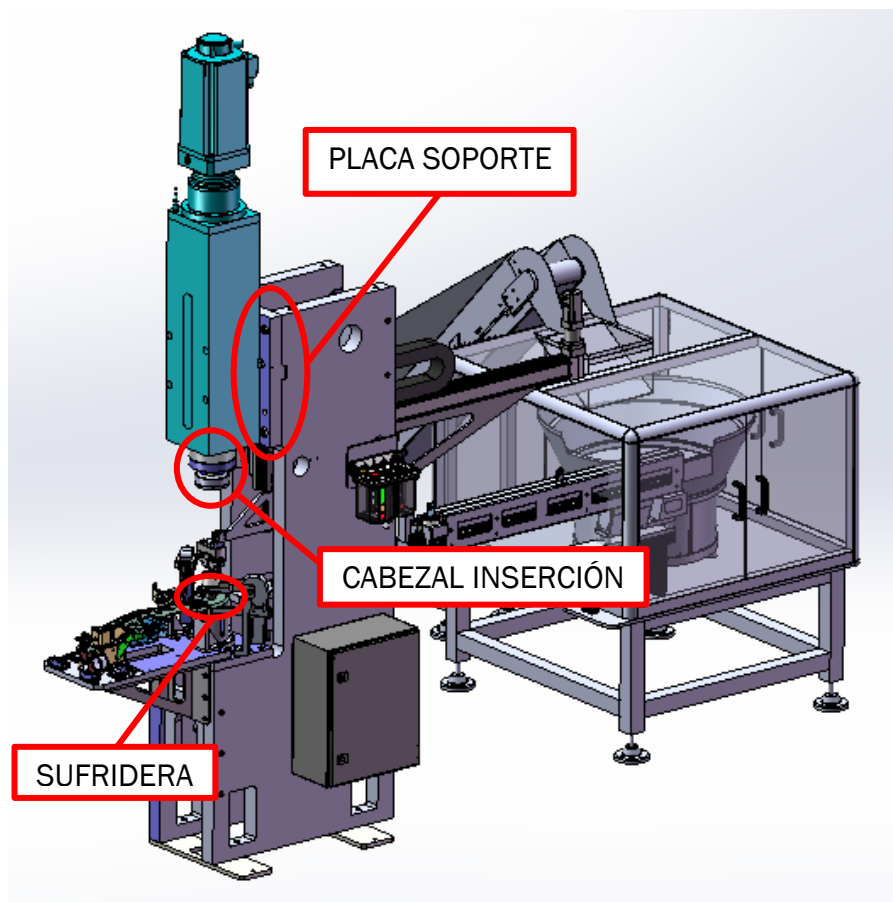


Figura 4.1. Componentes a analizar del modelo de la prensa mecánica

Una vez obtenida la tensión equivalente  $\sigma_{eq}$  mediante Solidworks, aplicaremos el criterio fallo estático de Von Mises para materiales dúctiles [Sighley] mediante la Ec.4.1 y calcularemos el factor de seguridad  $n$ , conociendo previamente el valor de la resistencia a la fluencia  $S_y$  de cada material.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Antes de comenzar con cada caso de análisis, estableceremos una serie de supuestos y consideraciones a tener en cuenta a la hora de aplicar las condiciones de contorno y la fuerza de inserción en cada análisis:

- Se considerarán rígidos aquellos componentes de la Prensa de Inserción que sirvan de soporte a los componentes de estudio. Por tanto, las caras de los componentes en contacto con el bastidor o con el módulo de unión (en el caso del cabezal de inserción) tendrán restringido el movimiento en dirección normal a dicha cara. En el caso de la sufridera, presenta además una superficie cilíndrica en contacto con el bastidor, a la que restringiremos su traslación en sentido radial y la rotación en torno a su eje. Además, la superficie de los taladros (tanto roscados como de espiga, si los hubiese) de estos componentes, se considerará fija, puesto que según la suposición realizada, los taladros tanto del bastidor como del módulo de unión a los que se unen no presentan deformaciones.
- Por el contrario, siempre que un componente de la Prensa de Inserción transmita la fuerza de inserción a un componente de estudio, consideraremos que la superficie de los taladros de unión (tanto roscados como de espiga si los hubiese) entre ambos tiene restringida la traslación en dirección radial y la rotación en torno a su eje por presentar en la realidad un tornillo o un pasador en su interior.
- En caso de que el objeto de estudio sea un conjunto de componentes ensamblados entre sí, como es el caso del cabezal de inserción, el contacto entre las superficies de sus componentes se considerará unión rígida. Este tipo de contacto implica que durante la simulación, el programa considera como caras soldadas aquellas donde se ha aplicado esta unión rígida, lo que simplifica el cálculo y reduce el tiempo de simulación.
- En cuanto a la fuerza aplicada en cada caso a estudiar, ésta siempre será distribuida y de valor  $F=51,5\text{kN}$  puesto que es el mayor valor obtenido de todos los estudios realizados (analítico, MEF y real). Por

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

tanto, si para este valor no se produce fallo de los componentes a estudiar, podremos afirmar que en el resto de casos tampoco se va a producir.

##### 4.1. Estudio estático de la placa soporte

Una vez establecido lo anterior, comenzaremos con la placa sobre la que se atornilla el módulo de unión (Figura 4.2). No tendremos en cuenta los componentes anexos a dicha placa, los cuales pertenecen al bastidor y al módulo de unión, para simplificar el mallado y reducir el tiempo de simulación en Solidworks.

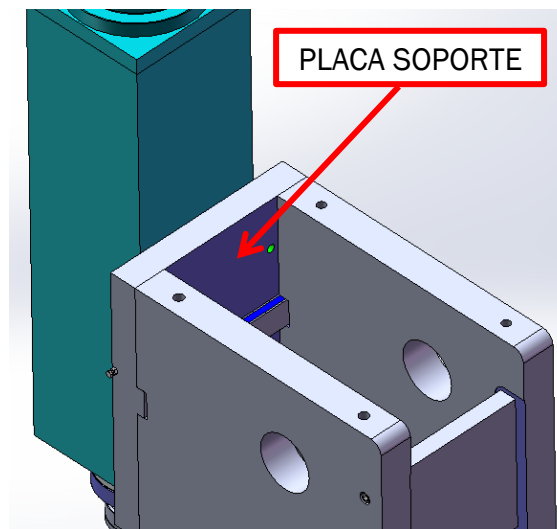


Figura 4.2. Detalle de la posición de la placa soporte en el ensamblaje

Lo primero que debemos establecer es el material de la placa soporte. Se trata de un acero cuya designación simbólica es C25E [UNE-EN 10027-1] y numérica 1.1158 [UNE-EN 10027-2]. Se engloba dentro de los aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización, y sus características mecánicas, para un espesor de la placa de 60mm, se muestran en la Figura 4.3 [UNE-EN ISO 683-1].

Designación simbólica del acero <sup>b</sup>	Para productos con un diámetro, $d$ , o un espesor, $t$ , de								
	$d \leq 16 \text{ mm}$ $t \leq 16 \text{ mm}$			$16 \text{ mm} < d \leq 100 \text{ mm}$ $16 \text{ mm} < t \leq 100 \text{ mm}$			$100 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$ $100 \text{ mm} < t \leq 250 \text{ mm}$		
	$R_{eH}$ min.	$R_m$ min.	$A$ min.	$R_{eH}$ min.	$R_m$ min.	$A$ min.	$R_{eH}$ min.	$R_m$ min.	$A$ min.
	MPa	MPa	%	MPa	MPa	%	MPa	MPa	%
<b>Aceros de calidad</b>									
C25	260	470	22	230	440	23	—	—	—
C30	280	510	20	250	480	21	230	460	21
C35	300	550	18	270	520	19	245	500	19
C40	320	580	16	290	550	17	260	530	17
C45	340	620	14	305	580	16	275	560	16
C50	355	650	12	320	610	14	290	590	14
C55	370	680	11	330	640	12	300	620	12
C60	380	710	10	340	670	11	310	650	11
<b>Aceros especiales</b>									
C25E C25R	260	470	22	230	440	23	—	—	—
C30E C30R	280	510	20	250	480	21	230	460	21
C35E C35R	300	550	18	270	520	19	245	500	19
C40E C40R	320	580	16	290	550	17	260	530	17
C45E C45R	340	620	14	305	580	16	275	560	16
C50E C50R	355	650	12	320	610	14	290	590	14
C55E C55R	370	680	11	330	640	12	300	620	12
C60E C60R	380	710	10	340	670	11	310	650	11

Figura 4.3. Características mecánicas de acero C25E y del acero C45E [UNE-EN ISO 683-1]

Una vez obtenidos estos datos, los introduciremos en los parámetros del material en Solidworks (Tabla 4.1)

Tabla 4.1. Propiedades del acero C25E introducidas en Solidworks

<b>Acero C25E (1.1158)</b>		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coeficiente de Poisson, $\nu$	0,28	N/D
Módulo cortante, G	82000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	440	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	230	N/mm <sup>2</sup>

En la Figura 4.4 se muestran la parte anterior y posterior de la placa. En este caso, no es necesario aplicar relaciones de posición, puesto que la pieza será simulada de forma aislada; por ello, realizaremos directamente el análisis estático.



#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

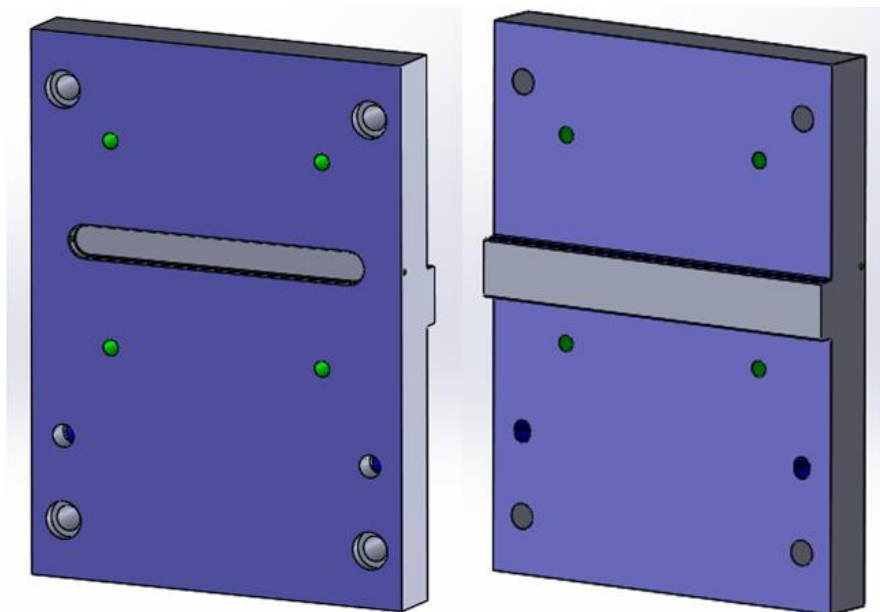


Figura 4.4. Placa soporte del módulo de unión.

No aplicaremos conexiones, por no estar unida en la simulación a ningún otro componente, de manera que lo primero que determinaremos serán las sujeciones de la placa. Éstas deberán asemejarse a la sujeción de la placa en el modelo real.

En primer lugar estableceremos las sujeciones sobre caras planas y se aplicarán sobre aquellas caras en contacto con el resto de componentes del bastidor, es decir, con las placas situadas a cada extremo del componente de estudio por su parte posterior, como puede verse en la Figura 4.2. Para ello, previamente crearemos un croquis, delimitando las áreas de contacto entre los componentes (Figura 4.5), haremos una partición de las mismas con respecto al resto del área de la placa (Figura 4.6) y aplicaremos la sujeción sobre caras planas en dichas áreas, impidiendo el desplazamiento de la cara en la dirección normal a ella (Figura 4.7). Procederemos de la misma forma con las caras del saliente que presenta la placa de sujeción de la prensa, tanto con la partición, como con la sujeción sobre caras planas (Figuras 4.8 a 4.11).

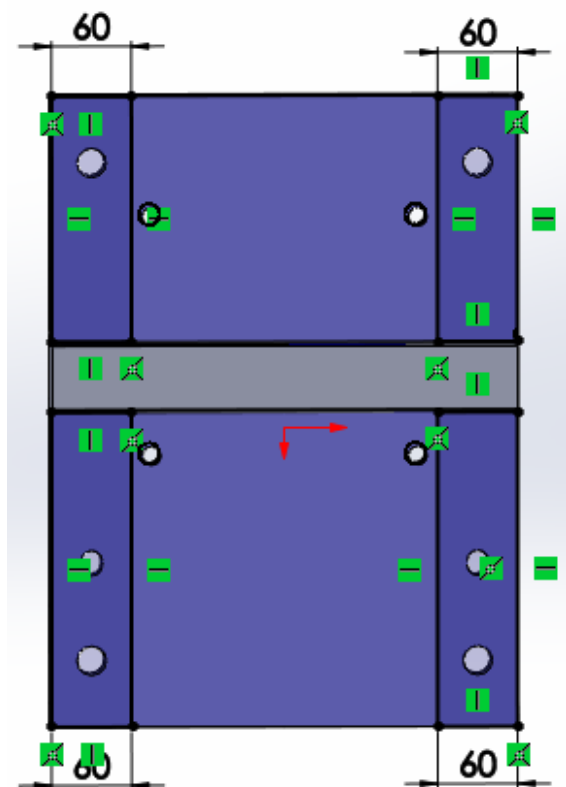


Figura 4.5. Delimitación de las zonas de contacto de la placa con el bastidor

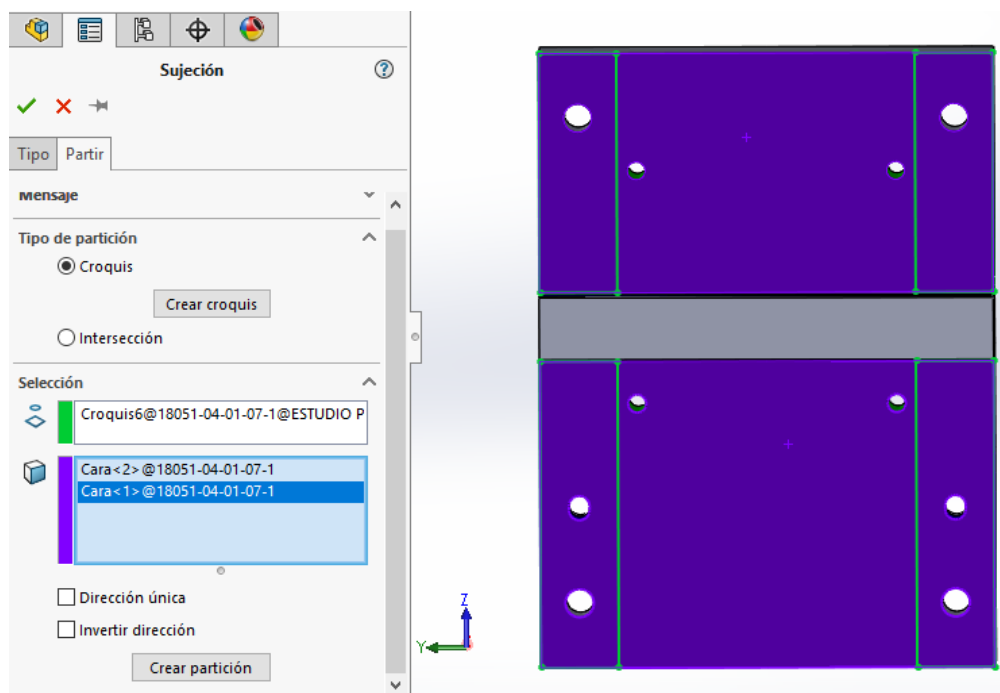


Figura 4.6. Partición del área de la placa para delimitar las zonas de contacto con el bastidor

