



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE
TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

MASTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA MECÁNICA
APLICADA Y COMPUTACIONAL (IMAC)

Título del proyecto:

“CÁLCULO DE VIDA A FATIGA DE UNA
HERRAMIENTA EMPLEADA EN FÁBRICA DE
ASIENTOS PARA AUTOMÓVIL”

MEMORIA

Alumno: Borja Arbeloa Irigoyen

Tutor UPNA: Francisco Javier García Zabalegui

Pamplona, Septiembre de 2015

ÍNDICE

1.- PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA	1
1.1.- GRUPO FAURECIA.....	1
1.2.- TECNOCONFORT, S.A.	6
1.2.1.- Localización de la fábrica	6
1.2.2.- Historia	7
1.2.3.- Organización	10
1.2.4.- Layout de la fábrica.....	13
1.2.5.- Producto fabricado	14
2.- INTRODUCCIÓN.....	16
3.- OBJETIVOS	21
4.- ADQUISICIÓN Y DETERMINACIÓN DE CARGAS QUE SUFRE LA HERRAMIENTA (ANÁLISIS EXPERIMENTAL)	22
4.1.- DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO DE MEDIDA EMPLEADO	22
4.1.1.- Acelerómetro triaxial Brüel&Kjaer.....	22
4.1.2.- SCADAS MOBILE de LMS, modelo SCM05	23
4.1.3.- Software LMS Test.Xpress 7	24
4.2.- RECOGIDA DE RESULTADOS	28
4.3.- SELECCIÓN CARGA DE DISEÑO DE LA HERRAMIENTA	32
5.- MODELADO 3D DE LA HERRAMIENTA EN SOLIDWORKS.....	43
6.- CÁLCULO DE TENSIONES EN LA HERRAMIENTA MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS EN SOLIDWORKS	52
6.1.- MATERIALES	53
6.2.- CARGAS APLICADAS	56
6.3.- CONDICIONES DE CONTORNO.....	58
6.4.- MALLADO	61
6.5.- RESULTADO DE TENSIONES RESULTANTES DE VON MISES PARA LOS 4 CASOS DE CARGA	63
7.- ESTUDIO DEL FALLO A FATIGA	66
7.1.- TEORÍA GENERAL DE LA FATIGA	66
7.1.1.- Diagrama S-N.....	68
7.1.2.- Límite a fatiga	70
7.1.3.- Factores modificadores del límite a fatiga	71
7.1.4.- Curva S-N del envarillador	78
7.1.5.- Tensiones fluctuantes: Criterio de Goodman	79
7.2.- FATIGA EN UNIONES SOLDADAS.....	82
7.2.1.- Teoría general de uniones soldadas.....	82
7.2.2.- Tablas correctoras (British Standards Institute).....	83
7.2.3.- Cálculo de vida a fatiga de la herramienta envarillador.....	86
7.2.4.- Comparación de cálculo teórico obtenido frente a datos reales	87

8.- DISEÑOS ALTERNATIVOS PARA AUMENTAR LA VIDA A FATIGA DE LA HERRAMIENTA.....	89
8.1.- INCREMENTO DE DIÁMETRO DE LA VARILLA SOLDADA (CÁLCULO A ESTÁTICA Y CORRECCIÓN DE UNIONES SOLDADAS)	89
8.2.- FABRICACIÓN MEDIANTE FORJA	95
8.3.- SHOTPEENING	100
8.4.- ESTUDIO COMPARATIVO (INCREMENTO DE VIDA/FUNCIONALIDAD/AUMENTO DE COSTE ECONÓMICO)	104
9.- CONCLUSIONES.....	106
10.- FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN.....	108
11.- REFERENCIAS	109
12.- ANEXOS	110

AGRADECIMIENTOS

En especial quiero dar las gracias a mi tutor en el presente proyecto:

Francisco Javier García Zabalegui (tutor de la Universidad), por su tiempo, su dedicación y ayuda y por transmitirme sus ganas y entusiasmo. Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales.

Además, por parte de la empresa agradecer a:

Patxi Oroz, supervisor de la sección de Anterior Derecho Turno B, de la fábrica Tecnoconfort, S.A., por su ayuda en la toma de datos experimentales.

Miguel Muñío, del departamento de Ingeniería de la fábrica Tecnoconfort, S.A., por ayudarme a adherir el acelerómetro a la herramienta y por transmitirme varias ideas y experiencias acerca de la herramienta.

1.- PRESENTACIÓN DE LA EMPRESA

Tecnoconfort S.A. se encuentra situada en el Polígono Industrial de los Agustinos dentro de la Comarca de Pamplona. La empresa se dedica a la fabricación de asientos de automóviles trabajando con el sistema Justo a Tiempo (JIT) para la empresa Volkswagen Navarra.

Tecnoconfort S.A. pertenece al Grupo Faurecia, conocido por ser uno de los principales proveedores del sector automovilístico expandido a lo largo del mundo.

1.1.- Grupo Faurecia

[1] La multinacional francesa Faurecia nació en 1997 y a lo largo de estas décadas se ha convertido en uno de los distribuidores más importantes dentro de la industria automovilística en todo el mundo. En el año 2014 el Grupo Faurecia consiguió unas ventas de 18 mil millones, ocupando el 6º puesto dentro de los principales proveedores en el sector del automóvil.

A día de hoy el Grupo Faurecia se compone de 320 plantas (274 plantas productivas, 30 centros de desarrollo I+D y 16 oficinas de cliente/centros de desarrollo I+D conjuntos) distribuidas a lo largo de 34 países.



Figura 1 Distribución de plantas Faurecia en el mundo

La sede principal se localiza en Nanterre (Francia) y el grupo emplea a 5.500 ingenieros y técnicos y más de 90.000 operarios. Cabe destacar, que cerca de la mitad de las plantas trabajan Just in Time con los clientes.

Las líneas de negocio del Grupo Faurecia son:

- Asientos de automóvil
- Sistemas de interior (paneles, consolas centrales, módulos acústicos)
- Escapes

- Exteriores (extremos delanteros, sistemas exteriores y sistemas de absorción de impactos)



Figura 2 Líneas de negocio del grupo Faurecia

La línea de asientos de automóvil reporta los mayores beneficios para el grupo siendo la 2ª mundial dentro del sector. Teniendo en cuenta que el sector del automóvil es muy competitivo, este dato se considera muy positivo ya que los asientos suponen un 5% del costo y el 6% del peso en el coche, lo que le posiciona como el segundo mayor coste para los fabricantes de automóviles.

Dentro de los clientes del Grupo Faurecia se encuentran: la multinacional Volkswagen, PSA Peugeot Citroën, Renault-Nissan, Ford, General Motors, BMW, Daimler, Fiat/Chrysler, Toyota y Hyundai-Kia.

El fabricante de automóviles francés PSA Peugeot Citroën es el accionista controlador del Grupo Faurecia a pesar de que ésta se ejecuta como una empresa independiente.

Sus ventas en 2004 fueron de 10,7 millones de euros. A continuación se muestran dos gráficos: en el primero aparecen los clientes del Grupo y en el segundo la división de ventas geográficamente.

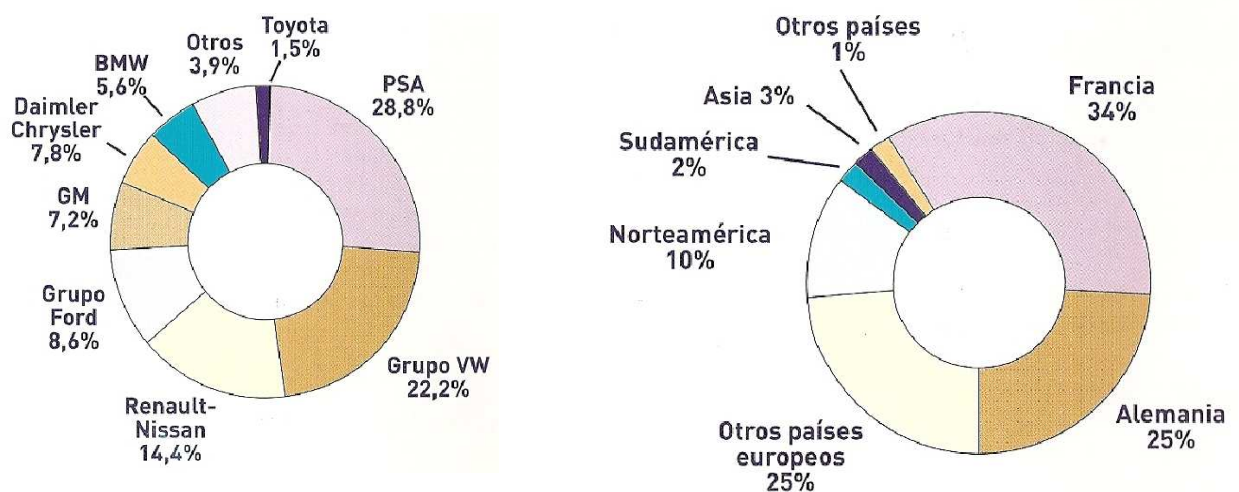


Figura 3 Diagrama de sectores de ventas de Faurecia por grupo automovilístico y países

Todo el Grupo comparte una filosofía común que se extiende desde la dirección hasta las líneas de producción. A modo de explicación, se va a presentar un pequeño resumen de los pilares básicos de ésta, obtenido del propio manual de acogida de la empresa [2].

La Declaración de Principio de Faurecia está formada por tres partes principales: qué hacemos, cómo lo hacemos y quiénes lo hacemos.

- Qué hacemos: queremos ser el líder mundial en cada una de nuestras actividades a través de la innovación, tal y como indica nuestra estrategia.
- Cómo lo hacemos: aplicando una forma de trabajar común en todo el Grupo: el Faurecia Excellence System (Sistema de Excelencia de Faurecia).
- Quiénes somos: somos gente que comparte los mismos valores, los cuales describen los individuos comprometidos que nuestro mercado exige.

Faurecia Excellence System (Sistema de Excelencia de Faurecia)

Se trata de un manual que determina el sistema de gestión del trabajo en su totalidad.

- Proporciona una clara visión del funcionamiento de Faurecia.
- Aporta un método estructurado que permite alcanzar los objetivos planteados.
- Consta de herramientas y técnicas diseñadas para contribuir al progreso de cada empleado de forma individual como al progreso del grupo en su conjunto.

El objetivo del sistema es obtener valor tanto para clientes, empleados como accionistas. Para conseguirlo realizamos por medio de la excelencia que se aplica a cada uno de los grupos:

- Suministrar a los clientes los mejores productos y servicios en cuantos a calidad, costes y plazos: La base para alcanzarlo es la implicación de los proveedores y del personal interno.

Finalmente, los pilares sobre los que se sustenta el sistema (se grafican en la famosa pirámide de Faurecia) son:

- Liderazgo
- Desarrollo
- Producción
- Cliente



Figura 4 Pirámide de Faurecia con los pilares del FES

Su principal activo son sus propios empleados. Para regular el comportamiento de todo su personal existen 7 valores. Estos valores se utilizan como herramienta de selección y como medios de evaluación de los empleados.

- Dinamismo
- Responsabilidad
- Trabajo en equipo
- Transparencia
- Espíritu empresarial
- Rapidez
- Dominio del futuro

Política de seguridad

Seguridad es un factor muy importante a tener en cuenta en todo proceso industrial ya que conviven máquinas y personas en un espacio común. La política de seguridad del grupo es llevar a cabo todas las operaciones de modo que en todo momento la seguridad (máquinas y herramientas), la salud laboral (personas), la prevención de incendios (bienes) y el control de daños materiales esté siempre presente en lo que hacemos.

El objetivo del FES es conseguir cero accidentes. Para poder llegar a la excelencia es imprescindible hacerlo por medio de la seguridad.

Política de calidad

Se consigue la calidad como la mejora continua en todas las áreas y momentos. A través de ella, la empresa busca la satisfacción de sus clientes tanto internos como externos.

Los principios fundamentales de la calidad son:

- La satisfacción máxima de los clientes.
- La preocupación constante por el dominio de los procesos, para aumentar la eficacia y la competitividad.
- La satisfacción del personal y el reconocimiento de sus esfuerzos y la búsqueda de la participación activa de todo el personal mediante procesos que protejan e incentiven el desarrollo de las personas.
- Satisfacción de los proveedores al considerarlos como colaboradores esenciales para la consecución de los éxitos perseguidos.

El objetivo de esta política de calidad es conseguir la excelencia tanto en calidad como en costes y plazos.