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

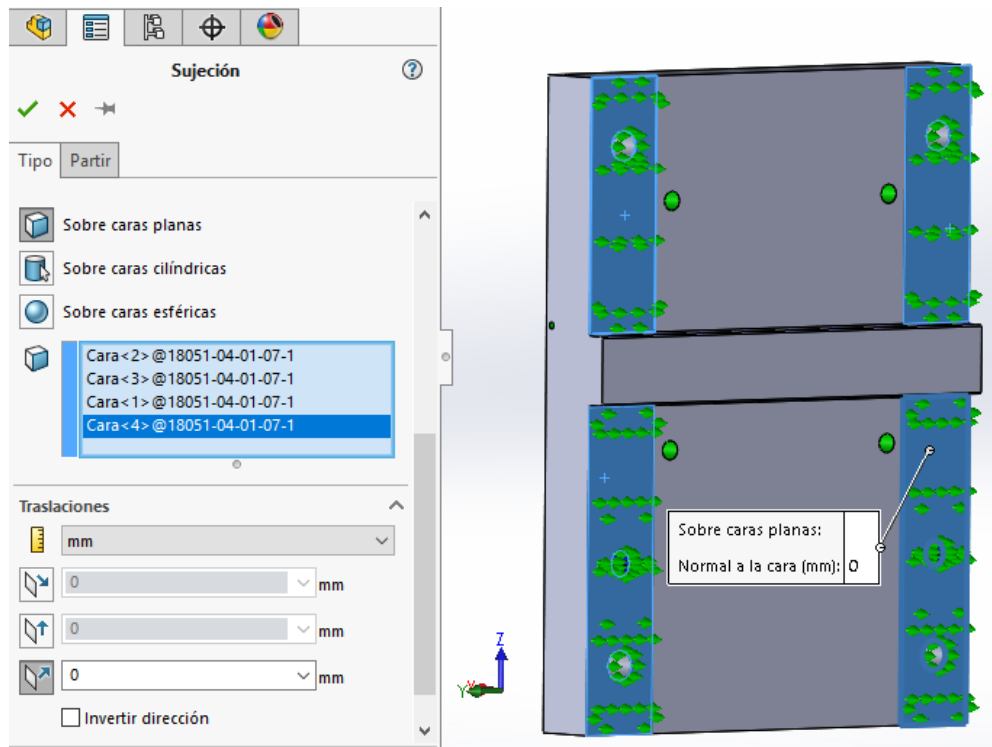


Figura 4.7. Sujeción sobre caras planas de las áreas en contacto con el bastidor

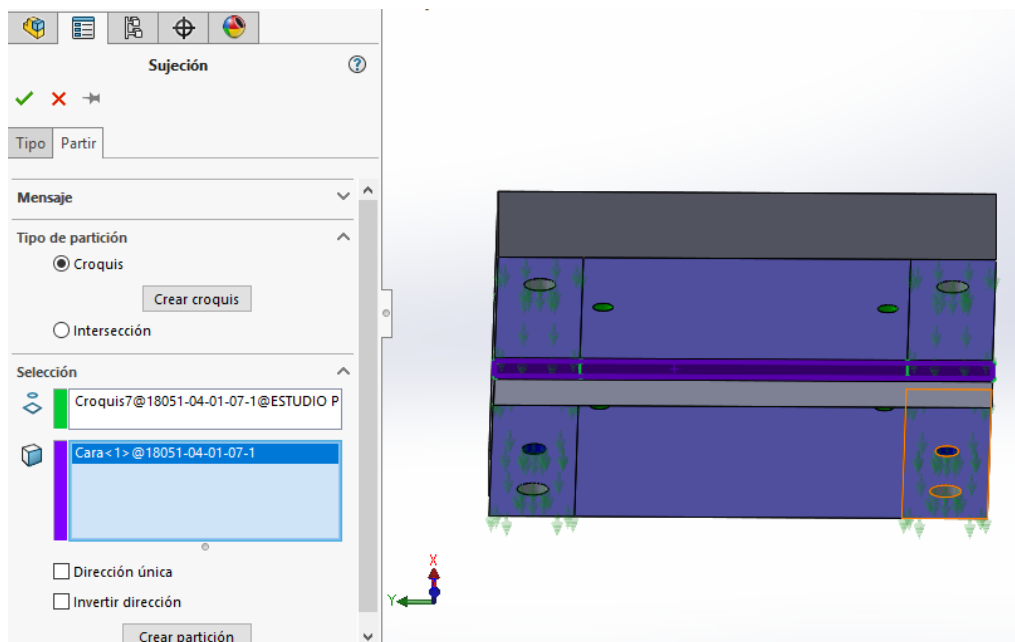


Figura 4.8. Partición del área de la placa para delimitar las zonas de contacto con el bastidor (parte superior del saliente)

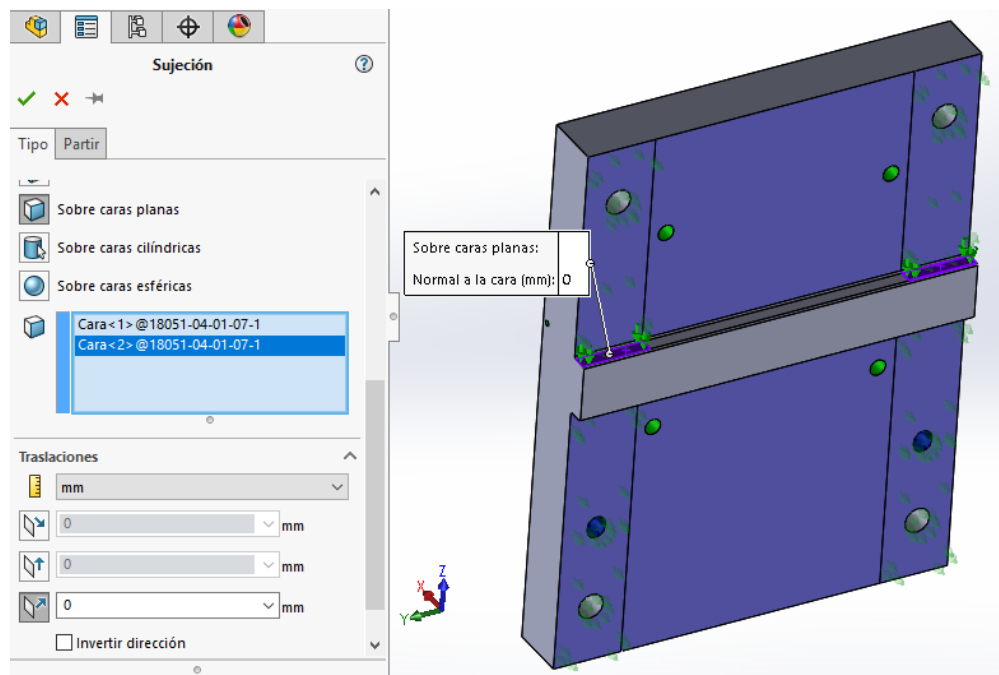


Figura 4.9. Sujeción sobre caras planas de las áreas en contacto con el bastidor (parte superior del saliente)

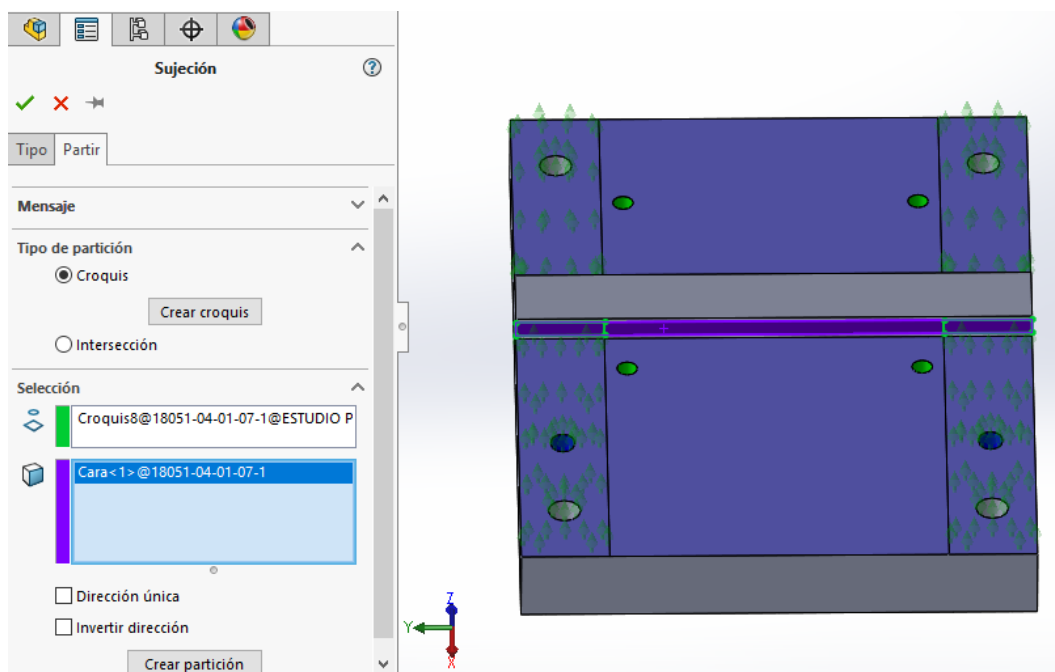


Figura 4.10. Partición del área de la placa para delimitar las zonas de contacto con el bastidor (parte inferior del saliente)

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

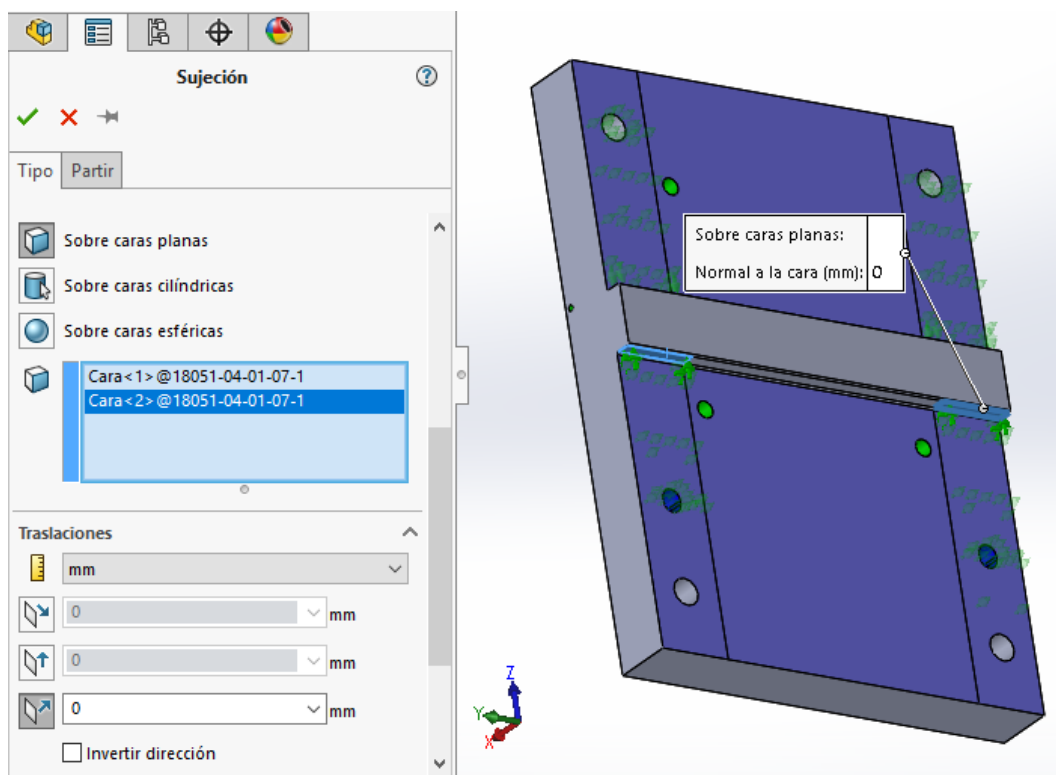


Figura 4.11. Sujeción sobre caras planas de las áreas en contacto con el bastidor (parte inferior del saliente)

Fijaremos las caras de los taladros donde se introducen los tornillos que ensamblan el componente al resto del bastidor (Figura 4.12) y, por último, aplicaremos una sujeción a las caras cilíndricas de los taladros donde se atornilla el módulo de unión, de manera que no presenten translación en sentido radial (Figura 4.13), ni rotación en torno a su eje (Figura 4.14).

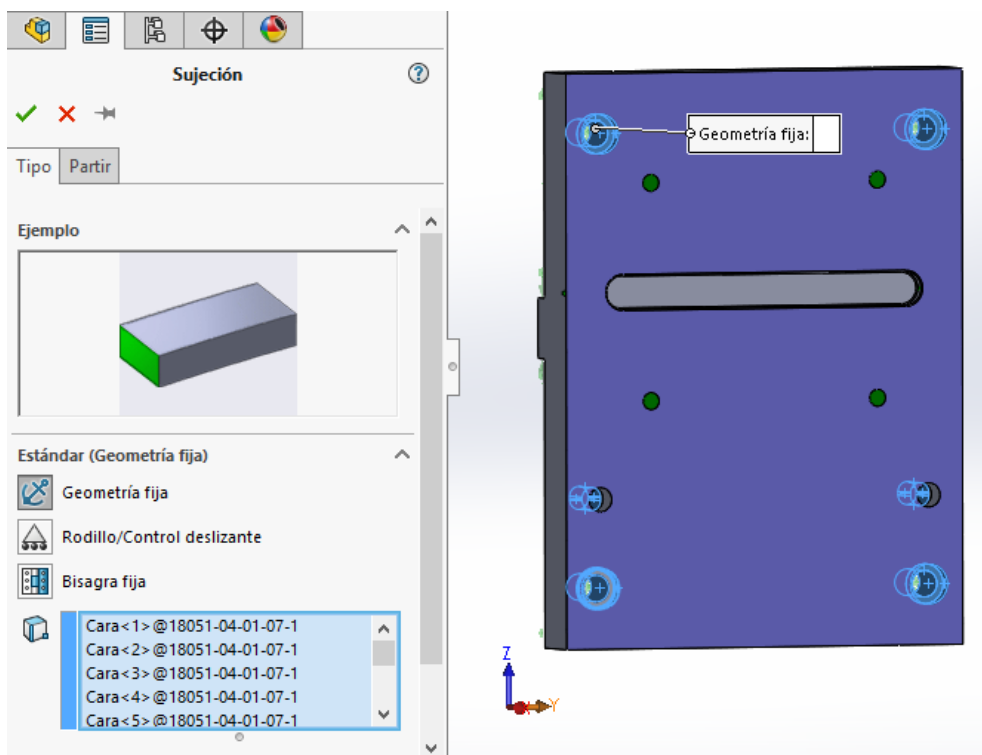


Figura 4.12. Fijación de los taladros para la unión al bastidor

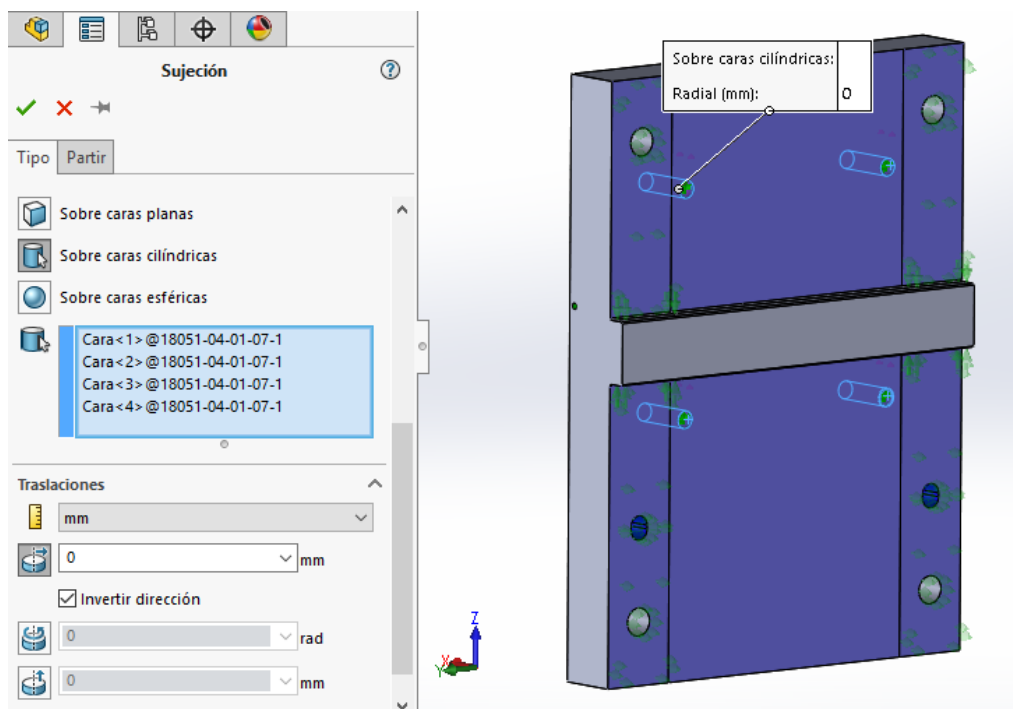


Figura 4.13. Sujeción sobre caras cilíndricas de los taladros impidiendo su traslación en sentido radial

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

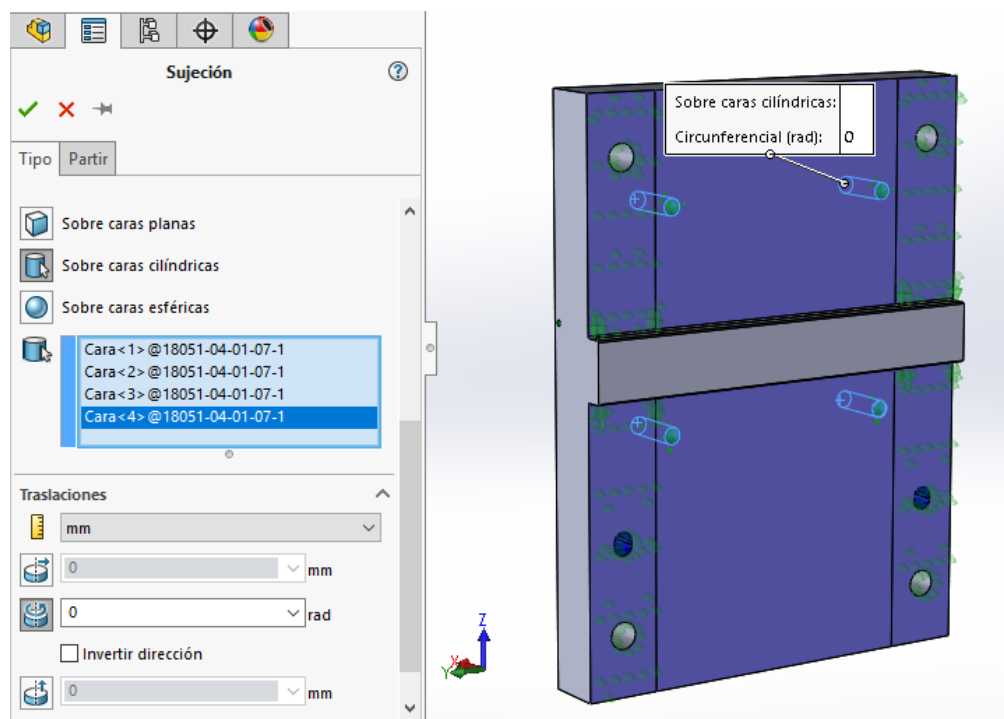


Figura 4.14. Sujeción sobre caras cilíndricas impidiendo la rotación en torno a su eje

A continuación, estableceremos la carga aplicada de forma distribuida. Para ello tomaremos el valor máximo obtenido anteriormente mediante la simulación en Solidworks,  $F_i = 51,5\text{kN}$ . Como la fuerza que ejerce el módulo de unión es vertical y hacia abajo, en la placa de sujeción se simulará en sentido contrario, ya que soporta la fuerza de reacción. La prensa presenta un saliente que facilita su colocación en la ranura de la placa de soporte, por lo que aplicaremos la fuerza de reacción en la cara superior de dicha ranura y en la superficie de los taladros realizados para sujetar el módulo de unión. Seleccionaremos que la fuerza entre todos los elementos sea la total, que la dirección de la fuerza sea perpendicular a la cara superior de la placa y su sentido hacia dicha cara (Figura 4.15).