Políticas medioambientales

Por medio de esta política el Grupo se compromete a concebir, integrar y desarrollar todas las operaciones y actividades respetando y protegiendo el medio ambiente, aplicando para ello el sistema de Gestión Medioambiental.

Los principios fundamentales son:

- Asegurar que todos los empleados y colaboradores, conozcan, comprenda y apliquen esta política mediante programas de formación, comunicación y motivación.
- Establecer objetivos y metas medioambientales dentro del Plan de Excelencia de Faurecia que, a través de una utilización racional de los recursos, permita:
 - o Reducir la producción de residuos.
 - o Reutilizar y reciclar todo lo que sea posible
 - o Prevención de la contaminación involucrando para ello a proveedores y subcontratistas
- Cumplir con la legislación y normativa medioambiental

Estos principios tienen la finalidad de conseguir impedir los incidentes y accidentes con daños medioambientales eliminando o minimizando sus defectos.

1.2.- Tecnoconfort, S.A.

1.2.1.- Localización de la fábrica

Tecnoconfort S.A. es una empresa dedicada a la fabricación de asientos de automóvil siendo propiedad al 50% de Aunde y Faurecia. La gestión y dirección de la empresa corre a cargo de Faurecia, y Aunde se posiciona como accionista.

Se fundó en 1984 situándose primeramente en el Polígono de Landaben, aunque 6 años más tarde se trasladó a su actual localización en el Polígono Agustinos. A partir de este momento, comenzó la producción Just in Time con Volkswagen Navarra.

La planta está situada en la calle B del Polígono de Agustinos. Ocupa un área total de 32.000 m² siendo 8.100 m² los construidos [3].

A partir del momento en que se creó la empresa, ha sido la encargada de suministrar tanto asientos delanteros como traseros para los diferentes modelos que Volkswagen Navarra ha fabricado desde 1984.

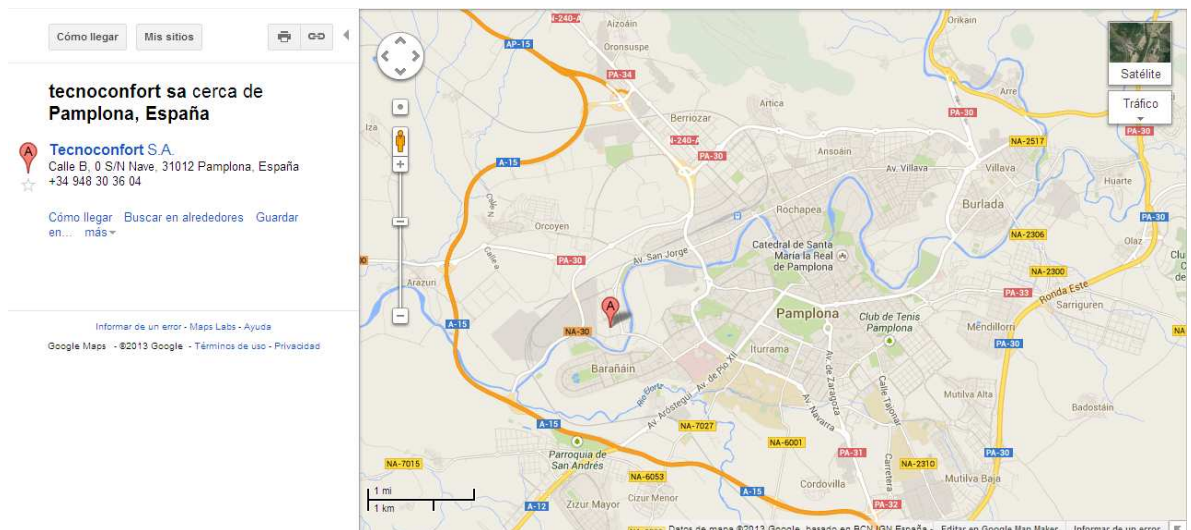


Figura 5 Localización de Tecnoconfort, S.A. (Pamplona) en Google Maps

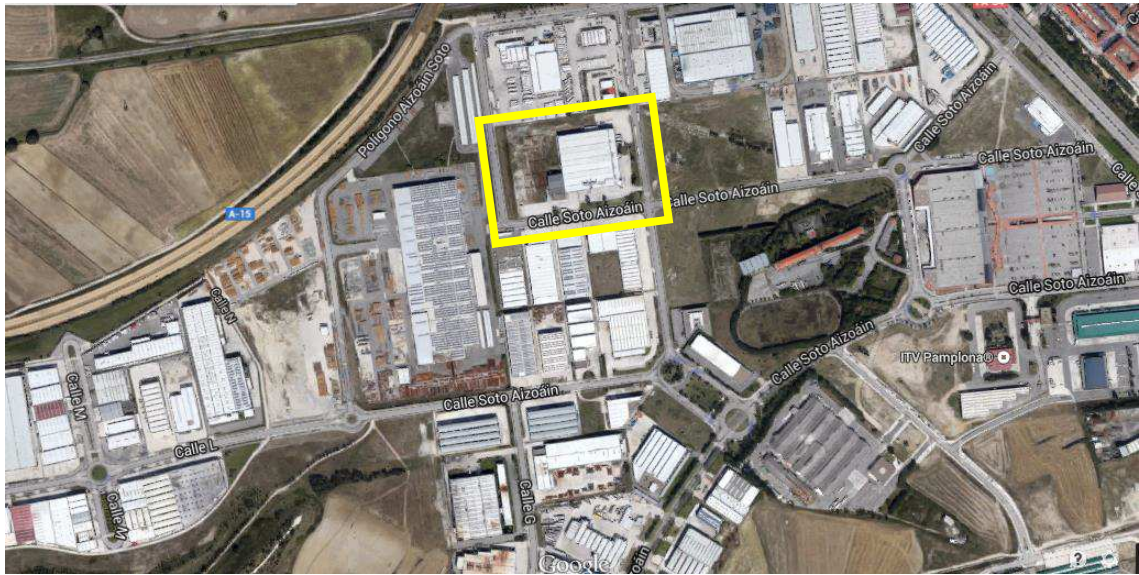


Figura 6 Vista aérea de la planta






Figura 7 Vista frontal de la planta

Tecnoconfort tiene como único cliente Volkswagen Navarra, para quien fabrica a día de hoy los asientos del modelo A05-GP del Polo. La producción diaria es de 1408 asientos, siendo variable este dato en función de las circunstancias que se produzcan cada día. La empresa trabaja Just in Time (JIT) con Volkswagen Navarra, lo que significa que la producción debe ser ajustada al pedido y al tiempo que desee el cliente.

1.2.2.- Historia

La evolución histórica en modelos que ha fabricado la empresa se muestra a continuación:

A 0 2	1.984
	
A 0 2	1.990
	
A 0 3	1.994
	
	1998
A 0 3	
	
A 0 3 - G P	1999
	

Inicio de la empresa, modelo A02 en planta Landaben

Comienzo de la producción JIT modelo A02, traslado planta a Pol. Agustinos

Lanzamiento modelo A03

Lanzamiento modelo A03 GP

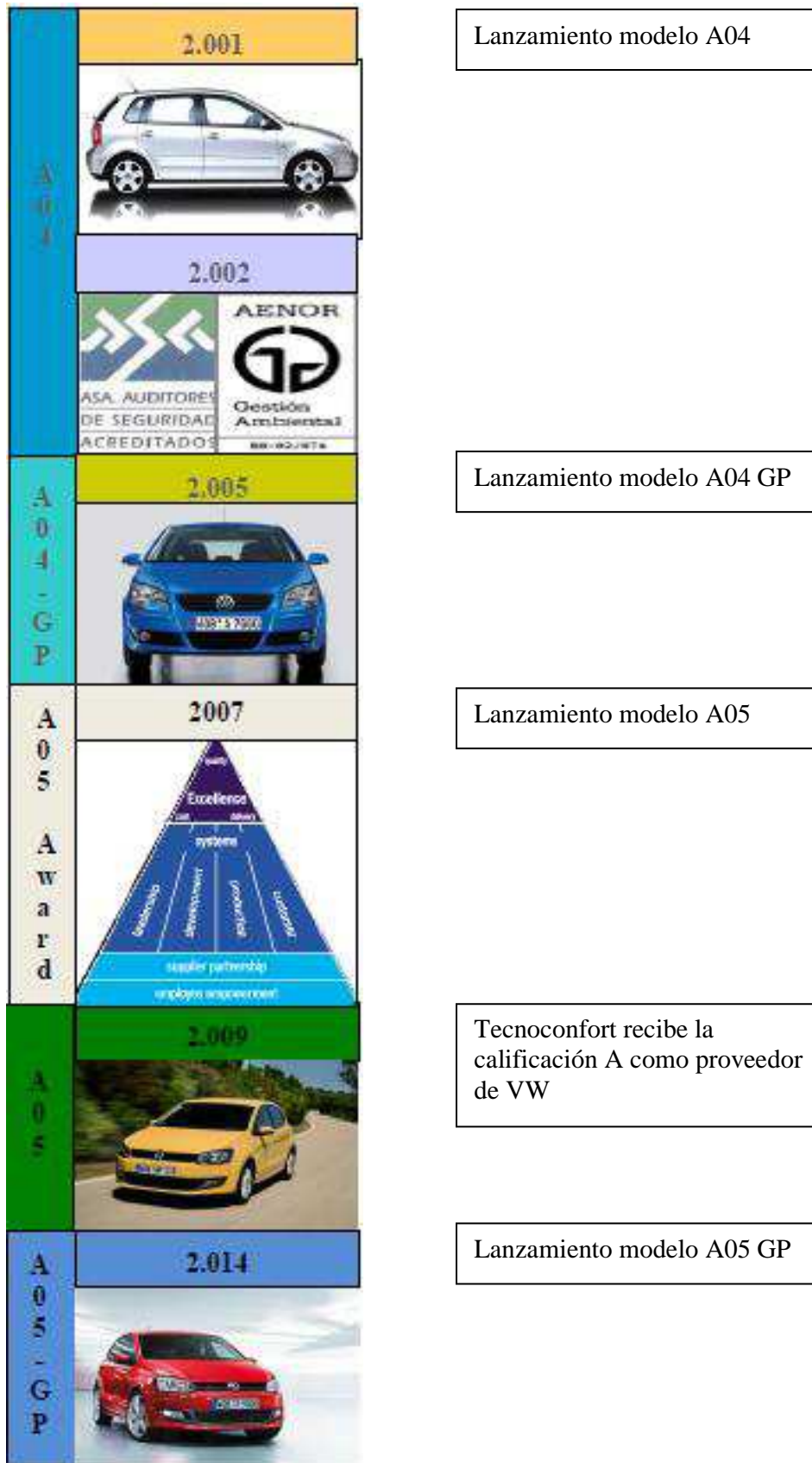


Figura 8 Evolución histórica de la planta con los hitos más destacables

En 1984 Tecnoconfort comienza su actividad productiva en una planta situada en el polígono de Landaben con los asientos del modelo VW Polo A02. En 1990 se inauguraron las nuevas instalaciones en el polígono los Agustinos para desarrollar la actividad JIT para el mismo modelo. En 1994 se produce el lanzamiento del modelo VW Polo A03. En 1998, la planta obtiene el certificado de calidad ISO 9002 y VDA 6.1. En 1999 se introduce una modificación del modelo dando lugar al modelo VW Polo A03 con airbag lateral. En 2001, la planta obtiene el certificado de seguridad y la 2º VDA y se lanza el modelo VW Polo A04. En 2002 se obtiene el certificado medioambiental ISO 14001. En 2004, la certificación ISO/TS 16.946. En 2005 se lanza el nuevo modelo de VW Polo A04 Gp. El siguiente modelo lanzado y sobre el que se desarrolla el proyecto es el VW Polo A05, que finaliza en el año 2014, siendo sustituido por el VW Polo A05 GP.

En plena producción la plantilla total de Tecnoconfort la forman alrededor de 270 personas. En la actualidad, la cifra de negocios ronda los 91 millones de euros por año, suministrando aproximadamente 240 000 juegos de asientos completos (asiento anterior derecho, asiento anterior izquierdo y asientos posteriores).

Desde sus inicios, Tecnoconfort, S.A produce la totalidad de asientos completos para el modelo POLO que VW-Navarra, único cliente, fabrica en su planta en Landaben (Pamplona).

Los servicios ofrecidos por la marca son la innovación y desarrollo llevados a cabo por el departamento de ingeniería de Tecnoconfort y los servicios centrales del Grupo Faurecia.

La producción está basada en los sistemas más punteros de eficiencia industrial. La planta está dividida en GAP (Grupos Autónomos Producción) formados por entre 2 y 8 operarios, uno de ellos llamado “GAP-líder” (team-leader).

La fabricación y entrega de asientos Justo en Secuencia consiste en que los asientos deben ser fabricados y terminados entre el momento en que la carrocería sale de pintura y el momento en que serán montados en el vehículo. Entre la pintura de la carrocería y el montaje de los asientos correspondientes pueden transcurrir de 2 a 5 horas. Es el tiempo del que se dispone para:

- Tomar y ensamblar los asientos
- Entregar los asientos terminados justo antes de su montaje en la línea

1.2.3.- Organización

La organización interna se establece a través de los departamentos funcionales.

El departamento de producción (UAP) se encarga de la coordinación del conjunto de actividades de la producción y la planificación de los recursos estableciendo para ello un programa de producción. Sus objetivos son mantener la cantidad producida, calidad, costes y plazos. Para ello sigue unos indicadores en los que se plasma la evaluación de los procesos de fabricación y la toma de medidas correctivas si es necesario. También se encarga del cumplimiento del reglamento interno y los procedimientos internos. A su vez es el responsable de mantenimiento, ingeniería de producción, logística y almacén.

El departamento de calidad (Quality) se encarga de mantener el nivel de calidad de los proveedores y del desarrollo del sistema de aseguramiento de calidad de la planta. Para ello realiza auditorías interna, gestiona las reclamaciones de cliente, anima la mejora continua y los planes de acciones y sigue el nivel de calidad interno.

El departamento de recursos humanos (HR) tiene como función contribuir al éxito de la empresa gestionando a las personas que la integran. Para ello cuenta con varios servicios como un Seguridad y Prevención de Riesgos derivados del trabajo (incluye un servicio médico), un servicio de Comunicación, Desarrollo y Formación y un servicio de Administración del Personal.

El departamento de ingeniería de producto y proceso (ME/Maint) se encarga de la industrialización de los nuevos productos y/o las modificaciones de los actuales en serie; para ello define e implanta los medios y métodos de trabajo adecuados. Tiene como objetivo la seguridad, la calidad, el plazo y la rentabilidad de la planta.

El departamento informático tiene como principal función ofrecer y mantener las herramientas informáticas necesarias para facilitar el trabajo del resto de los departamentos. Estudia de qué forma se puede optimizar la actividad de la empresa aplicando mejoras en el sistema informático. Este departamento no aparece en el organigrama oficial porque está gestionado por una empresa subcontratada.

El departamento comercial (VW 250) es el responsable de mejorar ante el cliente el precio de los productos que fabrica.

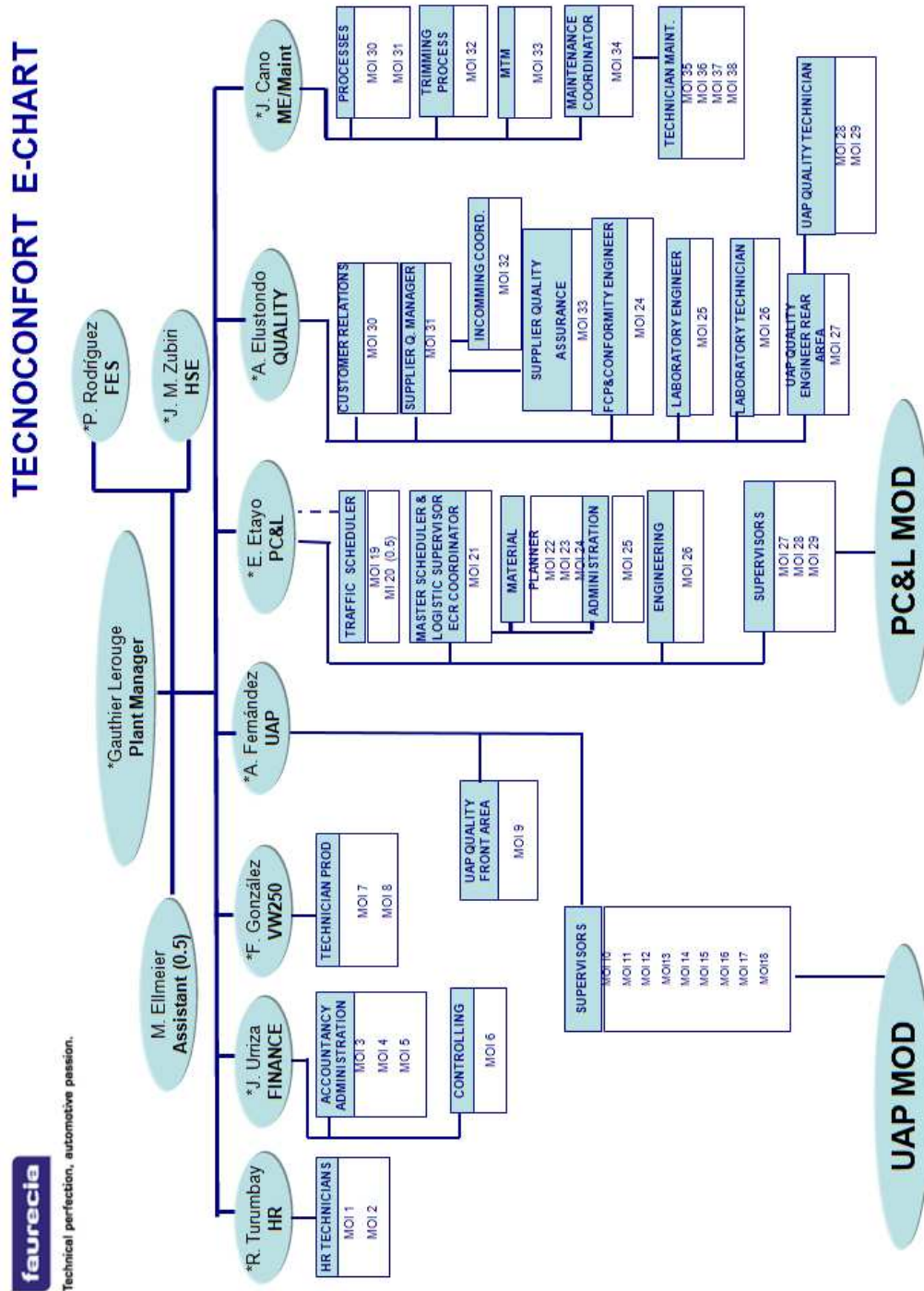
El departamento logístico (PC&L) es el responsable de coordinar los proveedores, toda la cadena de suministro. También se hace cargo del programa cliente.

El departamento de compras (Finance) gestiona las compras requeridas por la planta para su proceso productivo, gastos e inversiones. También gestiona el panel de proveedores.

El departamento de seguridad, medio ambiente y ergonomía (HSE) se encarga de hacer cumplir las normas establecidas por el grupo en estos cambios.

Y por último, el departamento de administración (Finance) es el responsable de la gestión de los pagos y cobros con proveedores y clientes, la contabilidad, y de los distintos estudios de viabilidad económica de los proyectos y presupuestos.

El organigrama fundamental de Tecnoconfort se define según la siguiente figura. El organigrama también aparece el puesto FES (Faurecia Excellence System), que se encarga de la implantación del manual del Grupo Faurecia. También aparece representada la MOD (mano de obra directa) tanto para el departamento de producción como para el departamento de logística.



C:/RRHH/Turmbay/Organigramas/ Julio 2013

1.2.4.- Layout de la fábrica

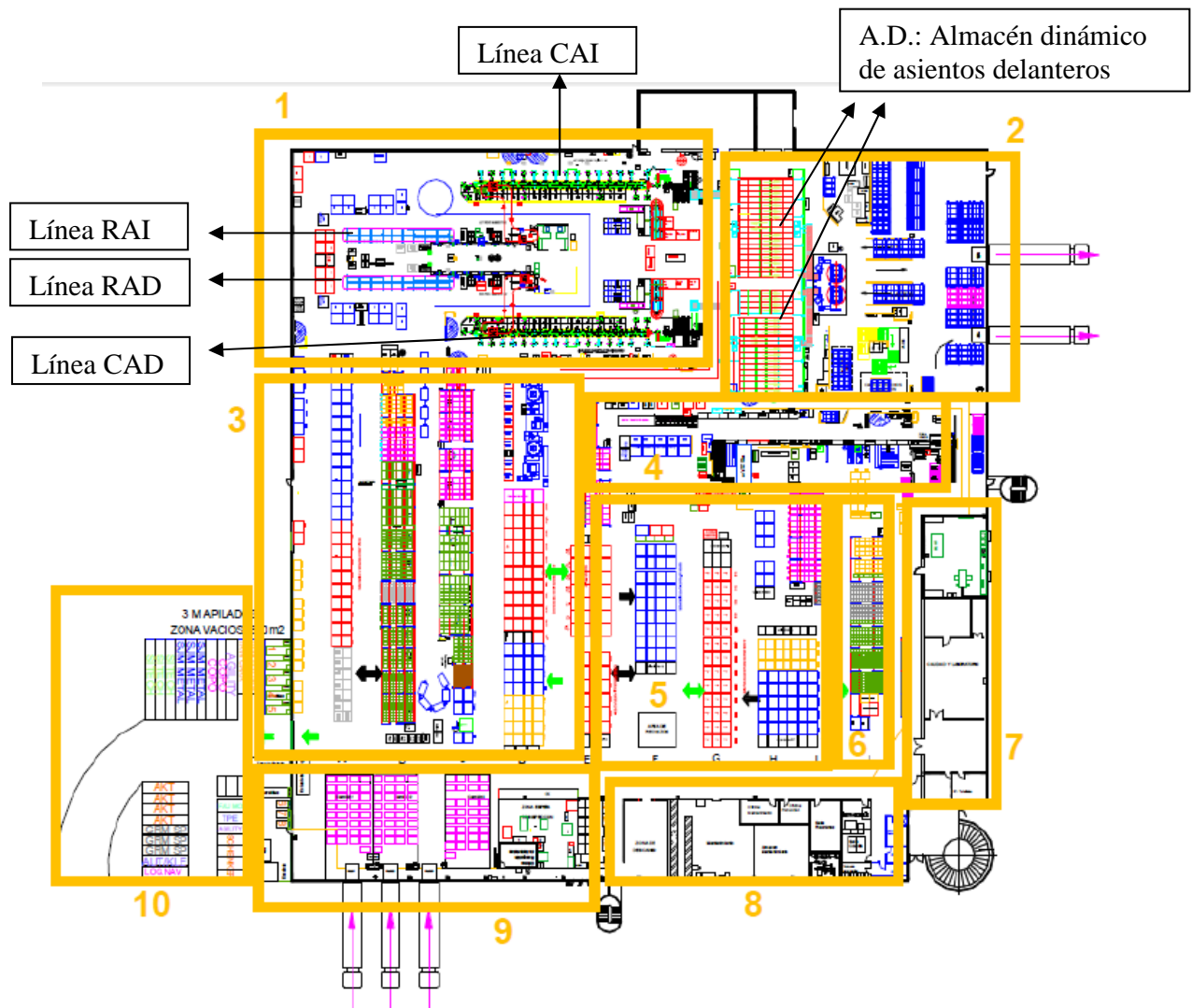


Figura 10 Esquema layout de la fábrica

1. Líneas de producción de asientos anteriores (4 GAPs): Respaldo Anterior Izquierdo (RAI), Respaldo Anterior Derecho (RAD), Cojín Anterior Izquierdo (CAI), Cojín Anterior Derecho (CAD).
2. Almacén dinámico (A.D.), donde se almacenan Asientos delanteros; y muelle de salida de camiones hacia Volkswagen.
3. Almacén stock de materia prima de Sección de Anterior
4. Líneas de producción de asientos posteriores (2 GAPs): Cojín Posterior (CP) y Respaldo Posterior (RP).
5. Almacén stock de materia prima de Sección de Posterior
6. Almacén departamento Producto (componentes para prototipos)
7. Departamento y laboratorios de calidad
8. Oficinas de UAP, HSE, comité y sala de reuniones
9. Muelles de recepción e inspección de calidad de entrada de componentes (Incomming)
10. Campa de vacíos.

1.2.5.- Producto fabricado

Actualmente, la empresa Tecnoconfort S.A. fabrica los asientos delanteros y traseros del modelo Volkswagen Polo A05-GP.

Los asientos delanteros pueden ser:

- ❖ 2 door / 4 door / Easy Entry
- ❖ Fixed / adjustable
- ❖ Pelvis / Head thorax side airbag
- ❖ Heating mats
- ❖ SBR
- ❖ Drawer

Del mismo modo los traseros se dividen en:

- ❖ 100% seat (bench)
- ❖ 60% - 40% seats

Los asientos se fabrican ensamblando el 100% de componentes que la fábrica compra a los proveedores.