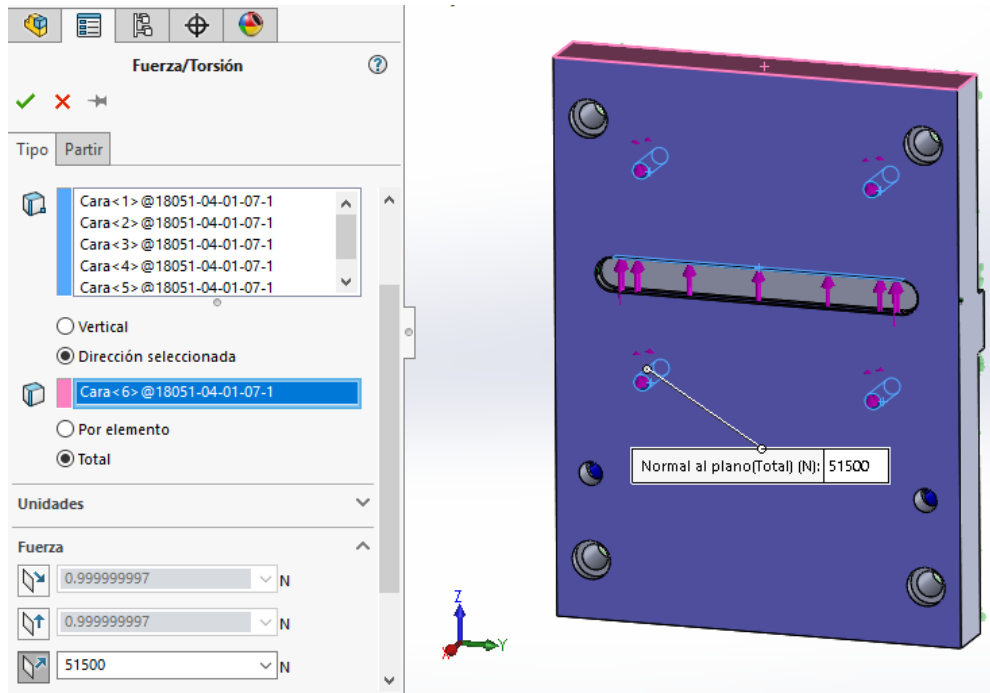


Figura 4.15. Definición de la Fuerza de inserción a aplicar

Debido a las dimensiones de la placa (475x350x60mm), elegiremos para el mallado de la misma elementos tetraédricos de tamaño 10mm (Figura 4.16). Aplicaremos un control de malla en las caras y aristas de los taladros, en la ranura y en el saliente de la placa, para afinar los resultados en dichas zonas, con elementos de tetraédricos de 3mm (Figura 4.17).

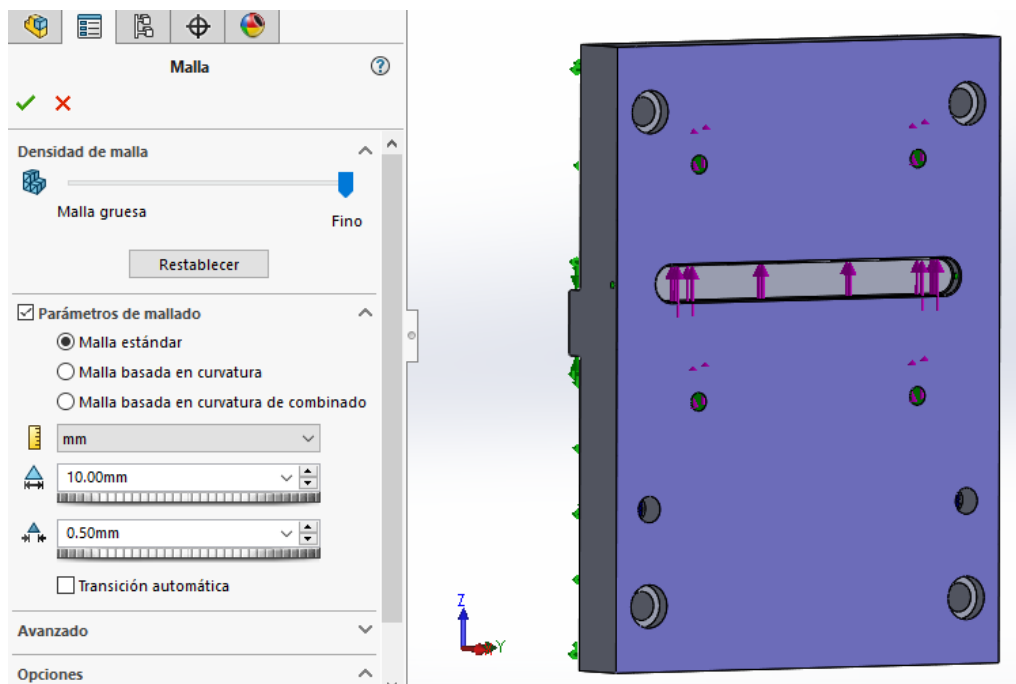


Figura 4.16. Definición de los parámetros de mallado



#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

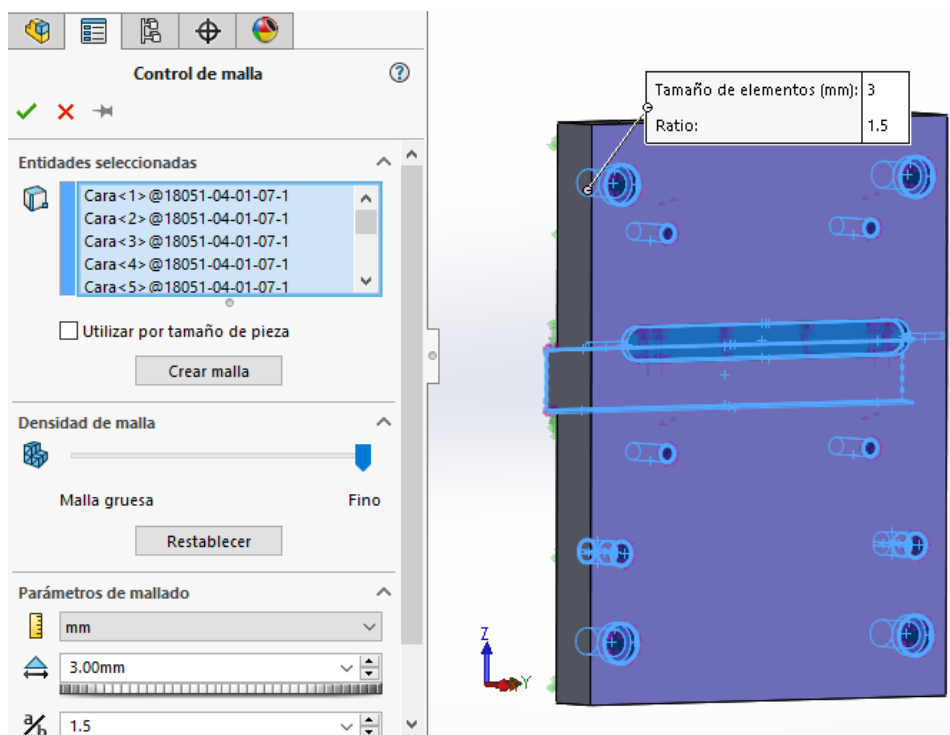


Figura 4.17. Aplicación de un control de malla en zonas conflictivas

El resultado de la malla se muestra en la Figura 4.18 y los resultados de las tensiones de Von Mises  $\sigma^{eq}$  (Ec. 4.1) a las que está sometida la placa en la Figura 4.19. Éstas últimas se representan mediante una escala decimal en  $N/m^2$  (Pa), identificada con una escala de colores.

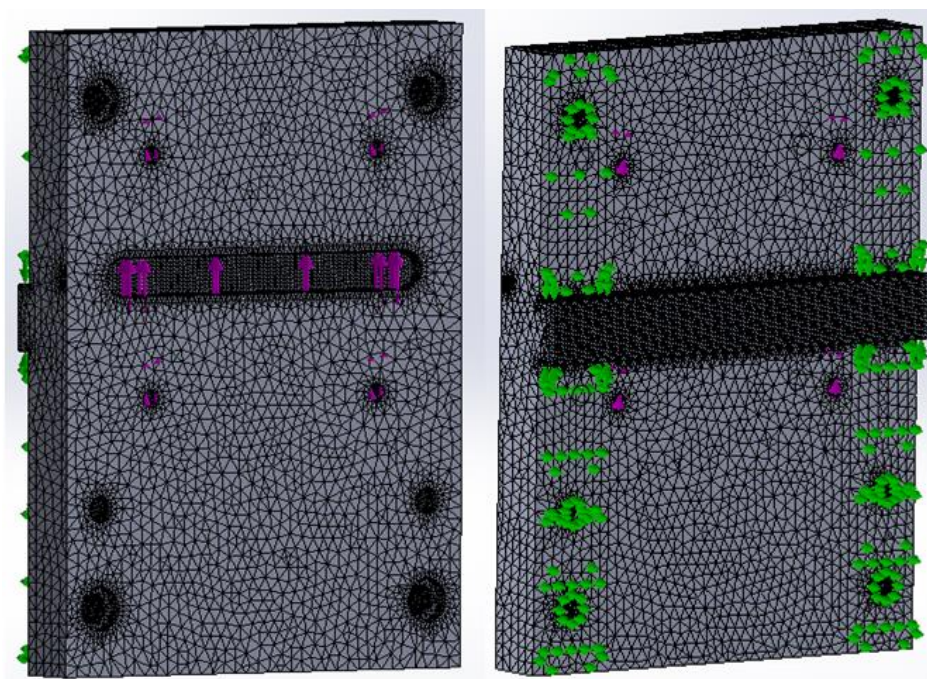


Figura 4.18. Resultado del mallado en la placa

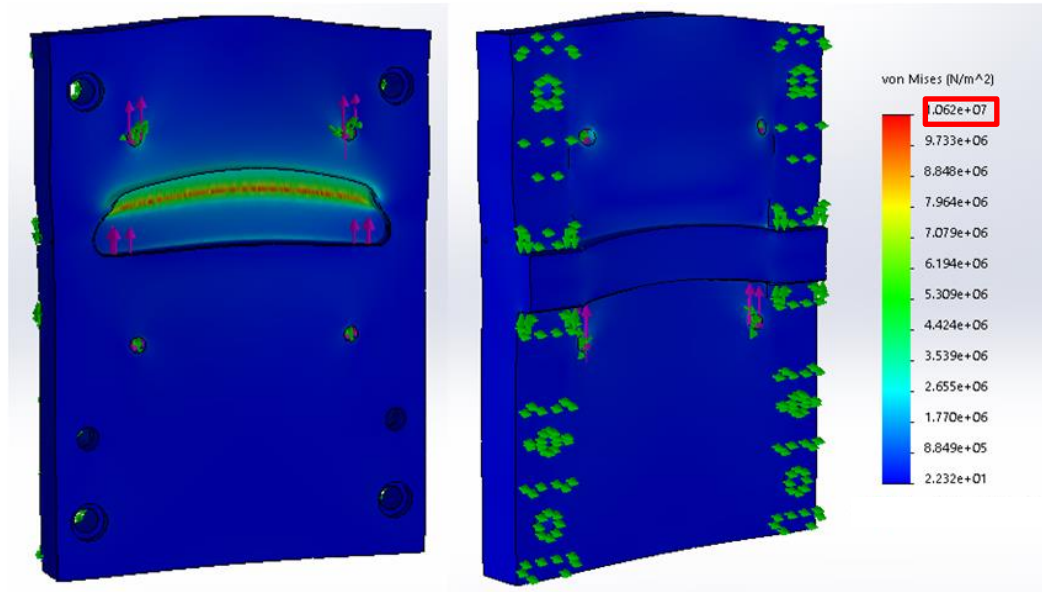


Figura 4.19. Distribución de tensiones equivalentes  $\sigma^{eq}$  de Von Misses en la placa

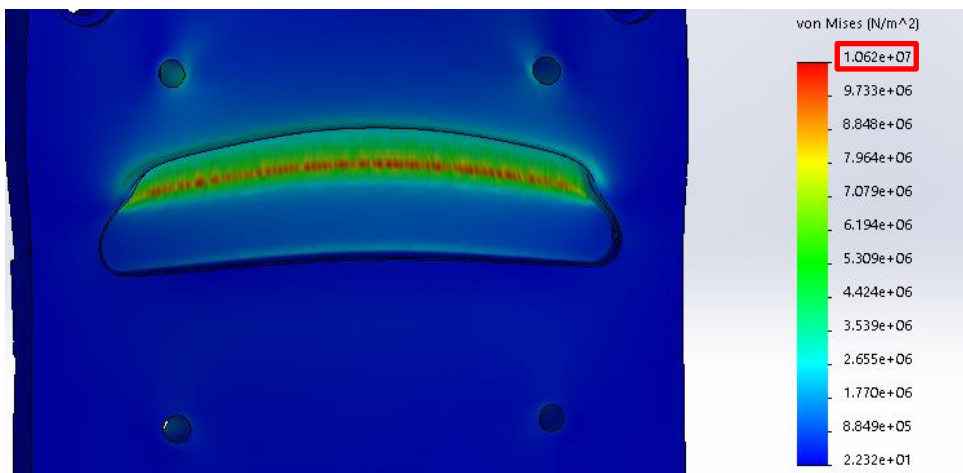


Figura 4.20. Ampliación de las zonas de la placa con mayor tensión equivalente  $\sigma^{eq}$  de Von Misses

Como se puede observar en la Figura 4.20, los mayores valores de  $\sigma^{eq}$  se obtienen en la zona de la ranura y los taladros donde se atornilla el módulo de unión, es decir, en las zonas donde se aplica la fuerza de inserción  $F_i$ , con valores del orden de 10,62MPa. Puesto que el límite de fluencia o límite elástico del material de la pieza es  $S_y=230\text{MPa}$  y aplicando el criterio de fallo estático de Von Misses (Ec. 4.1), se observa que no hay fallo, y que el factor de seguridad de  $n=21,66$ . Según la clasificación de los valores que puede tomar el factor de seguridad  $n$ , podemos ver que el factor de seguridad obtenido supera el intervalo  $3 \leq n \leq 4$  (materiales que no se han examinado y en condiciones promedio de ambiente, carga y esfuerzo, o bien materiales mejor conocidos, utilizados en ambientes inciertos o sometidos a esfuerzos desconocidos), por lo que está claramente sobredimensionado [Juvinall].

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

##### 4.2. Estudio estático del cabezal de inserción

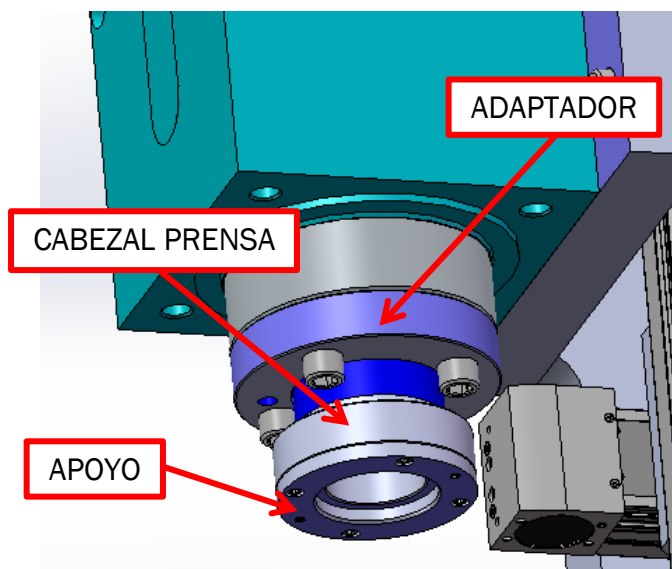


Figura 4.21. Partes del cabezal de inserción

A continuación, analizaremos el conjunto de componentes que forman el cabezal de inserción (Figura 4.21). Procederemos de la misma forma que en el caso de la placa soporte, estableciendo las propiedades de los materiales de cada componente del cabezal de inserción.

Por un lado, el adaptador está fabricado en un acero C45E (designación simbólica [UNE-EN 10027-1]) también conocido como 1.1191 (designación numérica [UNE-EN 10027-1]), cuyas características mecánicas, para un diámetro de 160mm, se observan en la Figura 4.3. La implementación en Solidworks de las propiedades y características del material se muestran en la Tabla 4.2:

Tabla 4.2. Propiedades del acero C45E introducidas en Solidworks

Acero C45E (1.1191)		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson, $\nu$	0,28	N/D
Módulo cortante, G	82000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, $\rho$	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, $S_{ut}$	560	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, $S_y$	275	N/mm <sup>2</sup>

Tanto el cabezal prensa como el apoyo están fabricados en un acero para nitruración 41CrAlMo7-10 (designación simbólica [UNE-EN 10027-1]) ó 1.8509 (designación numérica [UNE-EN 10027-1]). Sus características mecánicas, para un diámetro de 120mm, se muestran en la Figura 4.22. [UNE-EN 10085]. La implementación en SolidWorks de las propiedades del material se muestran en la Tabla 4.3:

Designación	Simbólica	Numérica	16 ≤ d ≤ 40 mm				40 < d ≤ 100 mm				100 < d ≤ 160 mm				160 < d ≤ 250 mm				HV1 <sup>b</sup>
			R <sub>m</sub> <sup>1)</sup> MPa	Re MPa <sup>1)</sup> min.	A % min.	KV J min.	R <sub>m</sub> <sup>1)</sup> MPa	Re MPa <sup>1)</sup> min.	A % min.	KV J min.	R <sub>m</sub> <sup>1)</sup> MPa	Re MPa <sup>1)</sup> min.	A % min.	KV J min.	R <sub>m</sub> <sup>1)</sup> MPa	Re MPa <sup>1)</sup> min.	A % min.	KV J min.	
24CrMo13-6	1.8516	1 000 a 1 200	800	10	25	950 a 1 150	750	11	30	900 a 1 100	700	12	30	850 a 1 050	650	13	30	-	
31CrMo12	1.8515	1 030 a 1 230	835	10	25	980 a 1 180	785	11	30	930 a 1 130	735	12	30	880 a 1 080	675	12	30	800	
32CrAlMo7-10	1.8505	1 030 a 1 230	835	10	25	980 a 1 180	835	10	25	930 a 1 130	735	12	30	880 a 1 080	675	12	30	-	
31CrMoV9	1.8519	1 100 a 1 300	900	9	25	1 000 a 1 200	800	10	30	900 a 1 100	700	11	35	850 a 1 050	650	12	40	800	
33CrMoV12-9	1.8522	1 150 a 1 350	950	11	30	1 050 a 1 250	850	12	35	950 a 1 150	750	12	40	900 a 1 100	700	13	45	-	
34CrAlNi7-10	1.8550	900 a 1 100	680	10	30	850 a 1 050	650	12	30	800 a 1 000	600	13	35	800 a 1 000	600	13	35	950	
41CrAlMo7-10	1.8509	950 a 1 150	750	11	25	900 a 1 100	720	13	25	850 a 1 050	670	14	30	800 a 1 000	625	15	30	950	
40CrMoV13-9	1.8523	950 a 1 150	750	11	25	900 a 1 100	720	13	25	870 a 1 070	700	14	30	800 a 1 000	625	15	30	-	
34CrAlMo5-10 <sup>c</sup>	1.8507	800 a 1 000	600	14	35	800 a 1 000	600	14	35	-	-	-	-	-	-	-	-	950	

Figura 4.22. Características mecánicas de acero 41CrAlMo7-10 [UNE-EN 10085]

Tabla 4.3. Propiedades del acero 41CrAlMo7-10 introducidas en Solidworks

Acero 41CrAlMo7-10 (1.8509)		
Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico, E	210000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson, ν	0,28	N/D
Módulo cortante, G	82000	N/mm <sup>2</sup>
Densidad de Masa, ρ	7800	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción, S <sub>ut</sub>	850	N/mm <sup>2</sup>
Límite elástico o límite de fluencia, S <sub>y</sub>	670	N/mm <sup>2</sup>

En este caso, a diferencia del anterior impondremos las relaciones de posición entre los distintos componentes.

- Coincidente: entre las caras planas en contacto del adaptador y el cabezal prensa (Figura 4.23)
- Concéntrica: entre las caras cilíndricas del adaptador y el cabezal prensa. Por ser interior la del adaptador, y exterior la del cabezal, y

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

gracias a la relación de posición anterior, el cabezal queda inserto en el adaptador (Figura 4.24).

- Concéntrica: estableceremos esta relación de posición entre un taladro del adaptador y uno del cabezal, los cuales son concéntricos para poder atornillar los dos componentes en el montaje. Además, gracias a esta última relación de posición, los dos componentes quedan restringidos y no presentan grados de libertad (Figura 4.25).
- Coincidente: entre las caras planas en contacto del cabezal prensa y el apoyo (Figura 4.26).
- Concéntrica: entre las caras cilíndricas del cabezal prensa y del apoyo. En este caso como los componentes no se insertan uno en el otro, sino que simplemente apoyan, esta relación sitúa en su correcta posición un componente con respecto al otro (Figura 4.27).
- Concéntrica: como en el caso anterior, se establece entre un taladro del apoyo y uno del cabezal prensa, eliminando los grados de libertad entre los componentes (Figura 4.28).

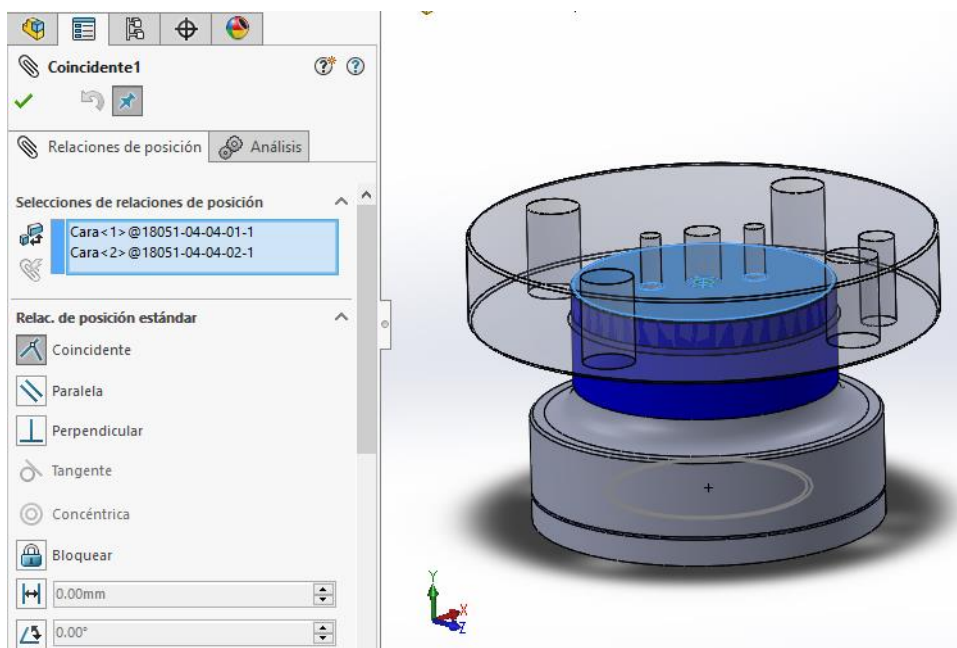


Figura 4.23. Caras coincidentes del adaptador y el cabezal prensa



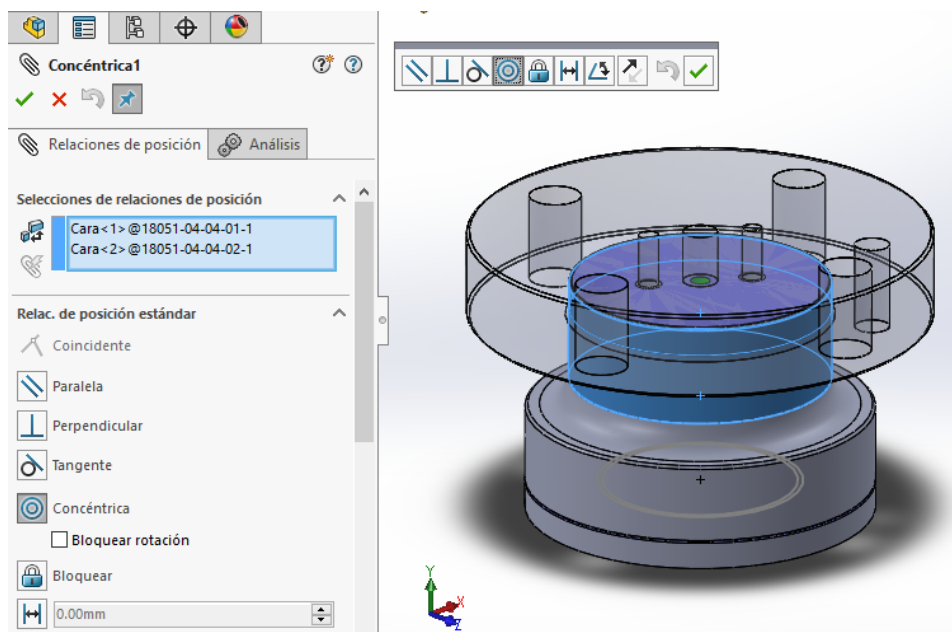


Figura 4.24. Concéntrica de las superficies cilíndricas del adaptador y el cabezal prensa

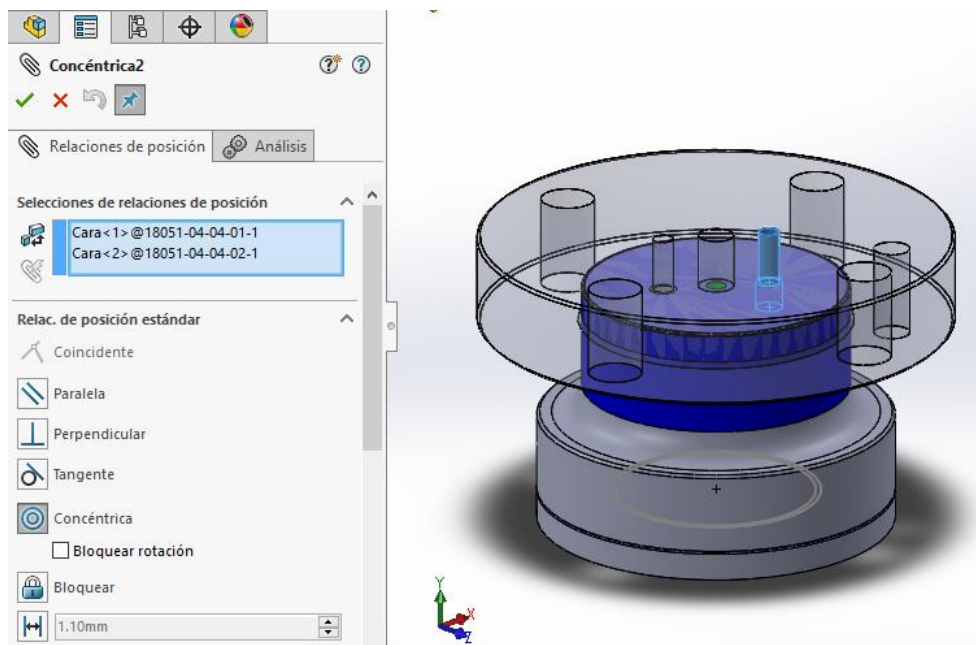


Figura 4.25. Concéntrica de taladros del adaptador y el cabezal prensa

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

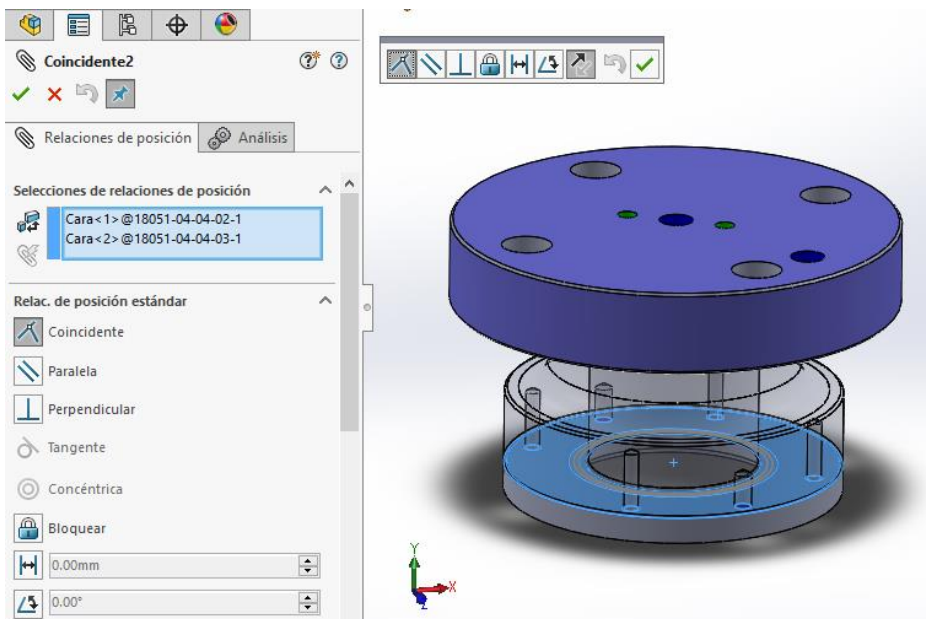


Figura 4.26. Caras coincidentes del cabezal prensa y el apoyo

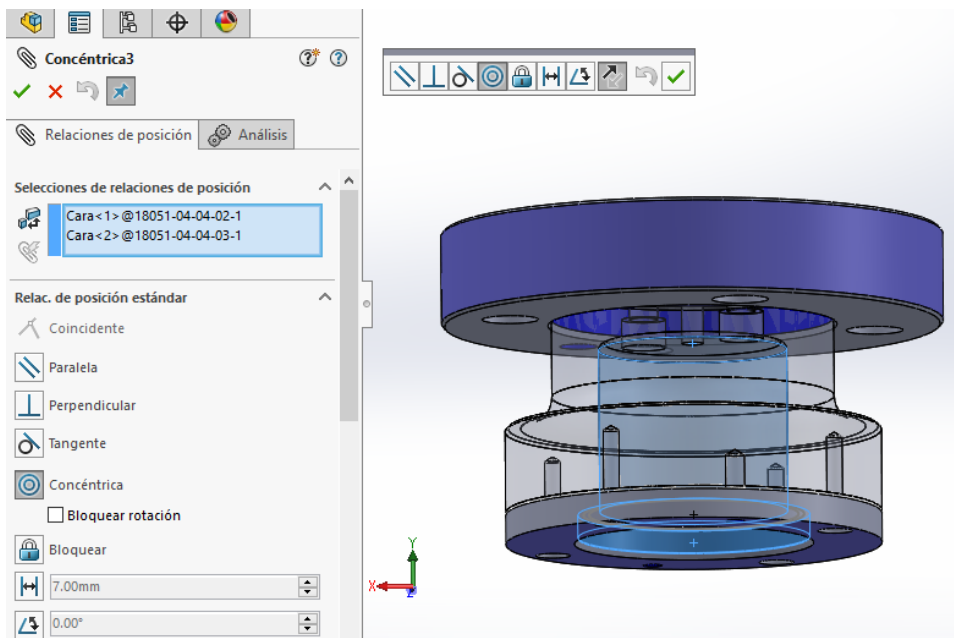


Figura 4.27. Concetricidad de las superficies cilíndricas del cabezal prensa y el apoyo

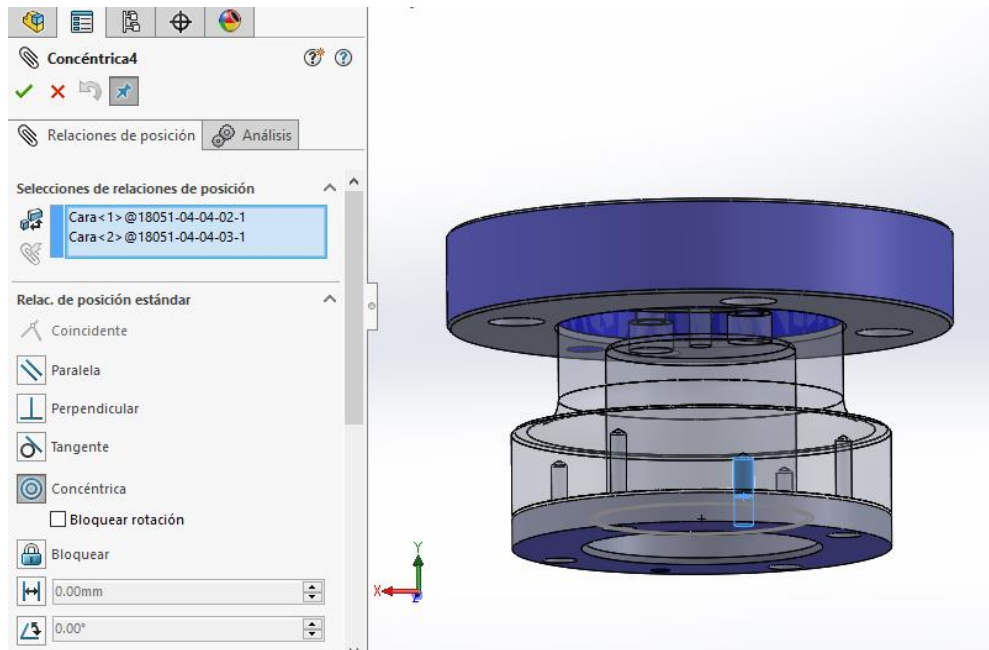


Figura 4.28. Concentricidad de los taladros del cabezal prensa y del apoyo

Una vez establecidas las relaciones de posición, procederemos a trabajar con Solidworks Simulation, aplicando en primer lugar las conexiones entre componentes.