Centrándonos en los asientos delanteros (para los cuales se emplea la herramienta de estudio en el presente proyecto), los componentes principales son:

- Armazón: Se trata de un armazón metálico con muelles longitudinales para proporcionar la correcta ergonomía al cuerpo. (2 puertas, 4 puertas, fijo, regulable y easy entry)



Figura 11 Modelo 3D de armazón metálico del asiento anterior izquierdo

- Espuma: realizada a base de poliuretano, recubre al armazón proporcionando confortabilidad al usuario.

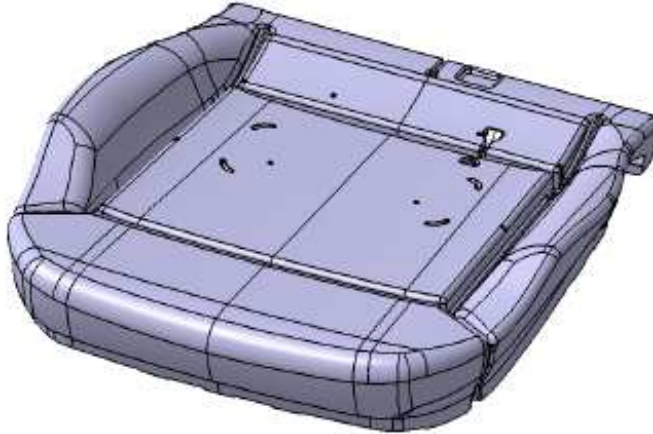


Figura 12 Modelo 3D de espuma del cojín anterior

- Fundas: Las fundas recubren la espuma y son las encargadas de dar el aspecto estético al asiento proporcionando a su vez una textura agradable. Existen varios diferentes tipos de telas: telas básicas, telas sport y telas de cuero.
- Reposacabezas: No se fabrica en Tecnoconfort, sino que viene de proveedor ya totalmente ensamblado con armazón, espuma y funda.
- Tornillería y piecerío plástico: Para unir componentes y piezas plásticas a la estructura. No es objeto del presente proyecto explicarlo en detalle.

2.- INTRODUCCIÓN

La herramienta que va a ser objeto de estudio durante el presente proyecto, se diseñó fruto de una idea de mejora de un operario de la línea de Cojín Anterior Derecho, encuadrada dentro de un Workshop o taller de ergonomía, que buscaba mejoras en la línea o en las herramientas para disminuir las lesiones o dolores de los operarios en muñecas, codos...

Respecto al proceso de fabricación de la misma, el proveedor Bideberri parte de un destornillador estrella D.8mm x 150mm. La parte superior se tuerce calentando con soplete y luego se le suelda una varilla de 3mm de diámetro de material F-114.

La herramienta, conocida en la fábrica con el nombre de envarillador, tiene la función de facilitar la inserción de las varillas de la funda a los insertos metálicos de la espuma, para la fijación de la funda (tela) a la espuma. Esta herramienta se emplea solamente en las líneas de Cojín Anterior Izquierdo y Cojín Anterior Derecho.

La funda tiene 2 varillas metálicas horizontales y 2 varillas metálicas verticales, las cuales tienen dos extremos que se enganchan en los insertos de las espumas. Para cada varilla, se engancha el primer extremo con la mano y se emplea la herramienta para enganchar el extremo opuesto y que quede completamente enganchada. Por tanto, en cada asiento, se emplea la herramienta 4 veces.

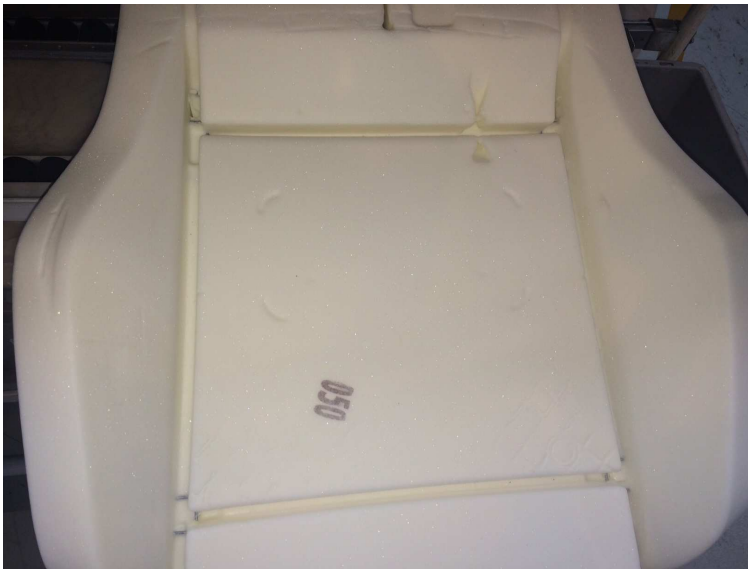


Figura 13 Foto de espuma de cojín anterior



Figura 14 Insertos metálicos de la espuma donde se enganchan las varillas de las fundas

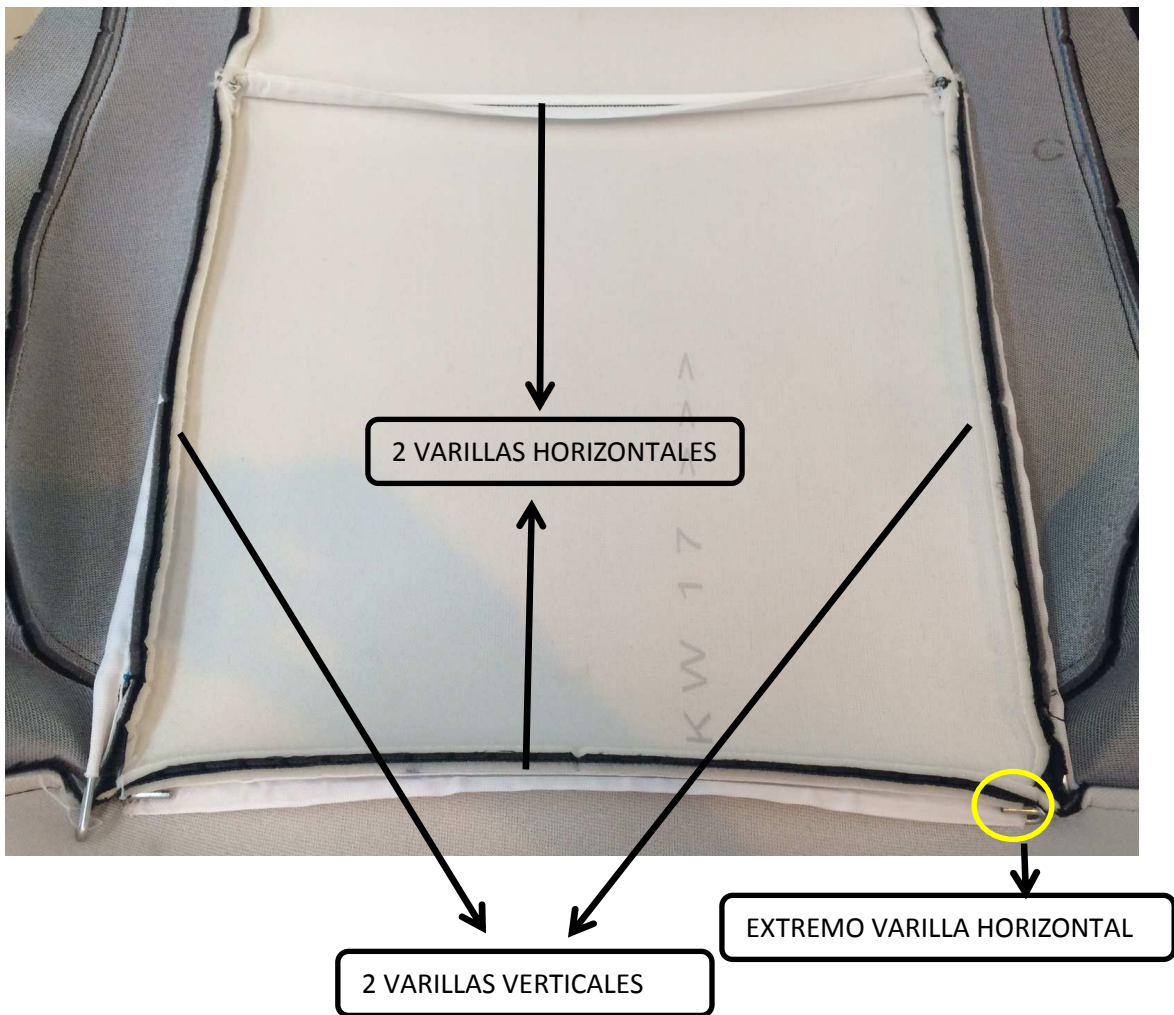


Figura 15 Cara no vista de funda de cojín anterior donde se ven las 4 varillas y sus extremos curvos

El método de empleo de la herramienta se detalla en las instrucciones de trabajo número 70 y 80 de las líneas de Cojín Anterior [4] (Se adjuntan en los anexos). No obstante, se puede resumir el empleo de la herramienta de manera básica: una vez enganchada a mano el primer extremo de la varilla en el inserto de la espuma, hay que introducir la patilla de la herramienta en la U del segundo extremo de la varilla y, apoyando la cara curva de la herramienta en el inserto, se consigue un efecto palanca que ayuda a sobrepasar la distancia saliente de la U de la varilla y engancharla completamente.

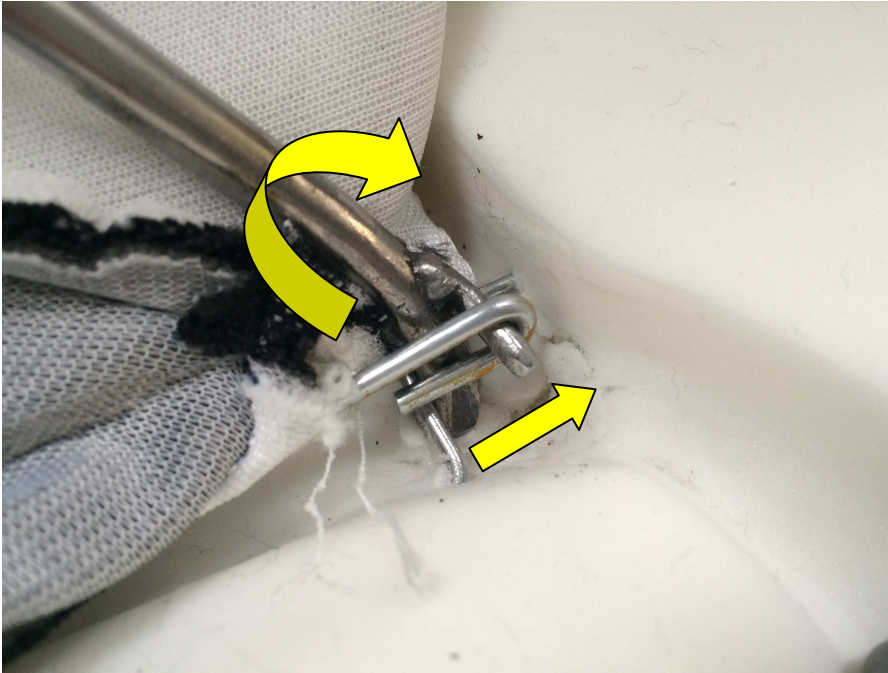


Figura 16 Funcionamiento de la herramienta haciendo palanca en el inserto para superar la distancia y enganchar la varilla en el inserto



Figura 17 Varilla de la funda enganchada al inserto de la espuma

El orden en que se enganchan las varillas (utilizando la herramienta) es el siguiente:

- 1.- Varilla horizontal superior lado izquierdo
- 2.- Varilla horizontal inferior lado izquierdo
- 3.- Varilla vertical inferior lado derecho
- 4.- Varilla vertical inferior lado izquierdo

El orden se puede observar en la siguiente figura:

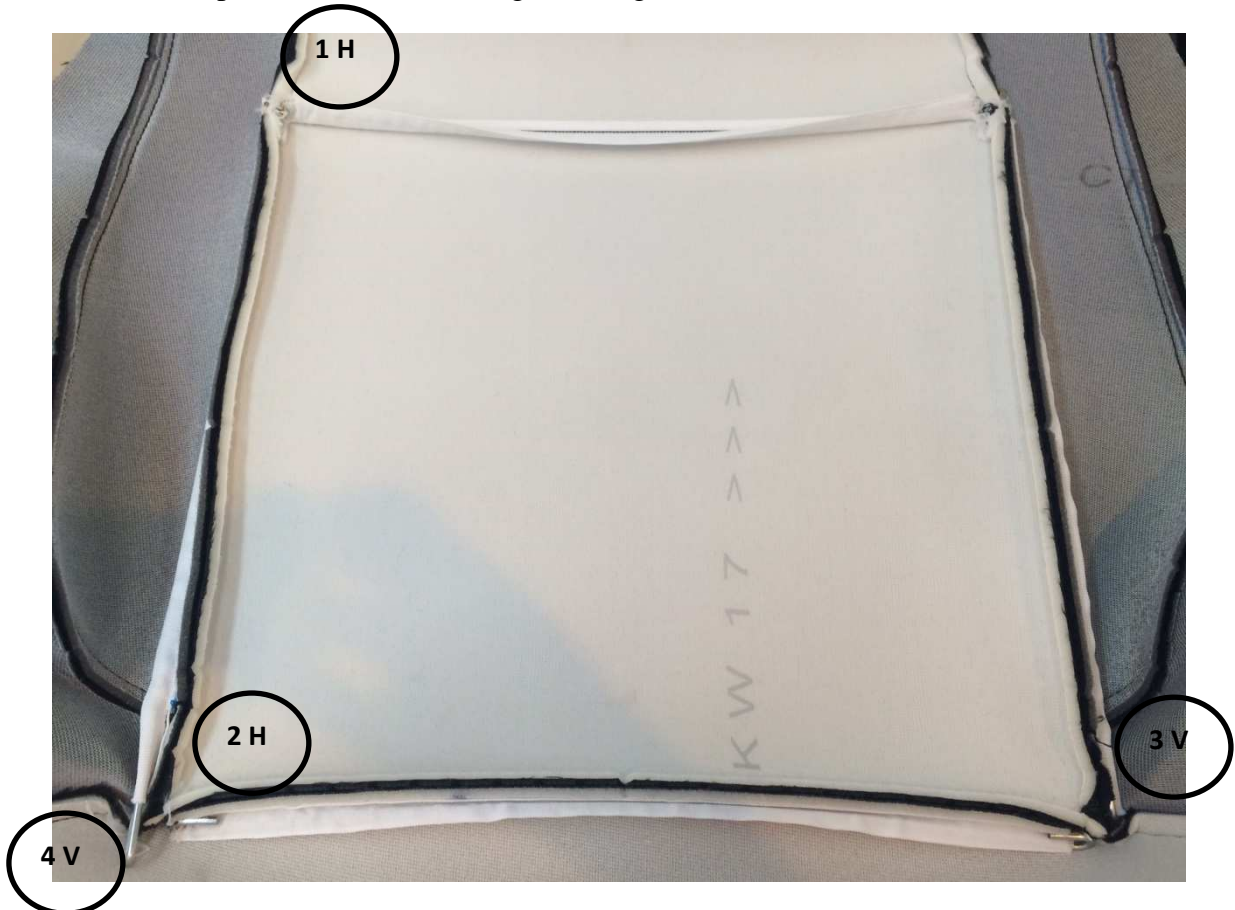


Figura 18 Esquema de orden de inserción de las varillas

Como hemos comentado, en todas las varillas, el extremo opuesto se engancha primero a mano.

La herramienta, cuando un operario detecta que se ha roto, se la entrega al supervisor de la línea productiva correspondiente y éste a Mantenimiento para que gestione su reparación y sustituya la herramienta por otra nueva. Analizando las roturas de varias herramientas, se puede concluir que la herramienta rompe ante un fallo a fatiga:



Figura 19 Rotura de la herramienta envarillador

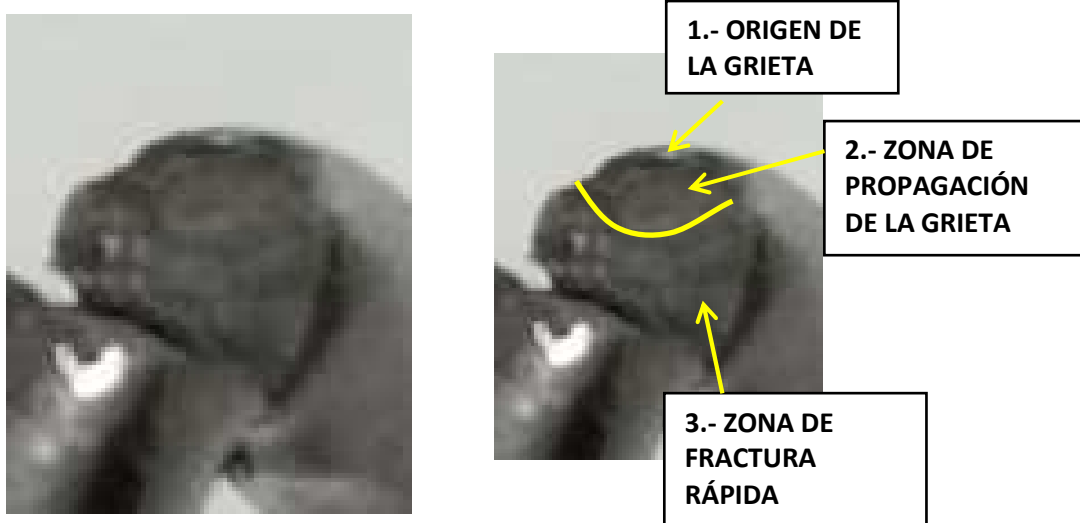


Figura 20 Análisis del aspecto macro de la fractura de la herramienta por fatiga

La calidad de la foto no es muy buena, pero pueden diferenciarse las 3 zonas o estados de rotura en fatiga, como posteriormente se explicarán con detalle en la teoría de la fatiga: el origen de la grieta en la superficie, la zona de propagación de la grieta y la zona de fractura rápida (se puede apreciar el diferente color de ambas zonas).

La producción diaria es de 1419 asientos por línea, por lo que la herramienta, tiene que emplearse 1419 ciclos de carga al día.

3.- OBJETIVOS

Los objetivos del proyecto son los siguientes:

1. Determinar las cargas que sufre la herramienta durante el proceso de inserción de las varillas metálicas de la funda en los insertos metálicos de la espuma.
2. Modelado en elementos finitos de la herramienta que permita obtener las tensiones, deformaciones o desplazamientos de todos los puntos de la herramienta en función de la carga aplicada.
3. Estimación de la vida de la herramienta a cálculo de fatiga, teniendo en cuenta la teoría de uniones soldadas y comparación con los datos reales de vida a fatiga que presentan las herramientas en la fábrica.
4. Realización de rediseños o propuestas alternativas que aumenten el nº de ciclos a fatiga, valorando el factor económico y el manejo de la herramienta.

4.- ADQUISICIÓN Y DETERMINACIÓN DE CARGAS QUE SUFRE LA HERRAMIENTA (ANÁLISIS EXPERIMENTAL)

Para realizar las mediciones de las fuerzas que sufre la herramienta, se ha empleado un método indirecto de medida. Se han calculado las aceleraciones que sufre un punto mediante el empleo de acelerómetros triaxiales. Básicamente, consiste en medir la aceleración que sufre un punto durante un movimiento en tres direcciones (x, y, z) de un sistema de referencia especificado en el propio acelerómetro. Al tener las tres componentes, se tiene por tanto el vector aceleración que describe completamente el movimiento.

Una vez recogido este dato, a través de las aceleraciones, multiplicando por la masa se obtienen las fuerzas que sufre un punto.

Como se ha comentado, es un método de medida indirecto para determinar tensiones. Por el contrario, mediante galgas extensiométricas se obtienen tensiones directamente, si bien es cierto que para determinar las cargas también se tendría que haber aproximado. Como gran ventaja, destacar que es un método mucho más rápido para obtener las cargas.

Por último, es importante destacar que se ha empleado para la recogida de datos experimentales el envarillador patrón que emplea la empresa externa Bideberri para fabricar las herramientas. Al ser el patrón, tenemos la certeza de que coincide en cuanto a dimensiones con el plano del cual se ha partido para simular la herramienta en 3D.

4.1.- Descripción del equipo de medida empleado

Para ello, se ha contado con los siguientes equipos:

4.1.1.- Acelerómetro triaxial Brüel&Kjaer

Tiene forma cúbica y se tiene que adherir a la superficie donde se quieren realizar las mediciones. Al acelerómetro se debe conectar un cable de una entrada del que se ramifican 3 salidas, las cuales se empalmará cada una de ellas a un canal de entrada del equipo de medición.

El acelerómetro triaxial se colocó en una pieza plástica de ranuras donde encaja fácilmente. La pieza plástica fue adherida al cuerpo del destornillador mediante un adhesivo, quedando como se aprecia en la figura:



Figura 21 Envarillador con el acelerómetro triaxial colocado

Para apreciar el sistema de coordenadas:

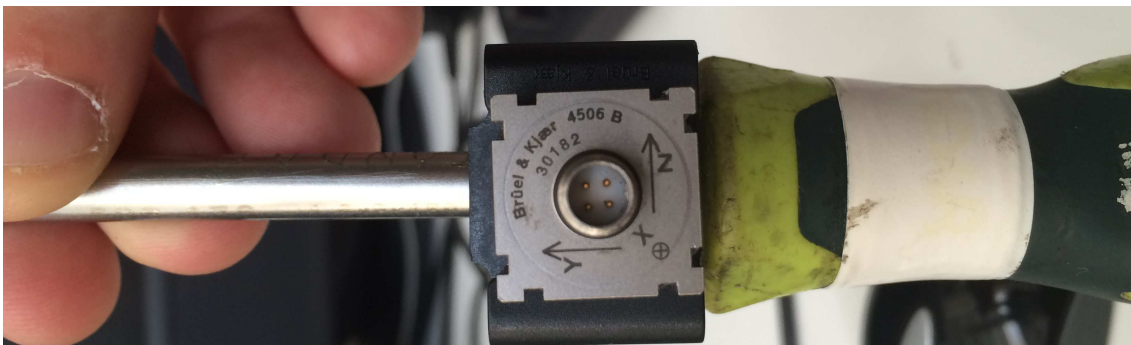


Figura 22 Zoom del acelerómetro triaxial con sus ejes de coordenadas

- Dirección x: Dirección perpendicular al plano YZ que forman la cara del cubo del acelerómetro. Sentido positivo hacia dentro
- Dirección y: Dirección que sigue hacia arriba el cuerpo del envarillador
- Dirección z: Perpendicular a la dirección y apuntando hacia la derecha

4.1.2.- SCADAS MOBILE de LMS, modelo SCM05

Un equipo que traduce señales de variación de resistencia a mV. Cuenta con 8 canales analógicos de entrada para poder medir diferentes magnitudes o diferentes direcciones de medida para una determinada magnitud. En el caso del estudio de este proyecto, se van a emplear los canales 5, 6 y 7 para recoger las aceleraciones en los ejes x, y, z respectivamente. Sin embargo, podrían medirse con otro tipo de sensores otro tipo de magnitudes.



Figura 23 SCADAS MOBILE



Figura 24 Canales de entrada y salida del SCADAS MOBILE

Este equipo se conecta al ordenador para traducir y volcar los datos recogidos durante la medición. Se debe conectar a una fuente de alimentación (aunque tiene batería) y mediante el cable de red, se conecta al ordenador con el software instalado. Durante el análisis experimental, tan sólo hay que conectar correctamente los cables y encenderlo del botón.

4.1.3.- Software LMS Test.Xpress 7

El software que se utiliza conjuntamente con el SCADAS Mobile es el LMS Test.Xpress. El SCADAS Mobile dispone de puerto LAN para conectarlo a un ordenador. De esta manera el programa recoge todos los datos de los experimentos, que se controlan con los diferentes comandos del programa Test.Express.