Comenzaremos creando conjuntos de contactos entre componentes, imponiendo uniones rígidas entre las caras en contacto (Figuras 4.29 y 4.30).

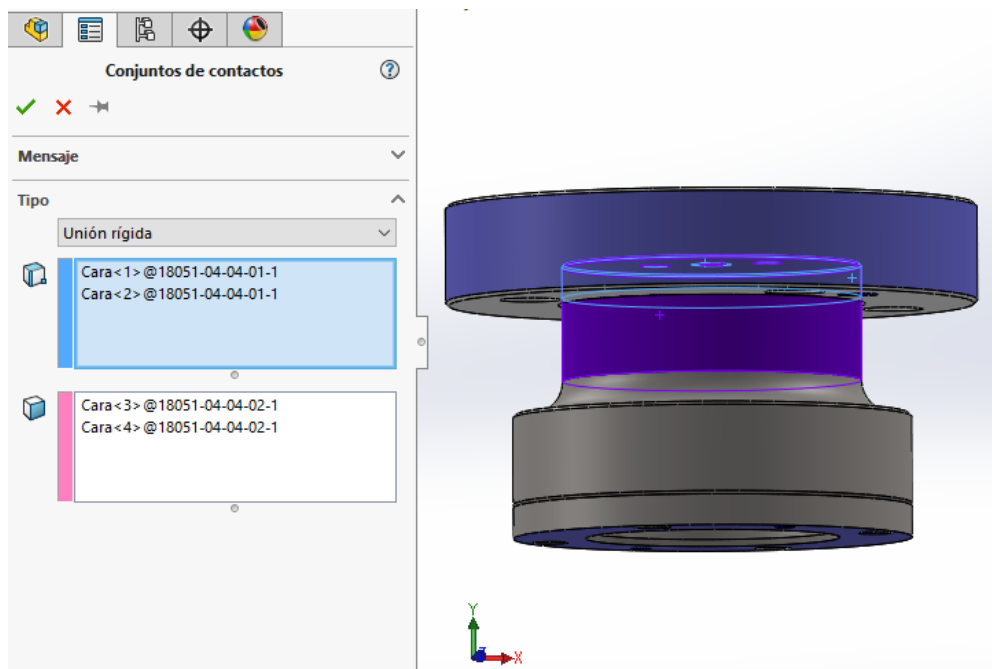


Figura 4.29. Unión rígida entre las caras en contacto del adaptador y el cabezal prensa



#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

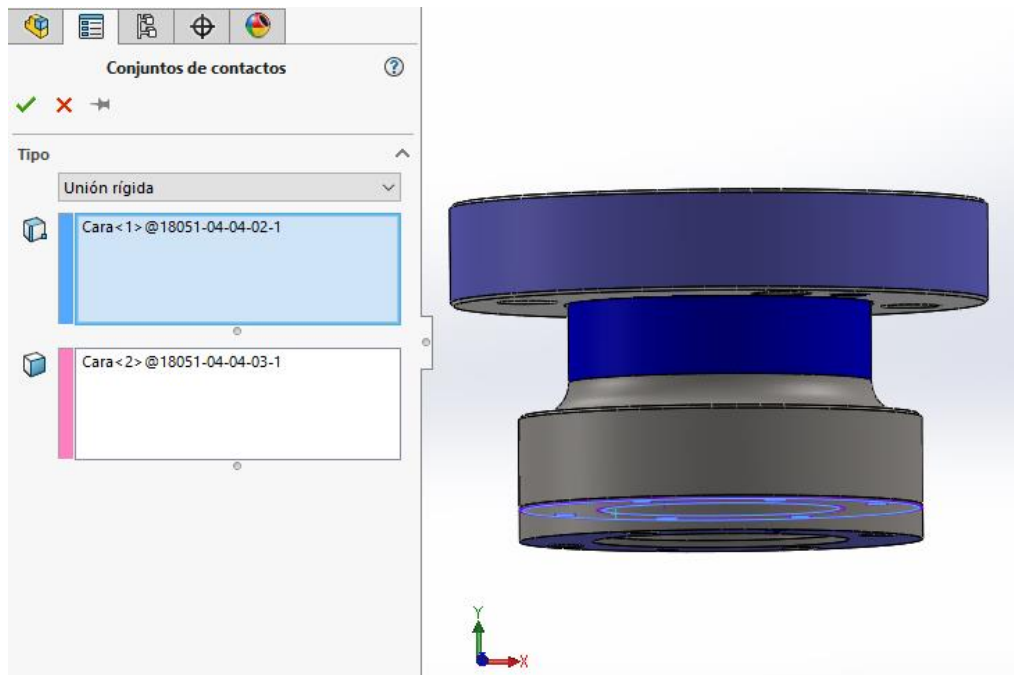


Figura 4.30. Unión rígida entre las caras en contacto del adaptador y el cabezal prensa

A continuación, estableceremos las sujeciones. Para ello, supondremos que la cara del adaptador en contacto con el módulo de unión tiene impedida su traslación en dirección normal (Figura 4.31) y que la reacción a la fuerza que realiza dicho módulo sobre el Silentblock la soporta el cabezal de la prensa, ya que es este componente el que presiona directamente sobre el soporte antivibratorio.

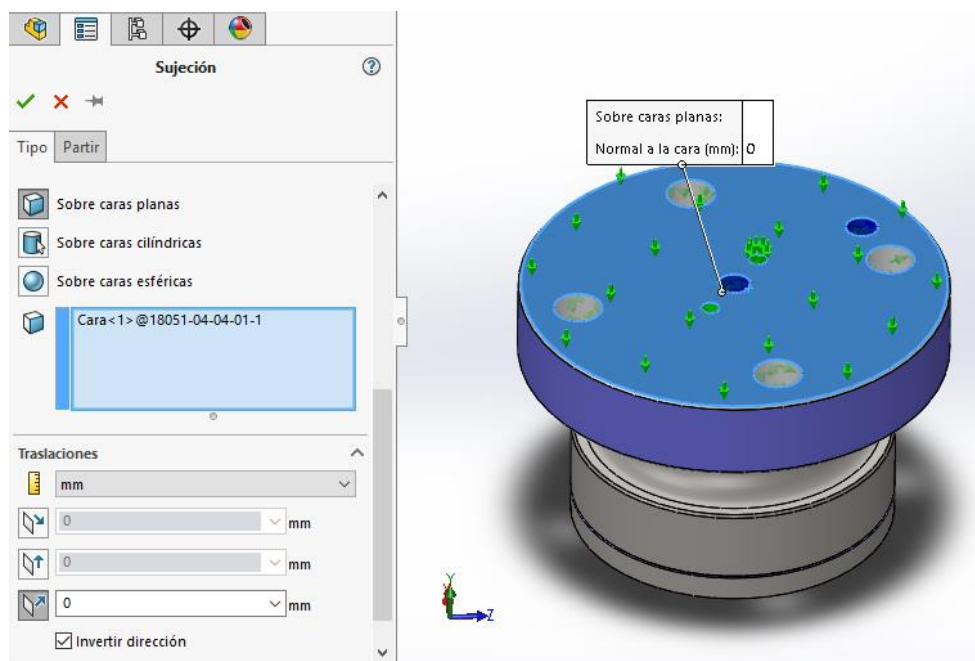


Figura 4.31. Sujeción sobre caras planas impidiendo su traslación en dirección normal

Añadiremos además, sujeciones sobre caras cilíndricas en las superficies de los taladros realizados en los componentes, impidiendo su traslación en sentido radial (Figura 4.32) y la rotación entorno a su eje (Figura 4.33).

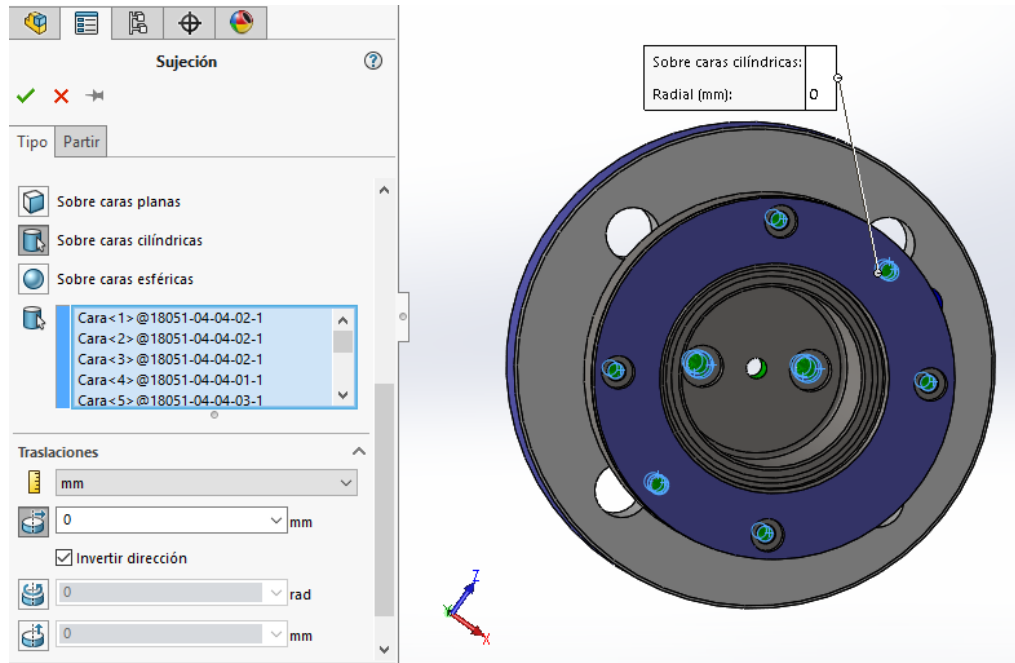


Figura 4.32. Sujeción sobre caras cilíndricas impidiendo su traslación en sentido radial

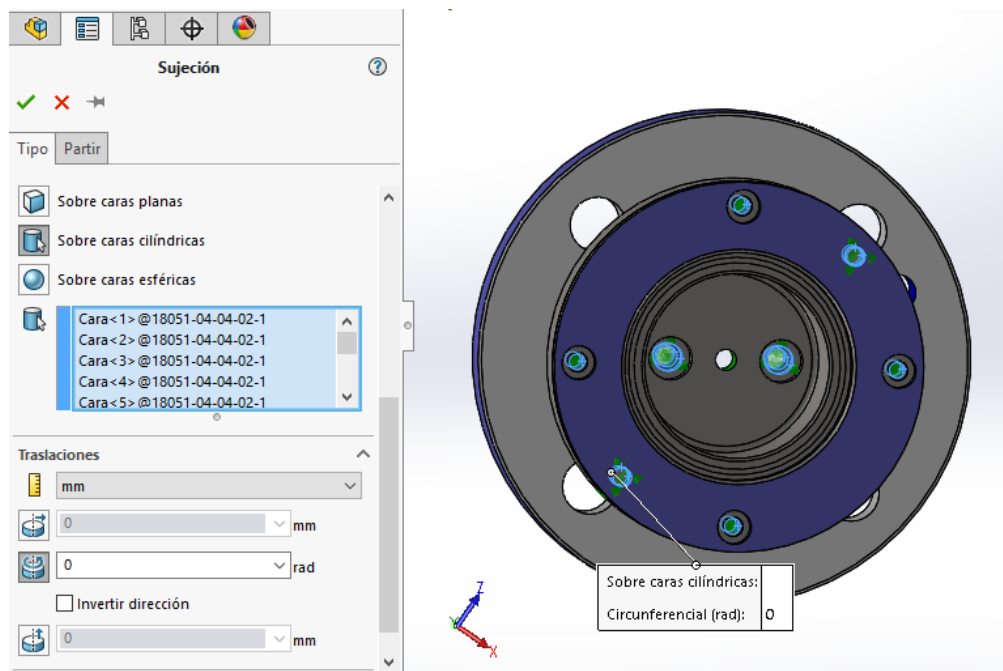


Figura 4.33. Sujeción sobre caras cilíndricas impidiendo la rotación en torno a su eje

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

Las caras de los taladros de unión al módulo de unión serán fijas (Figura 4.34).

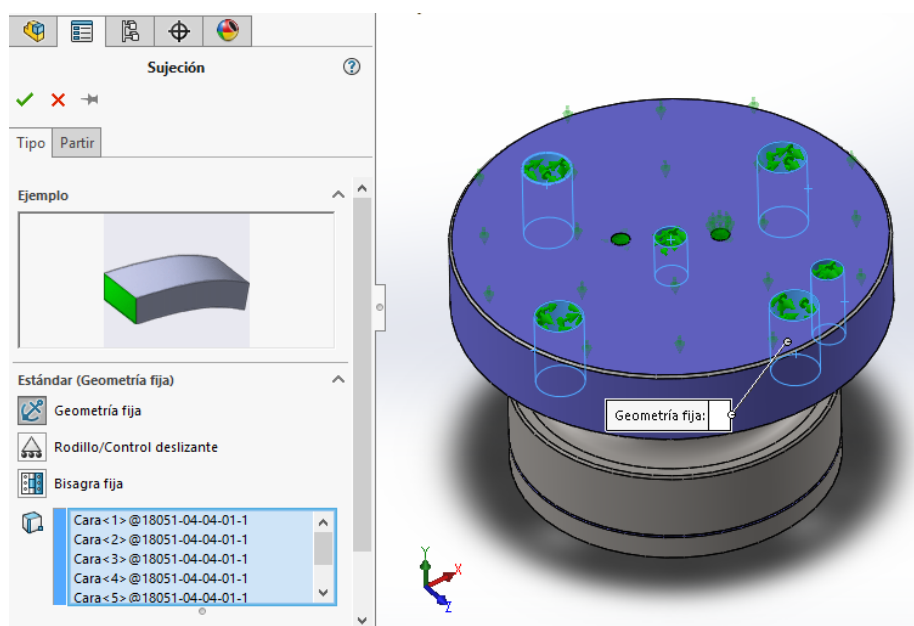


Figura 4.34. Fijación de las superficies de los taladros de ensamblaje al módulo de inserción

Aplicaremos una fuerza de reacción del mismo valor que el establecido en la simulación de la placa que soporta el módulo de unión,  $F=51,5\text{kN}$ . Como se ha explicado, se aplica sobre el cabezal de la prensa, por ser el que entra en contacto con el Silentblock. Por ello, haremos previamente una partición de la superficie (procediendo de la misma forma que en la simulación anterior) creando un croquis que coincide en posición y superficie con la superficie de la cara del Silentblock sobre la que se aplica la fuerza, la cual será por tanto distribuida. Después, introduciremos el valor de la fuerza, su dirección y el sentido, seleccionando para ello la opción de que sea normal a la cara sobre la que se aplica, y la cara superior como referencia de dirección (Figura 4.35).

Una vez establecidos todos los parámetros, procederemos a crear el mallado del conjunto con elementos tetraédricos de lado 5mm (Figura 4.36), sabiendo que las dimensiones del conjunto son de 160mm de diámetro máximo y entre caras planas hay una distancia de 100mm. Además, añadiremos un control de malla para afinar el cálculo en la superficie donde se aplica la fuerza, así como en las superficies laterales a ésta, reduciendo el tamaño de los elementos tetraédricos a 2mm (Figura 4.37).

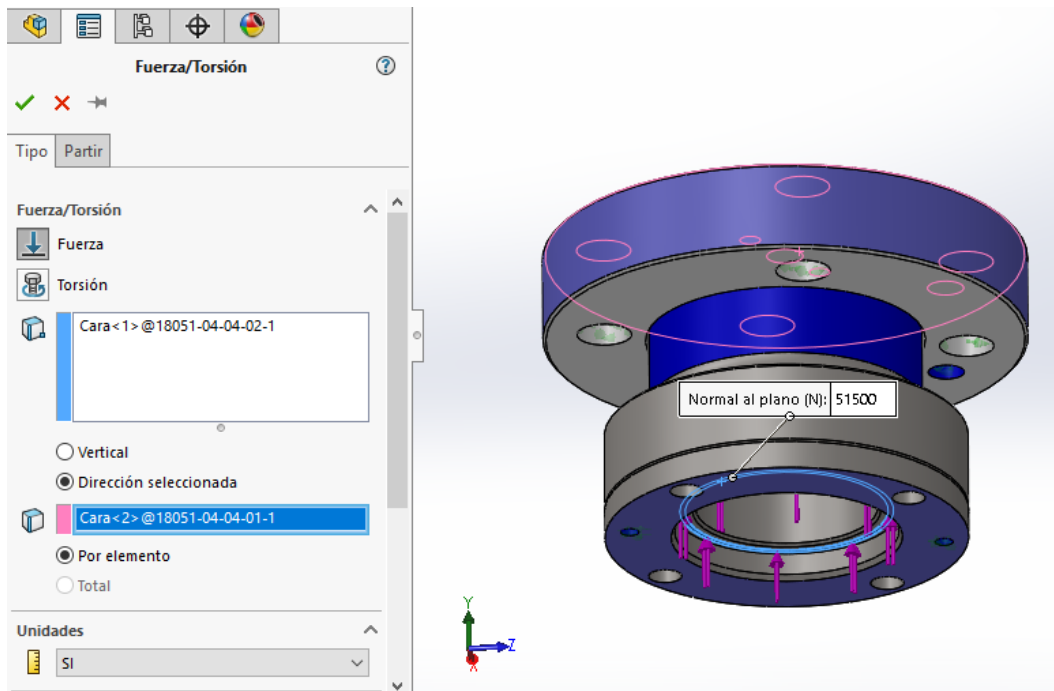


Figura 4.35. Aplicación de la Fuerza de inserción

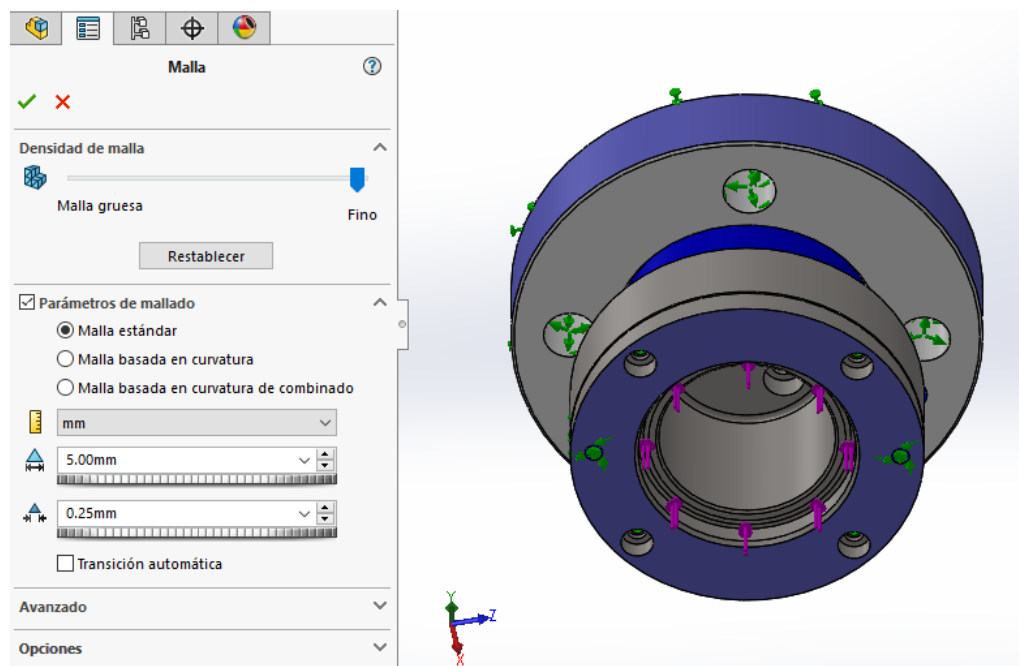


Figura 4.36. Establecimiento de los parámetros del mallado

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

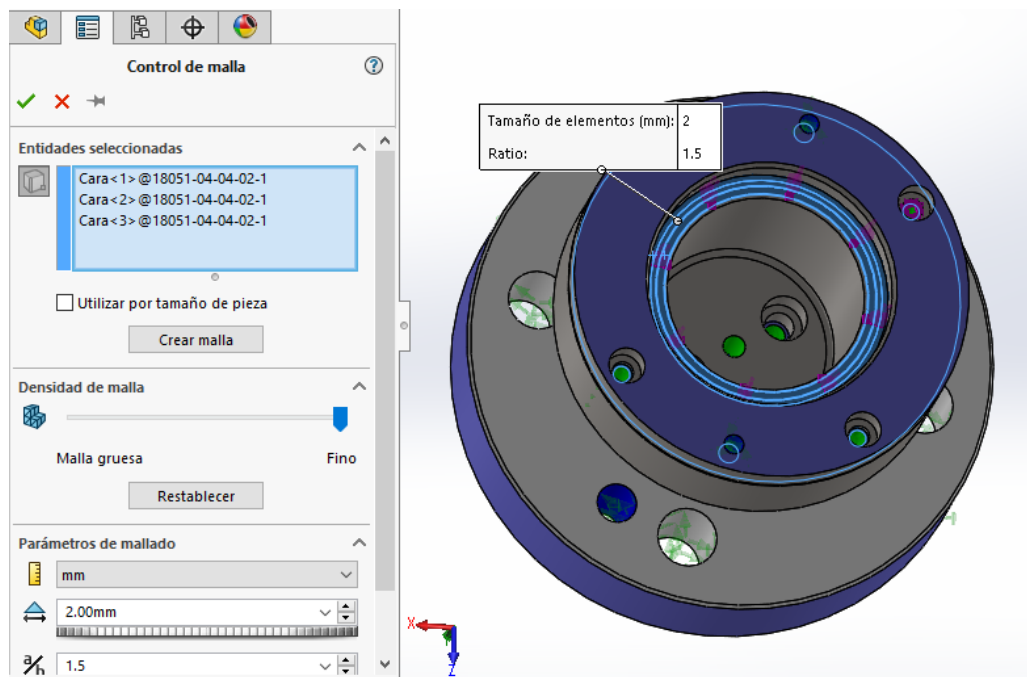


Figura 4.37. Establecimiento de los parámetros del control de mado

A continuación se muestra el resultado final del mado una vez ejecutado (Figura 4.38).

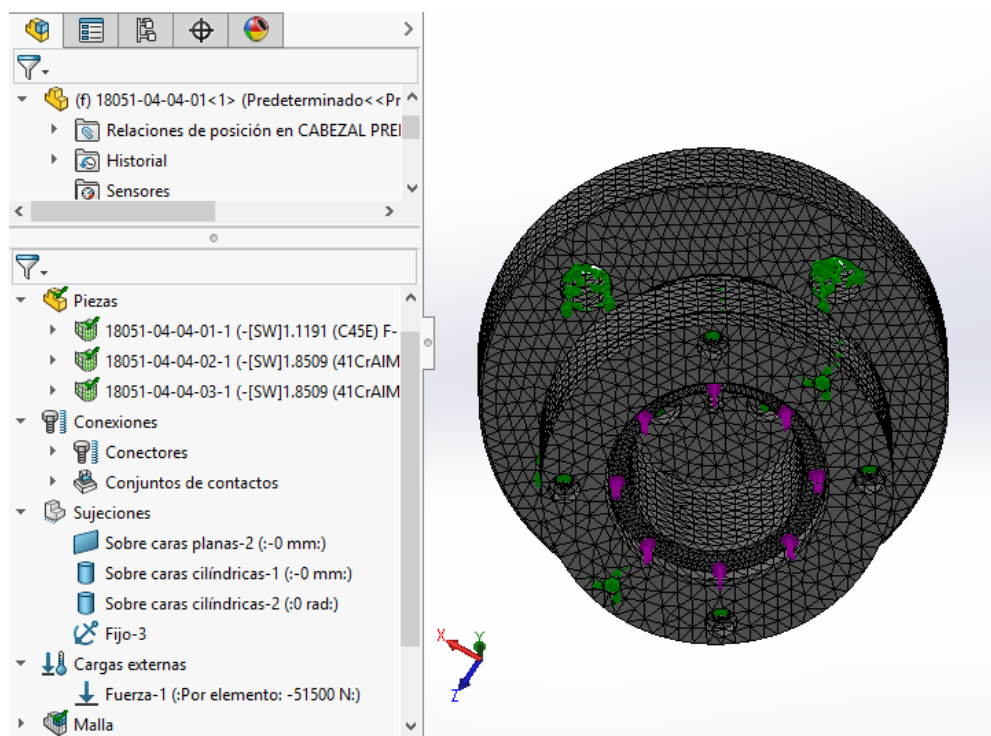


Figura 4.38. Resultado del mado del cabezal de inserción

Por último, mostraremos los resultados de las tensiones de Von Mises  $\sigma^{eq}$  (Ec. 4.1) en la Figura 4.39, realizando una ampliación en aquellas zonas donde podemos ver que se alcanzan los mayores valores de  $\sigma^{eq}$  (Figura 3.40).

Esta zona de la que hablamos es la superficie donde se aplica la fuerza de inserción  $F_i$ , siendo 96,77MPa el máximo alcanzado. Con el límite de fluencia o límite elástico del material de la pieza  $S_y=670\text{MPa}$  y aplicando el criterio de fallo estático de Von Mises (Ec. 4.1), podemos afirmar que no se produce fallo, siendo además el factor de seguridad  $n=6,92$ . Al igual que en el caso anterior, podemos observar que está sobredimensionado.

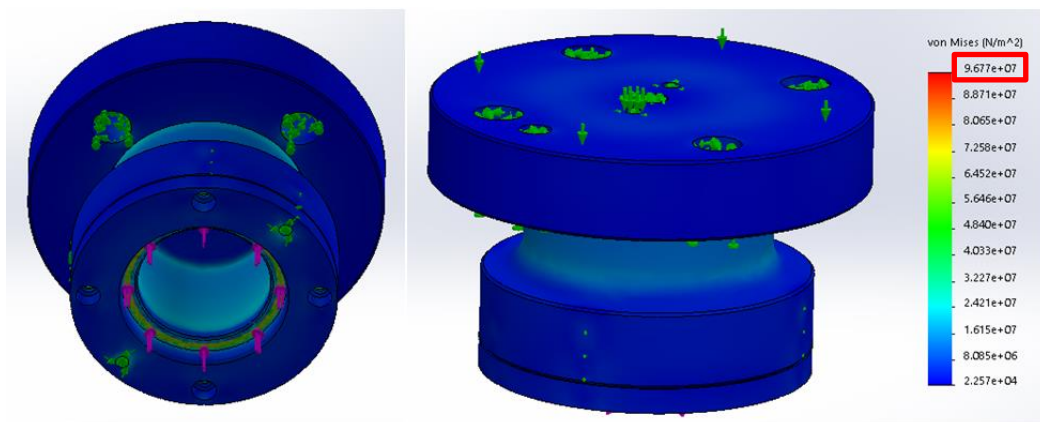


Figura 4.39. Distribución de tensiones equivalentes  $\sigma^{eq}$  de Von Mises en el cabezal de inserción

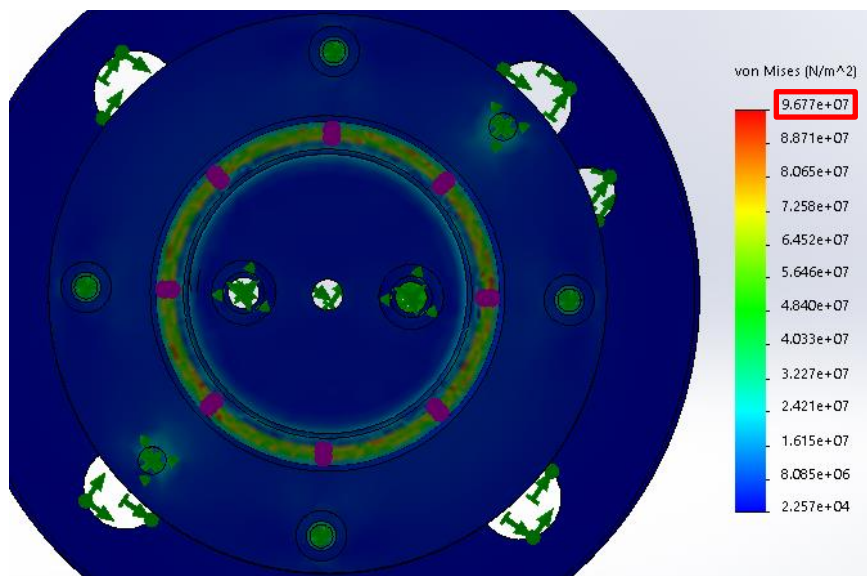


Figura 4.40. Ampliación de las zonas del cabezal de inserción con mayor tensión equivalente  $\sigma^{eq}$  de Von Mises



#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

### 4.3. Estudio estático de la sufridera

Para finalizar el análisis del bastidor, realizaremos la simulación de la sufridera, la cual soporta indirectamente la fuerza de inserción ejercida por el módulo de unión (Figura 4.41).

Al igual que en el caso de la placa de soporte del módulo de unión, lo simularemos como una pieza aislada, por lo que no será necesario establecer relaciones de posición. El material es el mismo que el empleado en el cabezal prensa y en el apoyo, un acero para nitruración 41CrAlMo7-10 ó 1.8509, cuyas características mecánicas se muestran en la Figura 4.22 y en la Tabla 4.3 las propiedades introducidas en Solidworks para realizar la simulación.

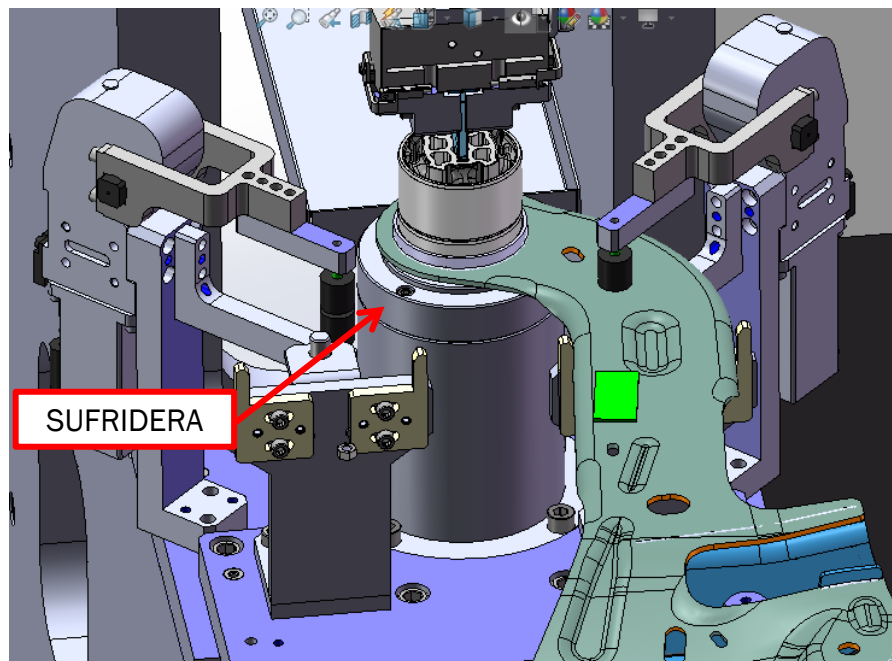


Figura 4.41. Posición de la sufridera en el conjunto de la prensa

Definiremos, en primer lugar, las sujeciones de la sufridera. Impondremos una sujeción sobre la cara inferior de ésta, por ser la cara que apoya en el resto del ensamblaje, impidiendo su traslación en dirección normal (Figura 4.42). A continuación, impediremos la traslación en dirección radial (Figura 4.43) y la rotación de la superficie cilíndrica que se introduce en el soporte de la sufridera (Figura 4.44). Por último fijaremos la superficie de los taladros que permiten el ensamblaje al bastidor (Figura 4.45)