Este software permite obtener los datos en función del tiempo de manera cómoda. Para obtener los datos de manera correcta, se debe realizar algún ajuste y la calibración del acelerómetro. La interfaz de usuario será como aparece en la imagen:

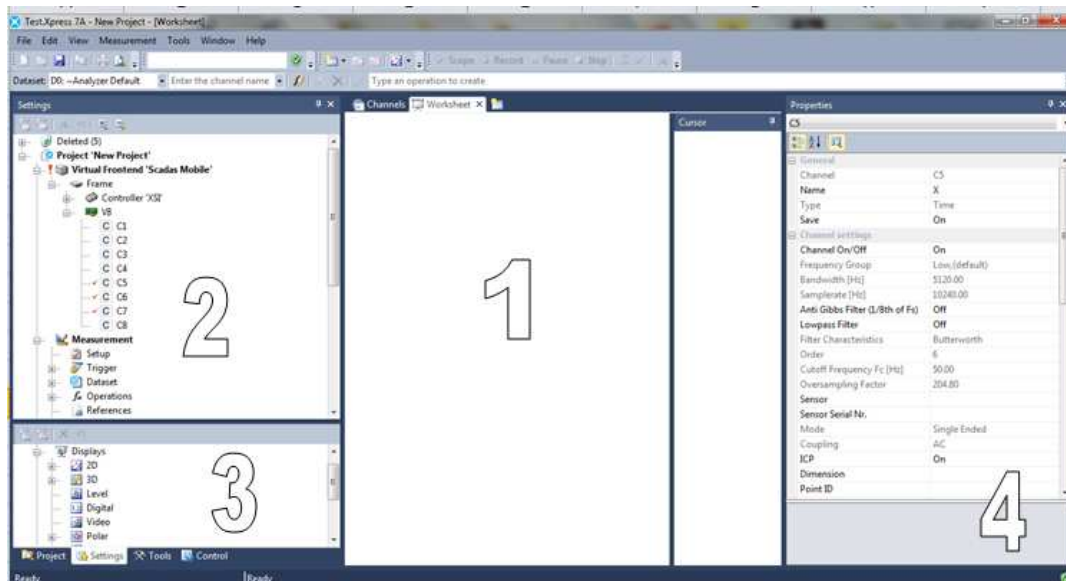


Figura 25 Vista del software LMS Test.Xpress 7

La pantalla está subdividida en un área de display (1), área de control y panel de selección a la izquierda (2), área de resultados y un área de propiedades a la derecha (4).

Cualquier muestra parte de la interfaz de usuario puede ser 'fijado' o 'desfijado'. Las pantallas ancladas son siempre visibles. Pantallas liberadas sólo son visibles cuando se mueve el ratón sobre ellos. Fijar y liberar se realiza pulsando el icono o en la parte superior derecha de la ventana.

A continuación, se describen los pasos que se han seguido:

En el área de control de la izquierda (2), en PC→Frame→V8, se deben activar los canales de medición C5, C6 y C7 (una vez abiertos en estado ON, se iluminarán). A la derecha (en la ventana de Properties), se deben configurar los siguientes parámetros en el área de propiedades de la derecha (4):

- Channel On/Off: On (dándole al tick en la izquierda se activa automáticamente)
- Name: Darle el nombre correspondiente (C5-X, C6-Y, C7-Z)
- ICP: ON
- Coupling: AC
- UNIT: g (Muy importante asegurar correctamente la unidad de aceleración mV/g).
- Calibration value (mV/g): Se deben introducir los datos que proporciona el fabricante del acelerómetro en la hoja de especificaciones del acelerómetro.

En el caso del acelerómetro empleado, los valores son los siguientes [5]:

	X	Y	Z
Calibration Value (mV/g)	96,51	96,44	98,09

Algún otro parámetro que es interesante controlar y tener en cuenta:

- Measurement Time: En el despliegue de opciones de la izquierda (2), Measurement → Setup

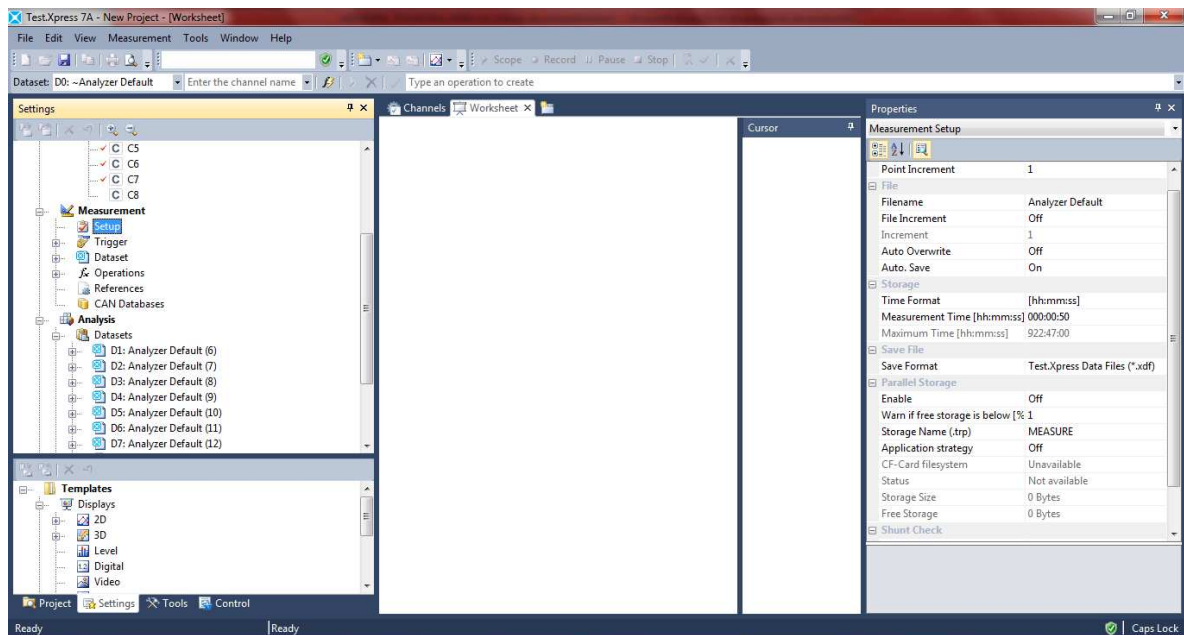


Figura 26 Ajuste del tiempo de medición (Measurement Time)

En la ventana de Propiedades de la derecha se puede configurar el tiempo de medida: es el tiempo en el que se registran datos de mediciones una vez pulsas el botón RECORD.

- SAMPLERATE (Hz): Es la frecuencia de muestreo en la que el sistema de medida registra el valor numérico de un canal. Es un valor importante para tener definidos correctamente los picos de una señal, sobre todo si son de una duración muy corta. Se puede ajustar en Measurement → Dataset

En cada canal aparece parametrizable el dato de Samplerate.

Se suele fijar este parámetro en torno a 50 o 100 veces la frecuencia natural del sistema. Por tanto, si se asume que la frecuencia natural del sistema estará sobre los 100 Hz, se pueden emplear parámetros iniciales de entre 5000 o 10000 Hz.

Durante la toma de medidas, no ha sido muy determinante, ya que se han realizado medidas con diferentes parámetros sin influir significativamente en los resultados.

- Operación MAGN: En muchos casos, es interesante que el sistema grabe una combinación numérica de varias señales. En Measurement → Operations → Multiple channels. Para el caso del presente proyecto, es interesante tener el módulo del vector aceleración, para saber cuál es el valor máximo de aceleración y en qué momento del ciclo se produce. Por tanto, la operación MAGN (C5, C6, C7), calcula la raíz cuadrada de la suma de las tres componentes al cuadrado. Guardando esta operación, automáticamente la calculará el software cuando se graben resultados.

Una vez se han configurado correctamente todos los canales de medida, se puede comenzar a observar y guardar los valores de las mediciones.

En la parte de abajo a la izquierda del programa, en Templates → Displays → 2D, arrastrando el icono al centro, se genera un gráfico.

Arriba en el centro hay diferentes botones:

- SCOPE: Monitoriza en tiempo real la señal que mide el sensor, pero no guarda resultados para un posterior análisis.
- RECORD: Este botón genera un archivo durante el tiempo de grabación (Measurement Time si se ha configurado o se puede cortar con el botón STOP). No es necesaria tener una visualización de los resultados mientras está grabando los mismos.
- STOP: Corta el tiempo en el que se graban los datos. Útil en caso de haber terminado la monitorización del ciclo antes de que se haya cumplido el Measurement Time.

A continuación se muestran 2 fotografías que ilustran el montaje y conexión de los equipos (las señales del acelerómetro deben ir conectadas al SCADAS y el SACADAS debe ir conectado al PC):

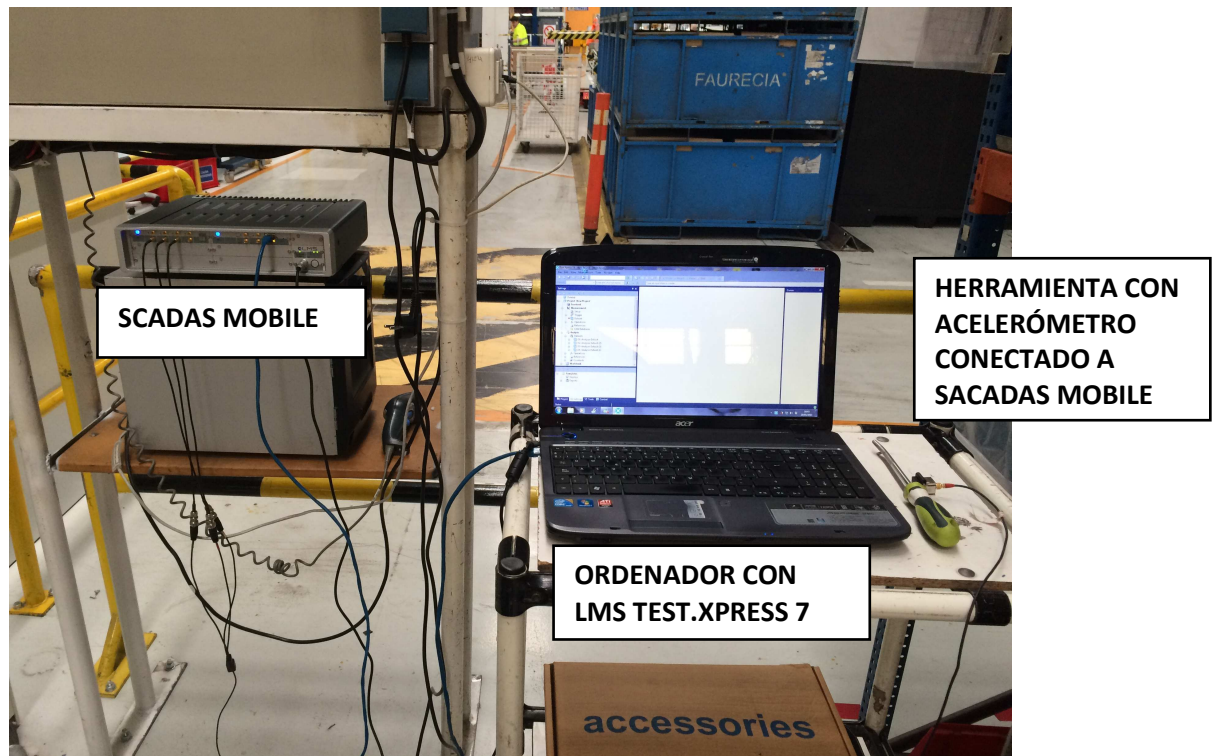


Figura 27 Dispositivo de conexión de equipos para recogida de datos experimentales



Figura 28 Acelerómetro pegado a la herramienta con el cable conectado al SCADAS MOBILE

4.2.- Recogida de resultados

Para tener una muestra representativa de la señal de aceleraciones, se han realizado 9 mediciones de 1 ciclo de envarillado completo; es decir, 9 ciclos de carga completos. Los 3 primeros se realizaron con un Samplerate de 5120 Hz, mientras que en los 6 restantes con un valor de 10240 Hz (más precisión en la recogida de datos). También es de destacar que la última medición fue sensorizada a un operario experto en la utilización de la herramienta, ya que los 8 ciclos anteriores fueron sensorizados al supervisor de la línea de producción, el cual tiene menos destreza en el uso de la herramienta y en algún momento se le producía un resbalón de la herramienta,

produciéndose picos de aceleración no necesarios (que por otra parte pueden llegar a suceder).

Hay que decir que se han considerado 4 señales de estudio: las tres aceleraciones en cada dirección (a_x , a_y , a_z) y el módulo de la aceleración total (calculada mediante la operación entre señales ya explicada MAGN).

Anteriormente se ha descrito el orden del proceso de envarillado, el cual es importante conocerlo para entender cuándo se emplea y en qué varilla se producen los mayores picos de aceleración. Como se ha descrito anteriormente, la herramienta se emplea 4 veces en cada ciclo, por lo que se tendrán 4 picos de tensión.