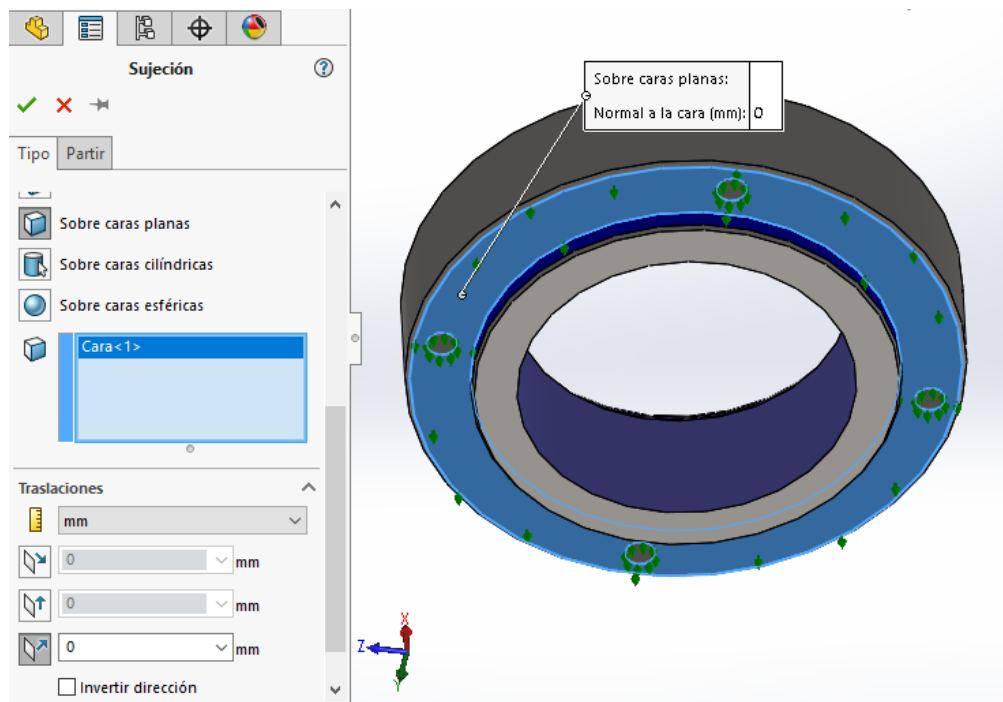


Figura 4.42. Sujeción sobre caras planas impidiendo su traslación en dirección normal

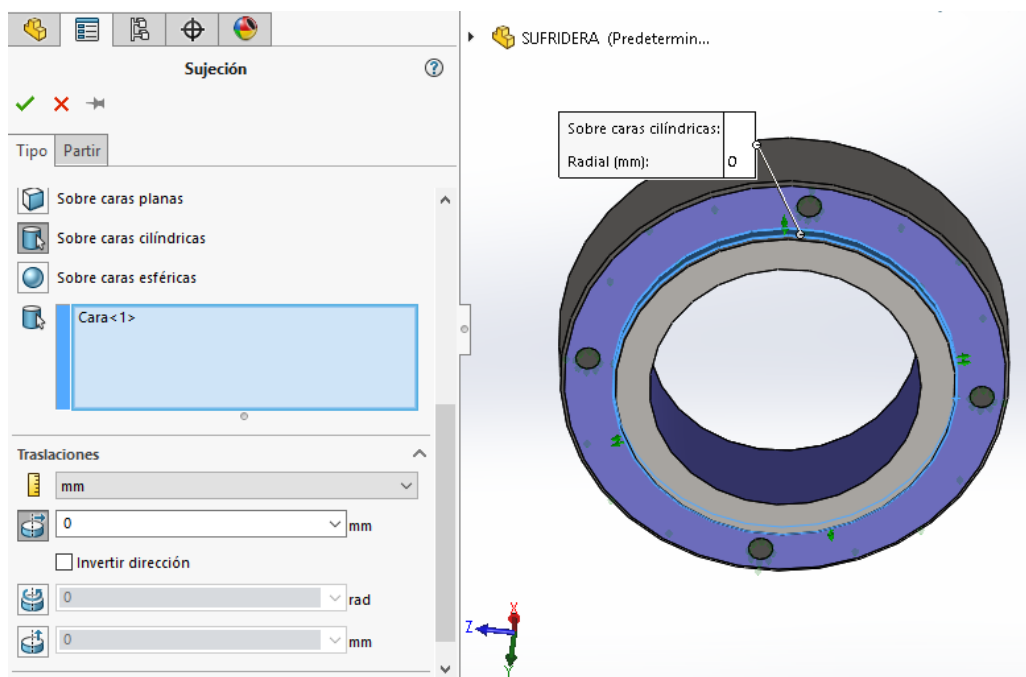


Figura 4.43. Sujeción sobre caras cilíndricas impidiendo su traslación en dirección radial



#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

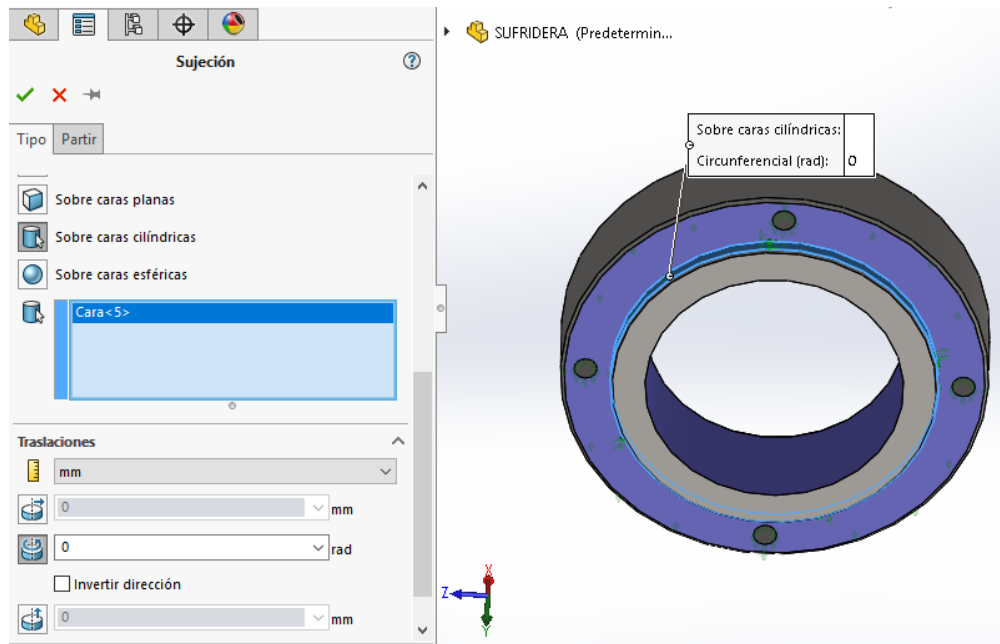


Figura 4.44. Sujeción sobre caras cilíndricas impidiendo la rotación en torno a su eje

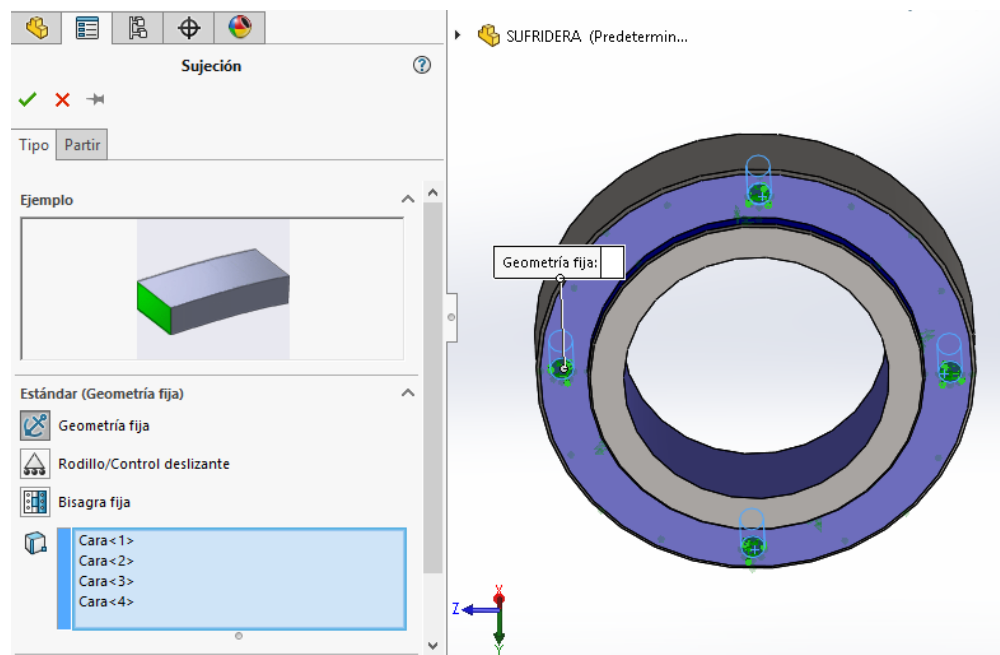


Figura 4.45. Fijación de la superficie de los taladros de ensamblaje al bastidor

Aplicaremos la fuerza de inserción, suponiendo que la fuerza ejercida por el módulo de unión sobre el Silentblock se transmita en su totalidad al cilindro donde se aloja, y de éste a la sufridera donde se apoya. Crearemos, siguiendo el mismo procedimiento que en los casos anteriores, una partición de la superficie de la sufridera en contacto con el cilindro del brazo de arrastre, creando un croquis coincidente y de igual área que la de la base de dicho cilindro (Figura 4.46).

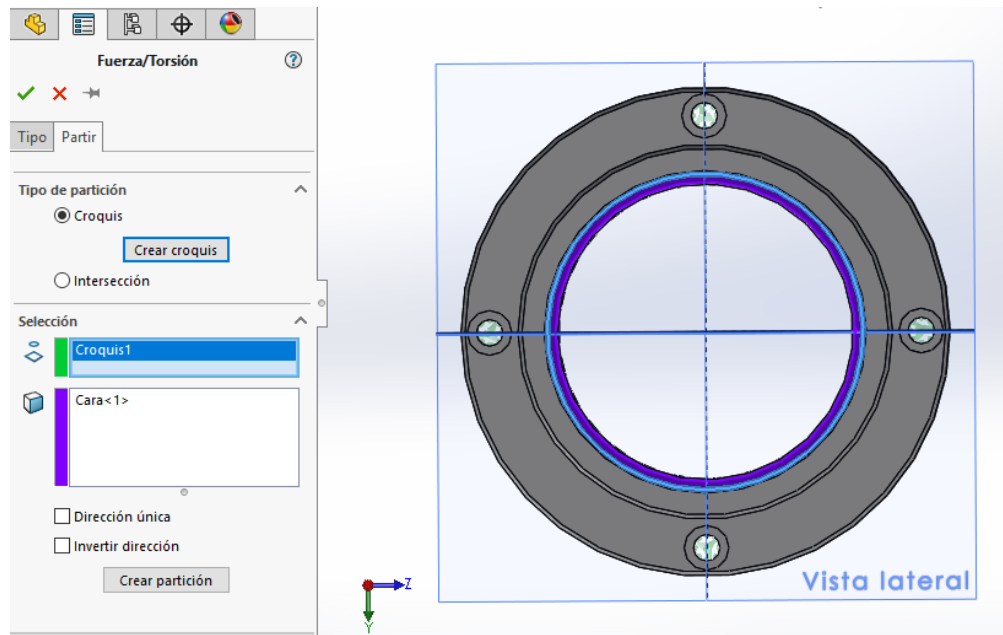


Figura 4.46. Creación del croquis sobre el que se aplicará la fuerza

Una vez creada la partición, estableceremos los parámetros de la Fuerza de inserción, siendo ésta una fuerza distribuida, de valor  $F=51,5\text{kN}$  debido a la suposición realizada anteriormente, aplicada sobre el croquis previamente creado. Su dirección y sentido se determinan eligiendo la cara inferior de la sufridera. Por tanto, la dirección será normal al plano del croquis, y el sentido hacia la cara inferior seleccionada (Figura 4.47).

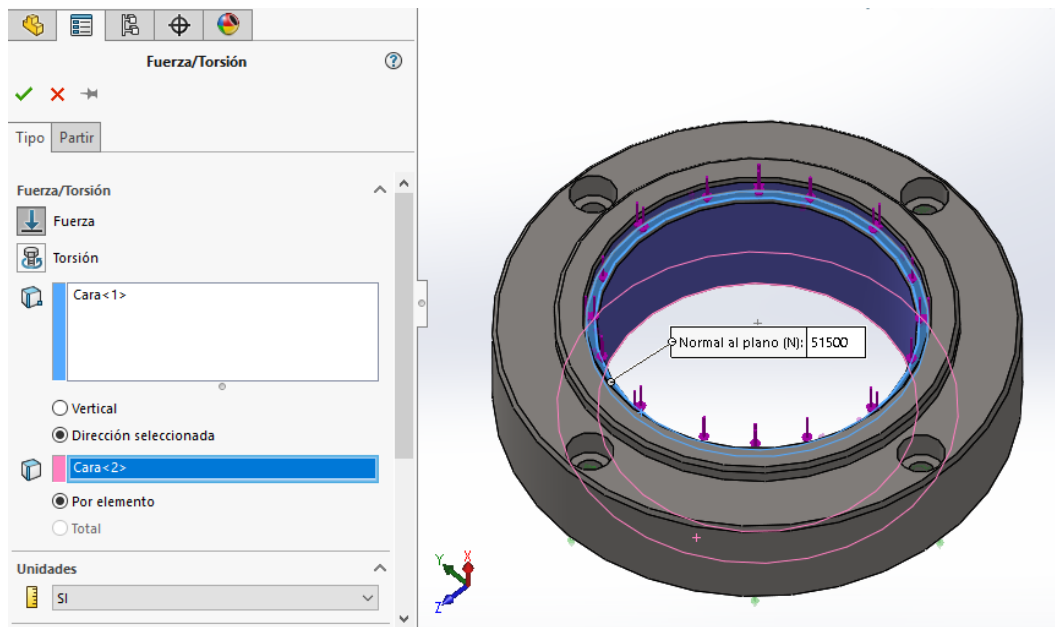


Figura 4.47. Establecimiento del módulo, dirección y sentido de la fuerza de inserción

#### 4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

Por último, mallaremos la sufridera con elementos tetraédricos de 5mm de lado, por presentar un diámetro de 120mm y 34mm de alto (Figura 4.48), aplicando además un control de malla mediante el cual reducimos los elementos tetraédricos de la superficie donde se ejerce la fuerza y de las superficies adyacentes a dicha cara, a un tamaño de 2mm de lado, afinando así el cálculo en esa zona (Figura 4.49). El resultado del mallado se muestra en la Figura 4.50.