Para cada ciclo de medición, se comenzaba monitorizando las 4 señales con un gráfico 2D en la parte central de la pantalla mediante el botón SCOPE. Cuando se daba la señal de arranque a la persona encargada de realizar el proceso de envarillado, se pulsaba el botón RECORD hasta que se pulsaba el botón STOP o hasta que llegaba al tiempo asignado como Measurement Time.

Tras realizar este proceso para cada una de las mediciones, se genera un archivo en el que se registran los datos en función del tiempo de cada una de las 4 señales que hemos seleccionado como objeto a estudio. Estos archivos se encuentran en el extremo izquierdo del programa: Analysis → Datasets

Y así se van guardando cada uno de las mediciones, como se puede ver en la siguiente figura:

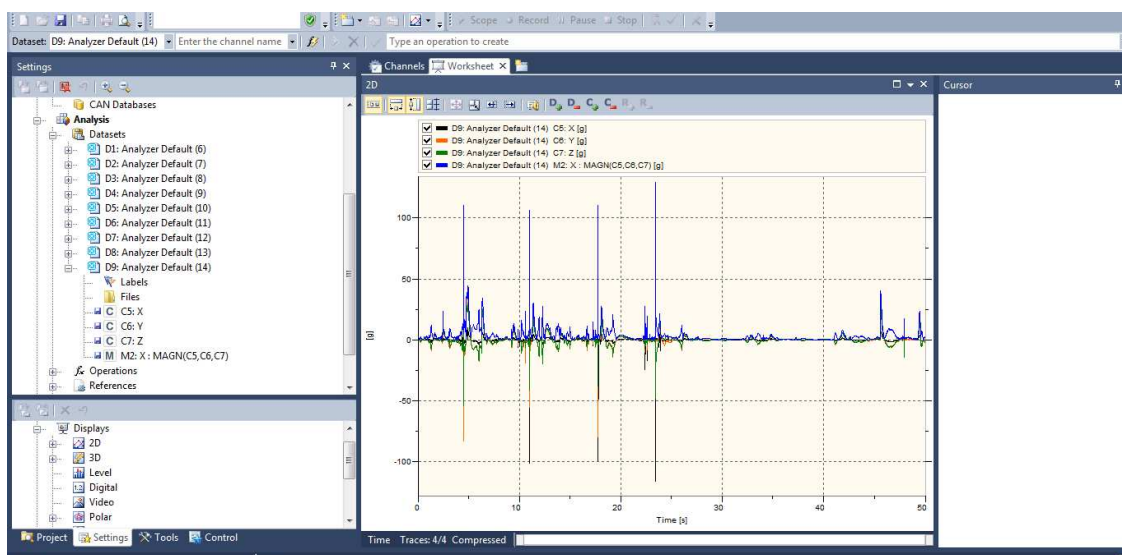


Figura 29 Resultado de aceleraciones en los 3 ejes y módulo aceleración (display 2D)

En el gráfico central, se pueden ver las 4 señales superpuestas de la 9ª toma, que es la que se ha considerado como carga de diseño para modelar la herramienta.

En los anexos del trabajo se muestran todas las gráficas con todas las señales.

A continuación, se muestran las gráficas de las 4 señales por separado:

a) Aceleración en la dirección x

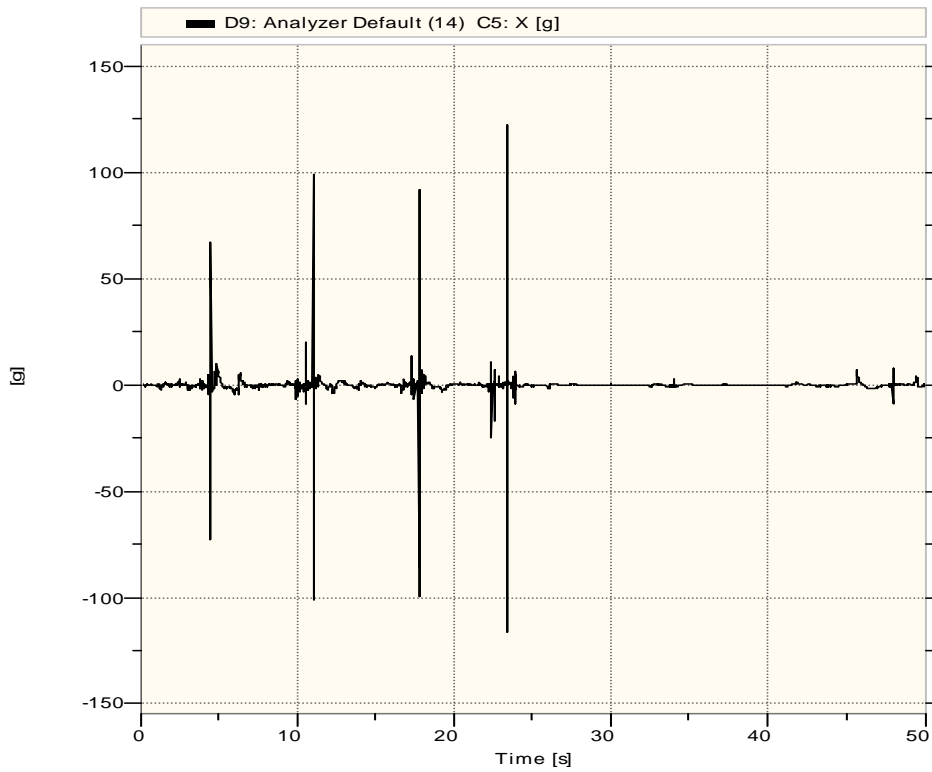


Figura 30 Aceleración en el eje x (display 2D)

b) Aceleración en la dirección y

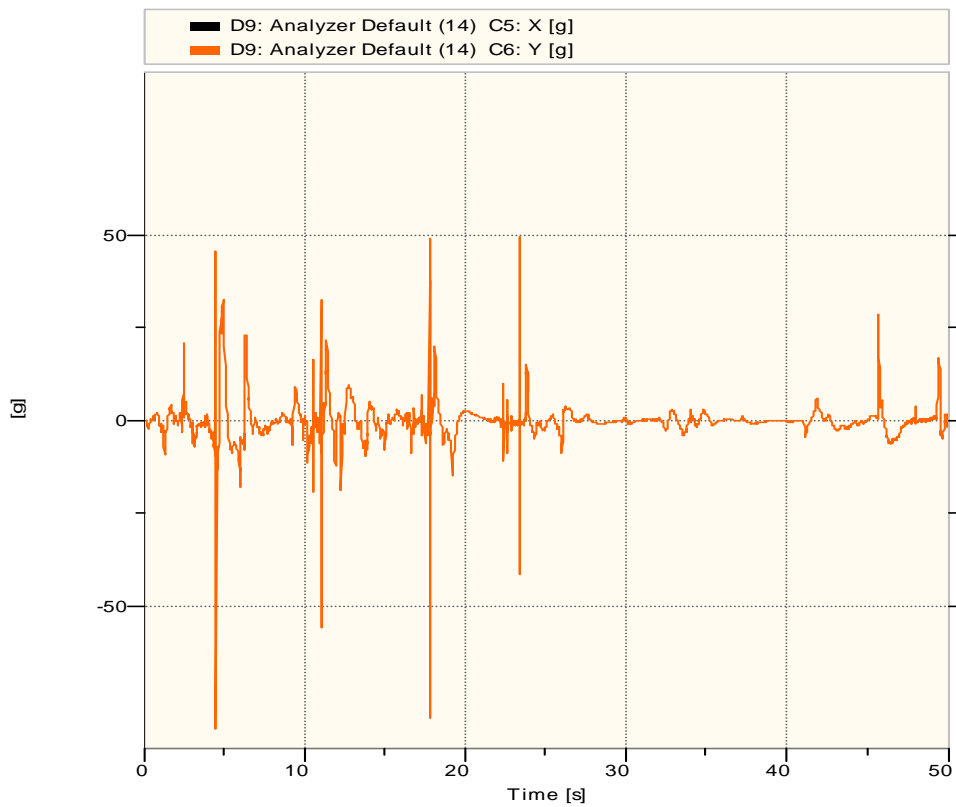


Figura 31 Aceleración en el eje y (display 2D)

c) Aceleración en la dirección z

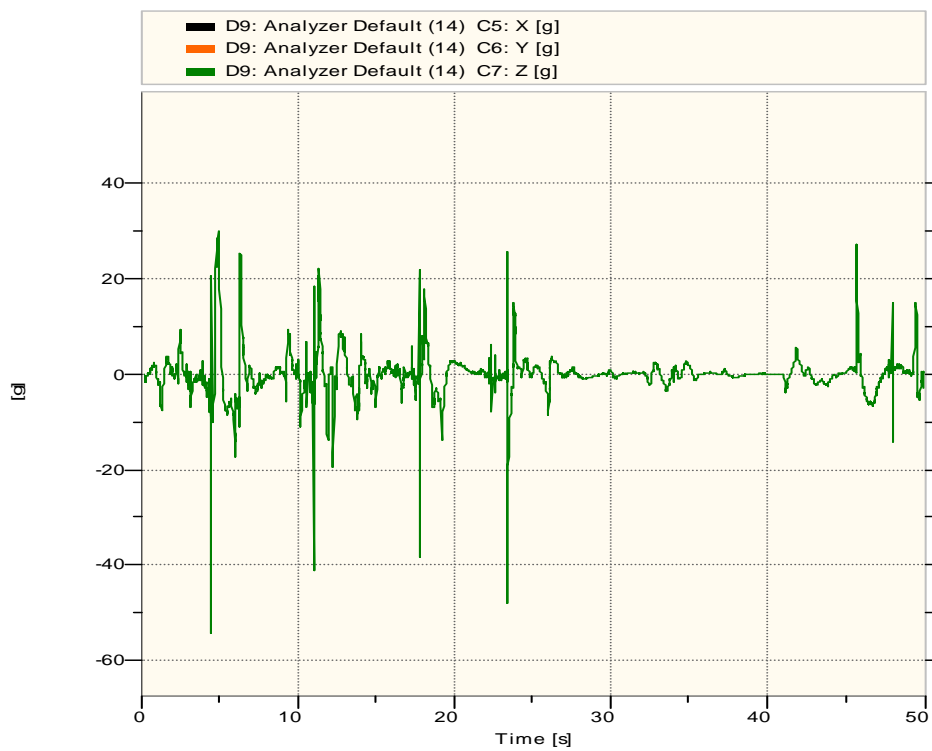


Figura 32 Aceleración en el eje z (display 2D)

d) Módulo del vector aceleración

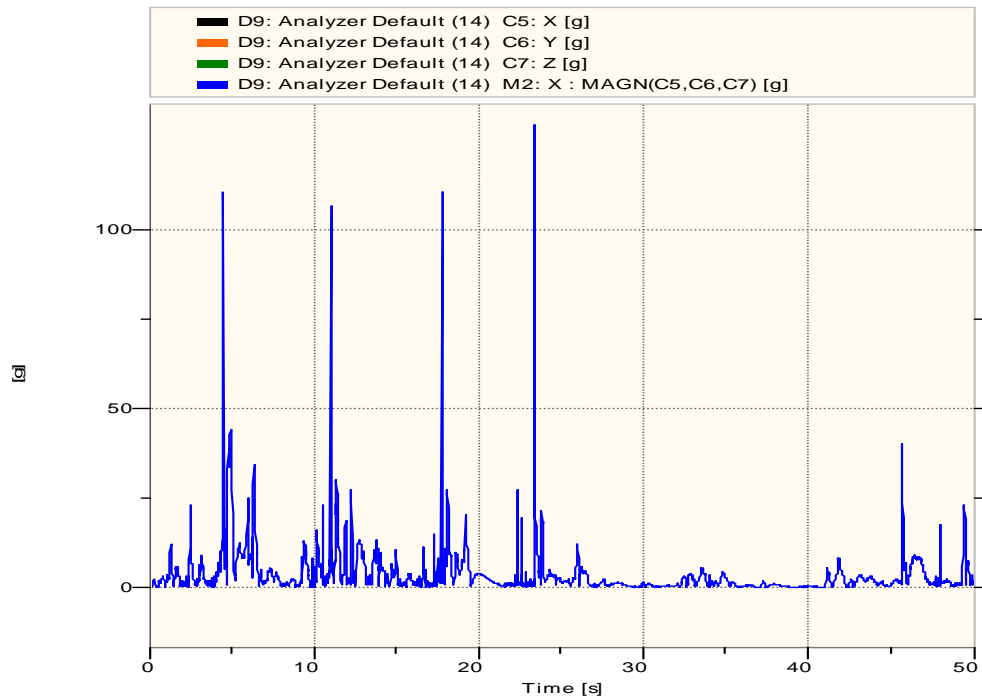


Figura 33 Módulo del vector aceleración (display 2D)

4.3.- Selección carga de diseño de la herramienta

Tras observar las señales, se puede concluir que los picos de aceleración más importantes se obtienen en la dirección x. Si se observa la manera en la que trabaja la herramienta, tiene mucho sentido.