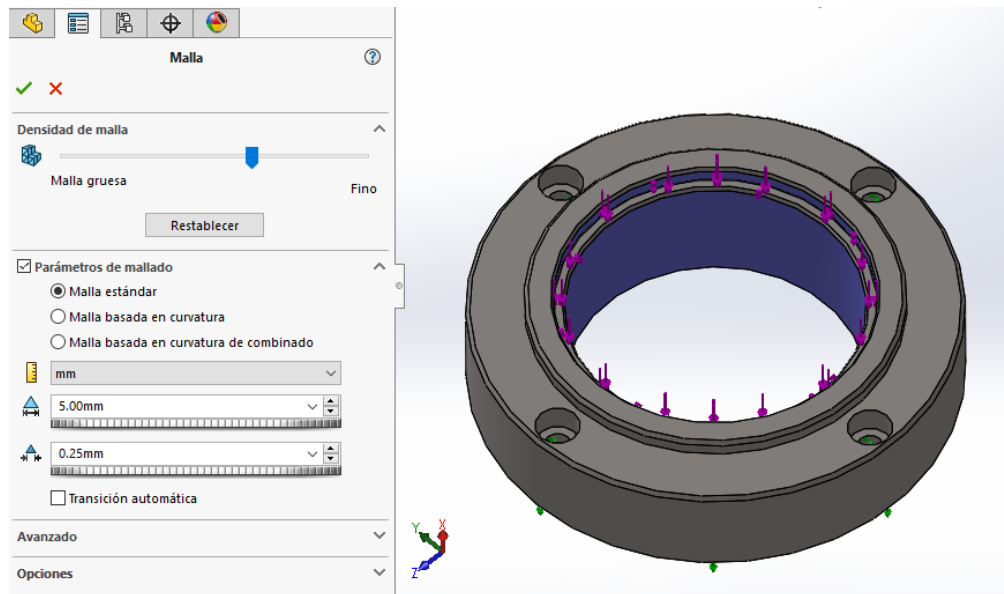


Figura 4.48. Establecimiento de los parámetros de mallado

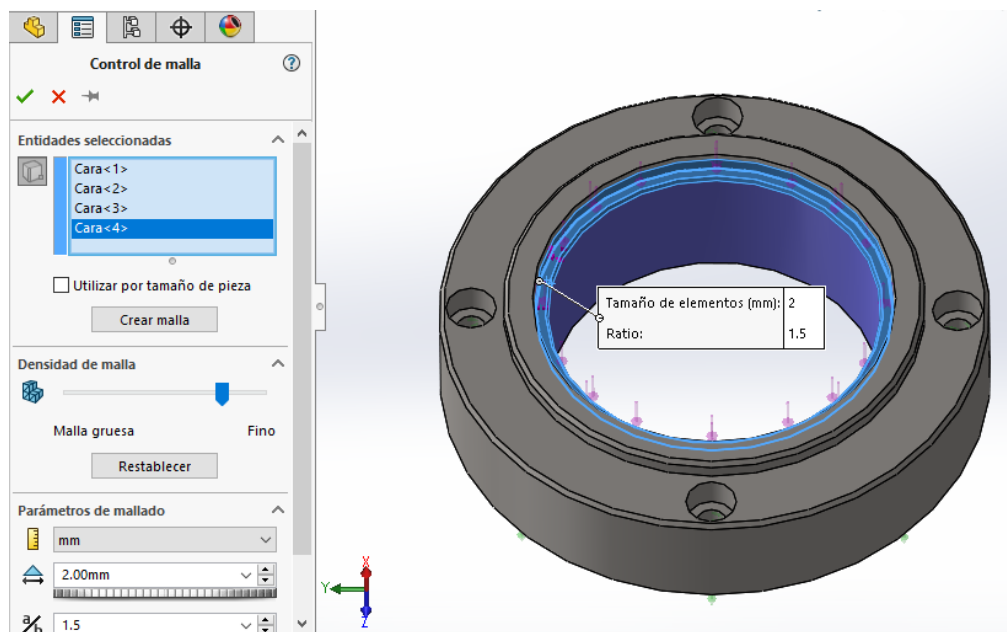


Figura 4.49. Establecimiento de los parámetros del control de mallado

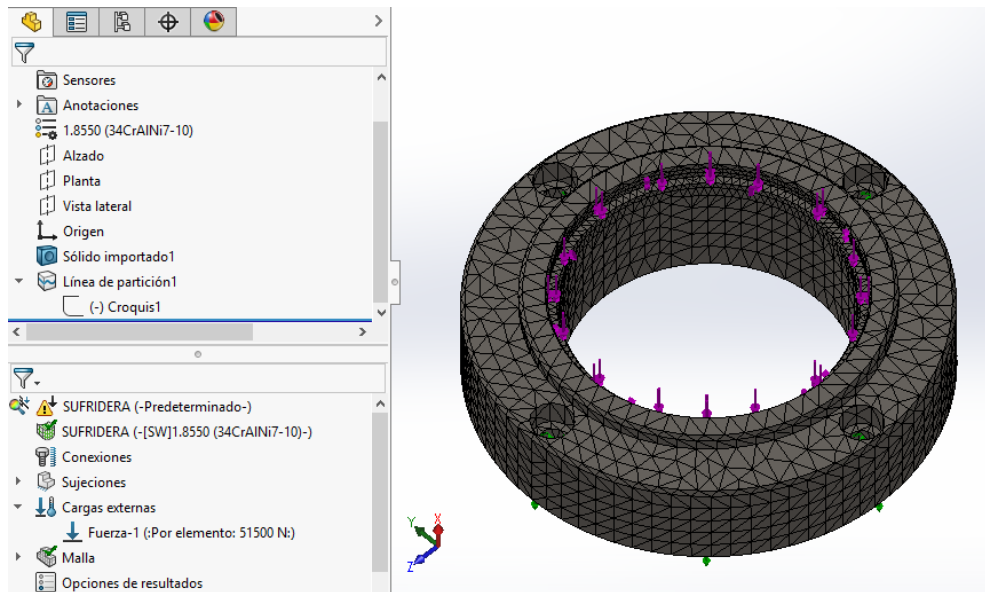


Figura 4.50. Resultado del mallado de la sufridera

Por último ejecutaremos el estudio de las tensiones de Von Mises  $\sigma^{eq}$  (Ec. 4.1) obteniendo los resultados que se muestran en la Figura 4.51. El máximo alcanzado es del orden de 94,68MPa, que como podemos ver en la Figura 4.52 se da en la superficie de aplicación de la fuerza. Sabiendo que el límite de fluencia o límite elástico es  $S_y=670\text{MPa}$  y aplicando el criterio de fallo estático de Von Mises (Ec. 4.1), obtenemos un factor de seguridad de  $n=7,08$ , confirmando así que la sufridera no presenta fallo durante la inserción, debido al sobredimensionamiento de la misma.

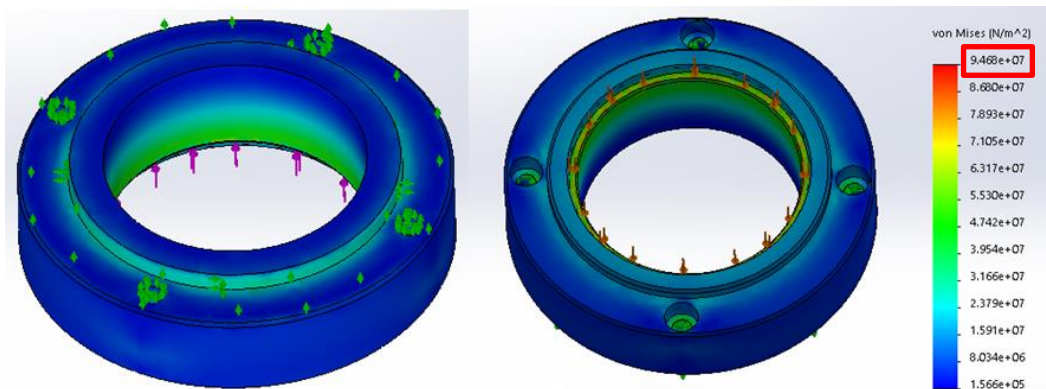


Figura 4.51. Distribución de tensiones equivalentes de Von Mises en la sufridera

4. Análisis del comportamiento estático de la Prensa de Inserción mediante el método de elementos finitos

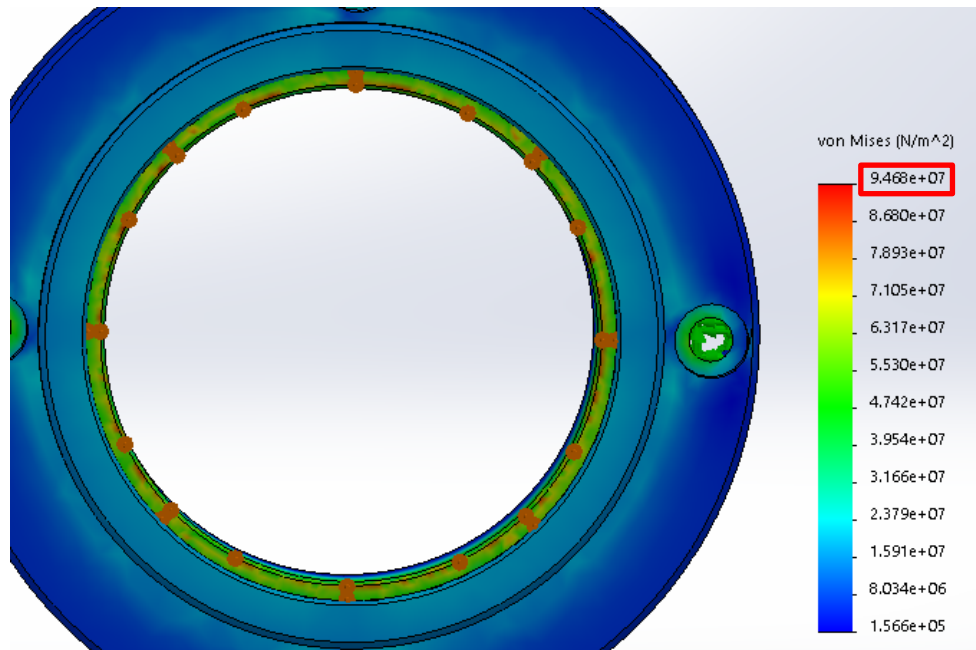


Figura 4.52. Distribución de tensiones equivalentes de Von Misses en la sufridera (parte inferior)



## 5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE FUTURO

En este trabajo se ha conseguido un modelo MEF que predice el resultado de la fuerza de inserción necesaria para introducir el Soporte antivibratorio en el brazo de arrastre de un vehículo utilitario de manera correcta.

Se han debido considerar hipótesis y simplificaciones, como son el coeficiente de fricción entre las superficies del soporte antivibratorio y el cilindro donde se aloja, o la utilización de un modelo simple que reduzca el tiempo de simulación en el software empleado, y se ha comparado este modelo con los resultados experimentales y con el modelo analítico, determinando lo siguiente:

En primer lugar, entre el modelo MEF y los resultados experimentales se observa una clara diferencia en la tendencia de las gráficas que representan la fuerza de inserción frente a la posición de inserción. Si bien es cierto que las gráficas de resultados experimentales no presentan siempre los mismos valores para una misma posición de inserción, sí se puede apreciar que todas ellas siguen la misma tendencia. En el modelo MEF propuesto estamos simplificando el proceso de inserción, el cual varía en el tiempo, mediante sucesivas simulaciones estáticas. Por ello, aunque en el modelo MEF se alcance el máximo de la fuerza de inserción al final del proceso, esto no ocurre en el caso de las medidas experimentales, las cuales, como ya se ha explicado, presentan una disminución de entre 2 y 3kN en una distancia de 1mm aproximadamente, como se ha comentado anteriormente. Por tanto, se determina que el valor máximo de la fuerza de inserción se ha sobreestimado, con un error comprendido entre el 13,85% y el 28,75%.

En cuanto a la comparación entre el modelo MEF y el modelo analítico, se observa que, la tendencia de ambas gráficas antes de alcanzar la máxima longitud de contacto, se asemeja más que en el caso anterior. Aun así, el mayor error cometido en el tramo en el que se subestima la fuerza de inserción se da en  $x=5\text{mm}$ , siendo del 61,35%, para una diferencia entre ambos modelos de 2,55kN. En cambio, en el tramo en el que la longitud de contacto es máxima, y en el que se sobreestima la fuerza de inserción, la diferencia entre el máximo valor alcanzado por dicha fuerza en cada modelo es de 14,14kN, el cual se da en  $x=29,5\text{mm}$  (al final de la inserción), con un error cometido del 37,86%.

Por tanto, de la comparación de ambos modelos con el modelo MEF realizado, destacamos que, a la hora de predecir la máxima fuerza de inserción a realizar durante el proceso, el menor error cometido se da entre el modelo MEF y los resultados experimentales. Puesto que se trata de un valor

sobreestimado, nos encontramos del lado de la seguridad, por tanto, mediante el modelo MEF obtenido, aseguraremos un correcto ensamblaje del soporte antivibratorio en el brazo de arrastre.

Centrándonos a continuación en los elementos de la Prensa de Inserción a los que se ha realizado un análisis estático para determinar las tensiones de Von Misses  $\sigma^{eq}$  a las que están sometidos, hemos podido comprobar que los valores del factor de seguridad con los que están diseñados sus componentes son  $n=21,66$  para el soporte prensa,  $n=6,92$  para el cabezal de inserción y  $n=7,08$  para la sufridera. Como el factor de seguridad en todos los casos es mayor que 1, en ninguno de ellos se produce fallo debido a las tensiones de Von Misses  $\sigma^{eq}$ , asegurando además el uso de factores de seguridad mayores que  $n=4$ , los cuales, como se ha explicado anteriormente, se emplean para materiales que no se han examinado, en condiciones promedio de ambiente, carga y esfuerzo, o bien para materiales mejor conocidos que se usarán en ambientes inciertos o estarán sometidos a esfuerzos desconocidos [Juvinall], siendo este último caso el que se da en el diseño de la Prensa de Inserción.

Por tanto, como líneas de desarrollo futuro, este trabajo se podría continuar, por un lado, afinando el modelo MEF durante la inserción, de manera que la curva de la fuerza de inserción frente a la posición de inserción siga la misma tendencia que en los resultados experimentales, determinando qué parámetros son los que más influyen en ello, además de mejorar las suposiciones y la simplificación realizada. Por otro lado, y centrándonos en el modelo analítico seguido, se podría seguir el modelo propuesto por [Wang], y comprobar si es válido para un caso como el de este análisis, en el que llegando a un punto donde la longitud de contacto se mantiene constante, la presión de contacto varía.

Por otra parte, y en relación a los componentes de la máquina, podrían validarse los supuestos tomados para establecer las condiciones de contorno en Solidworks mediante medidas experimentales. Puesto que el proceso de inserción es un proceso repetitivo en el tiempo, se podría completar el análisis estático con un análisis de las tensiones producidas a fatiga, determinando así la vida útil de los componentes más susceptibles de fallo.



## 6. BIBLIOGRAFÍA

- [Alonso] Alonso Pérez, J.M. *Técnicas del automóvil*. Paraninfo 8ª Ed. (2008).
- [ASM] ASM INTERNATIONAL. *ASM Handbook. Vol. 18. Friction, Lubrication, and Wear Technology*. The Materials Information Company (1992).
- [ArcelorMittal] ArcelorMittal. *Aceros microaleados para conformación en frío*. <https://docplayer.es/85197491-Aceros-microaleados-para-conformacion-en-frio.html> [consulta: 14 abril 2019].
- [Arias-Paz] Arias-Paz, D. M. *Manual de automóviles*. Cie Dossat 56ª Ed. (2006).
- [Bhushan] Bhushan, B. et al. *Handbook of tribology. Materials, coatings, and surface treatments*. McGraw-Hill 2ª Ed. (1997).
- [Crolla] Crolla, D. A. *Automotive Engineering. Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. Elsevier 1ª Ed. (2009).
- [Genta] Genta, G. et al. *The Automotive Chassis. Vol. 1: Components Design*. Springer. (2009).
- [Harris-1998] Harris, C. M. *Manual de medidas acústicas y control del ruido*. McGraw-Hill 3ª Ed. (1998).
- [Harris-1995] Harris, C. M. *Shock and Vibration Handbook*. McGraw-Hill 4ª Ed. (1995).
- [Juvinal] Juvinal, R. C. *Diseño de elementos de máquinas*. Limusa. 2ª Ed. (2013).
- [Kistler-1] KISTLER. Módulo de ensamblado NC NCFN, diseño estándar para fuerzas medias-altas. Hoja de datos. <https://www.kistler.com/?type=669&fid=82617&model=document> [consulta: 07 abril 2019].
- [Kistler-2] KISTLER. MaXYmos NC XY Monitor for Monitoring and Controlling NC Joining Modules. <https://www.kistler.com/en/product/type-5847b0/> [consulta: 07 abril 2019].
- [Martínez] Martínez Pérez, F. *Tribología integral*. Limusa 1ª Ed. (2011).
- [MST Steel] MST Steel. *Item # WSS-M1A367-A46, WSS-M1A367 Galvannealed Steel. Request information*. <http://steel-coils-sheets.mststeel.com/item/ford-galvannealed-steel/wss-m1a367-galvannealed-steel/wss-m1a367-a46-2> [consulta: 14 abril 2019].

- [Norton] Norton, R. L. *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*. Pearson. 4ª Ed. (2011).
- [Pellizzari] Pellizzari, M. et al. *Tribological properties of surface engineered hot work tool steel for aluminium extrusion dies*. *Surface Engineering*. Vol 23 N°3 (2007) 165-168  
DOI 10.1179/174329406X150477
- [Riba] Riba Romeva, Carles. *Selección de materiales en el diseño de máquinas*. Edicions UPC 1ª Ed. (2008).
- [SAE J200] SAE J200 2003-011. *Classification System for Rubber Materials*. (2003).
- [Seifi] Seifi R. et al. *Friction coefficient estimation in shaft/bush interference using finite element model updating*. *Engineering Failure Analysis*. 57 (2015) 310-322.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.08.006>
- [Shigley] Budynas, R. G. et al. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill 8ª Ed. (2008).
- [UNE-EN ISO 683-1] UNE-EN ISO 683-1: 2019. *Aceros para tratamiento térmico, aceros aleados y aceros de fácil mecanización. Parte 1: Aceros no aleados para temple y revenido*.
- [UNE 7540] UNE 7540: 1998. *Mecánica de la fractura. Terminología*.
- [UNE-EN 10027-1] UNE-EN 10027-1: 2017. *Sistemas de designación de aceros. Parte 1: Designación simbólica*.
- [UNE-EN 10027-2] UNE-EN 10027-2: 2016. *Sistemas de designación de aceros. Parte 2: Designación numérica*.
- [UNE-EN 10085] UNE-EN 10085: 2001. *Aceros para nitruración. Condiciones técnicas de suministro*.
- [UNE-EN 10149-2] UNE-EN 10149-2: 2014. *Productos laminados en caliente de acero de alto límite elástico para conformado en frío. Parte 2: Condiciones técnicas de suministro para aceros en estado de laminado termomecánico*.
- [UNE 38349] UNE 38349: 2004. *Aluminio y aleaciones de aluminio para forja. Serie 6000. AlMgSi. Aleación EN AW-6005A/EN AW-AISiMg (A)*.

- [Wang] Wang, X. et al. *A new analytical method for press-fit curve prediction of interference fitting part*. Journal of Materials Processing Tech. 250 (2017) 16-24.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2017.06.022>
- [Yang] Yang, G.M. et al. *Influence of roughness on characteristics of tight interference fit of a shaft and a hub*. International Journal of Solids and Structures 38 (2001) 7691-7701.