Cada pico de tensión, lógicamente, corresponde con el instante en el que se engancha cada varilla contra el inserto metálico.

Parece evidente que la herramienta sufre el máximo esfuerzo en el cuarto pico de tensión, que es el cual en el que sufre el mayor valor del módulo de aceleración.

No obstante, vamos a simular ante 2 cargas para poder comparar después los resultados.

1) MÁXIMO VALOR DEL MÓDULO DE ACELERACIÓN (COINCIDE CON EL INSTANTE DE MAYOR VALOR ABSOLUTO DE ACELERACIÓN X)

Podemos obtener el valor exacto del pico de aceleración, haciendo zoom en cada señal de aceleración, con el mismo programa Test.Xpress 7A. Una vez tengamos el valor de la aceleración pico, aplicaremos la segunda ley de Newton:

$$F_{eje} = m \cdot a_{eje}$$

El valor de la masa lo obtenemos pesando en una báscula del laboratorio el conjunto herramienta+acelerómetro:



Figura 34 Conjunto herramienta+acelerómetro medido en báscula



Figura 35 Masa del conjunto herramienta+acelerómetro

Por tanto, el valor de la masa que se ha empleado es de 124 g o 0,124 Kg.

Con la herramienta Select Section X/Y nos acercamos al último pico haciendo zoom sobre él (mayor valor de tensión):

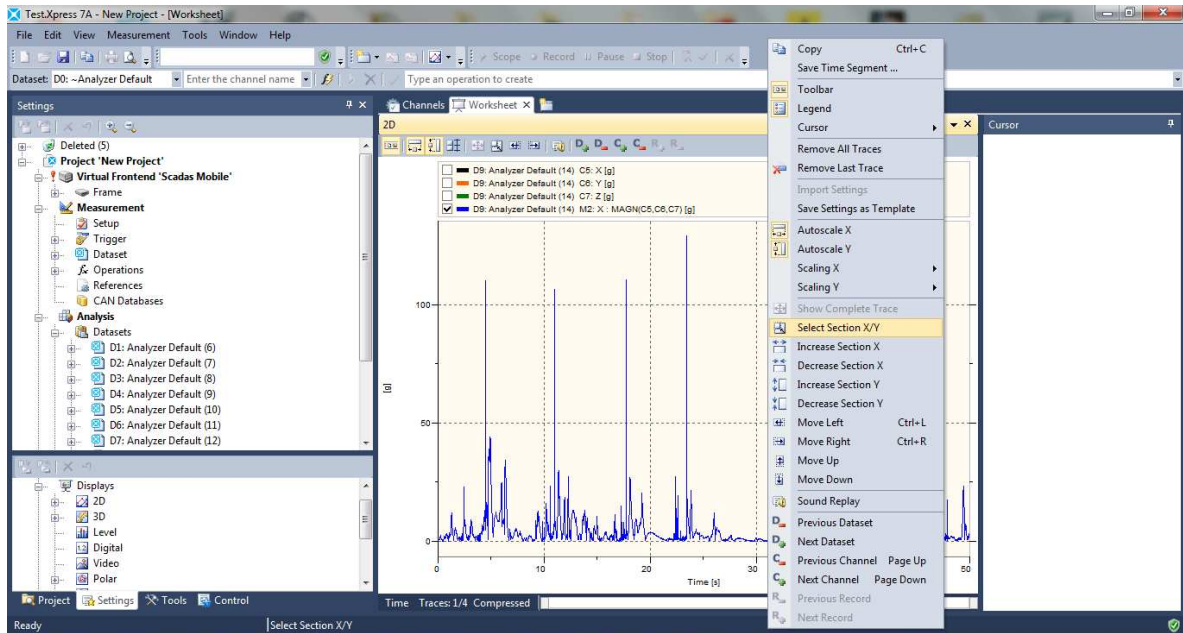


Figura 36 Herramienta Select Section X/Y (zoom en la parte de señal que interesa)

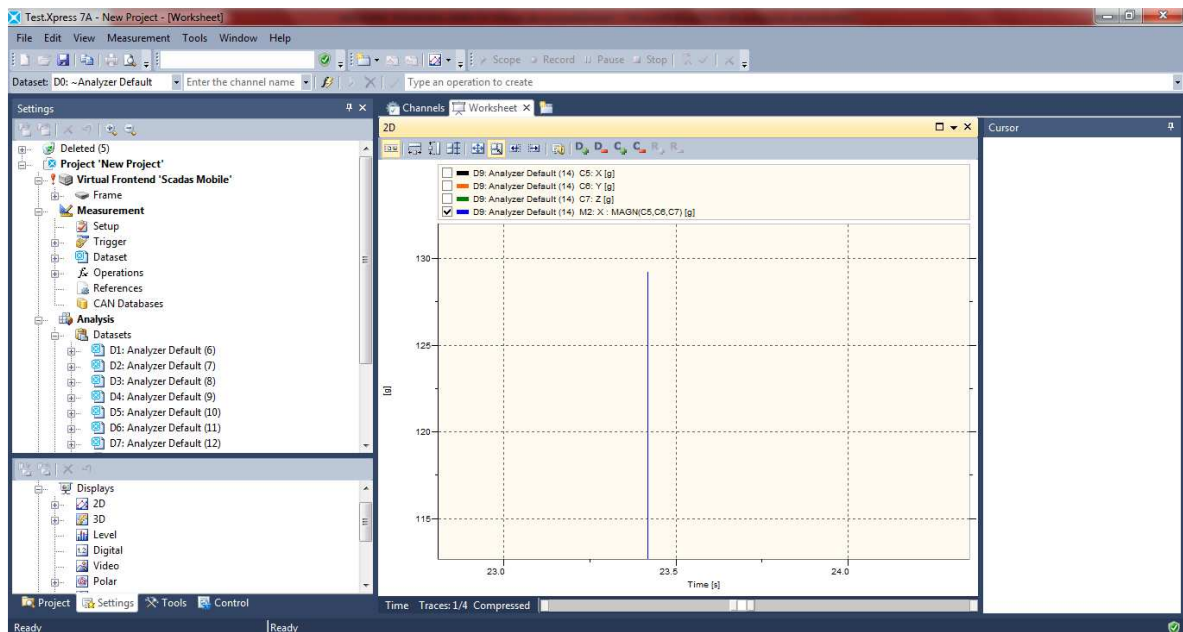


Figura 37 Zoom en el pico más alto del módulo del vector aceleración

Y con la opción Cursor→ Single → On , se puede posicionar sobre el pico para saber el valor del tiempo (eje x) y de la aceleración (eje y):

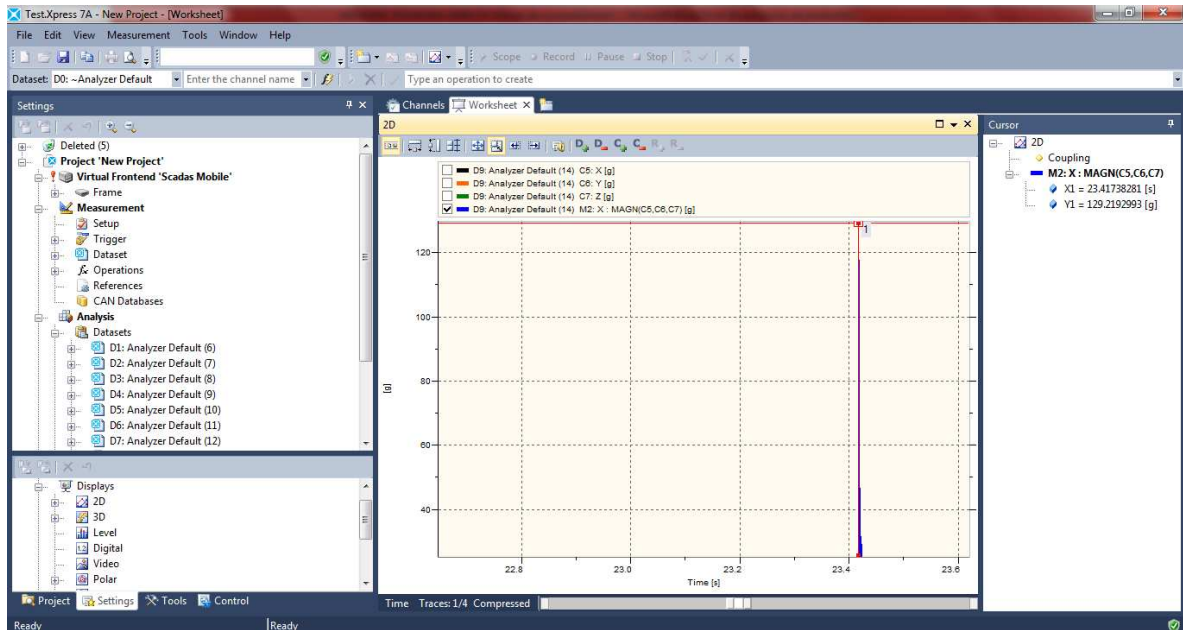


Figura 38 Selección de los valores (x,y) del punto más alto de la señal módulo vector aceleración

A los 23, 41738281 seg, se produce un valor máximo del módulo del vector aceleración de 129,22 g.

A continuación se va a calcular el valor de cada componente de la fuerza en ese instante justo de tiempo:

a) Valor de la fuerza en la dirección x

Del mismo modo, podemos obtener el valor del pico de aceleración en el eje x:

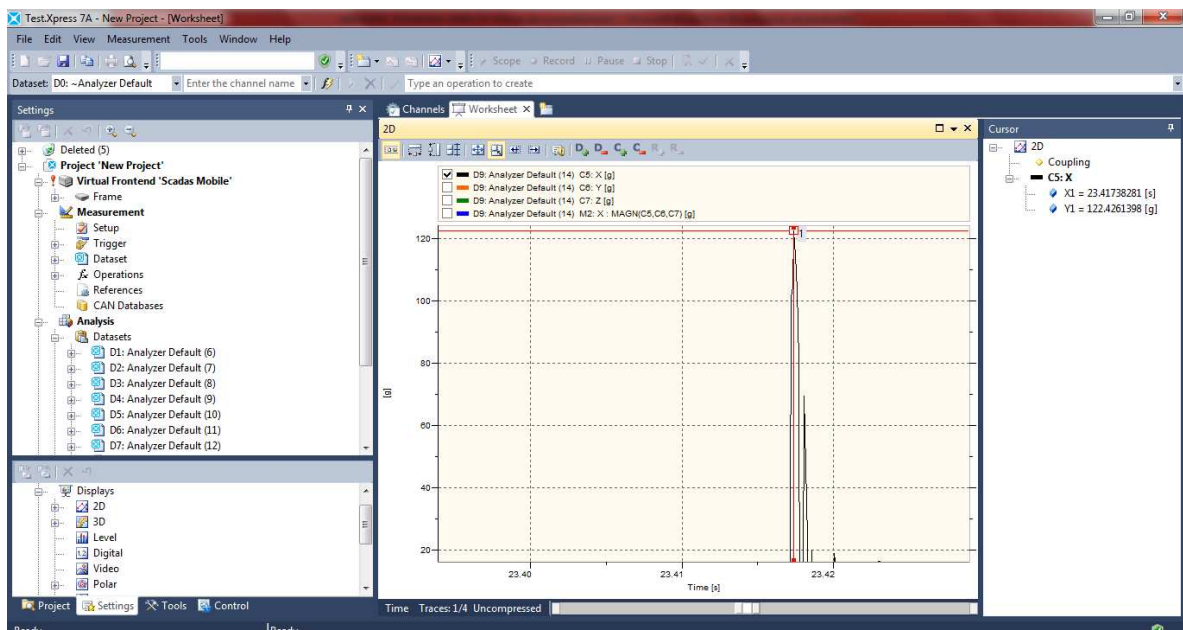


Figura 39 Selección del valor de la aceleración en el eje x para $t = 23, 41738281$ seg

A los 23, 41738281 seg, se produce un valor de la aceleración en el eje x de 122,43 g. En este instante se produce también el pico de mayor valor para la aceleración en el eje x.

Aplicando la fórmula de la ley de Newton:

$$F_x = m \cdot a_x = 0,124 \cdot 122,43 = 15,18N$$

b) Valor de la fuerza en la dirección y

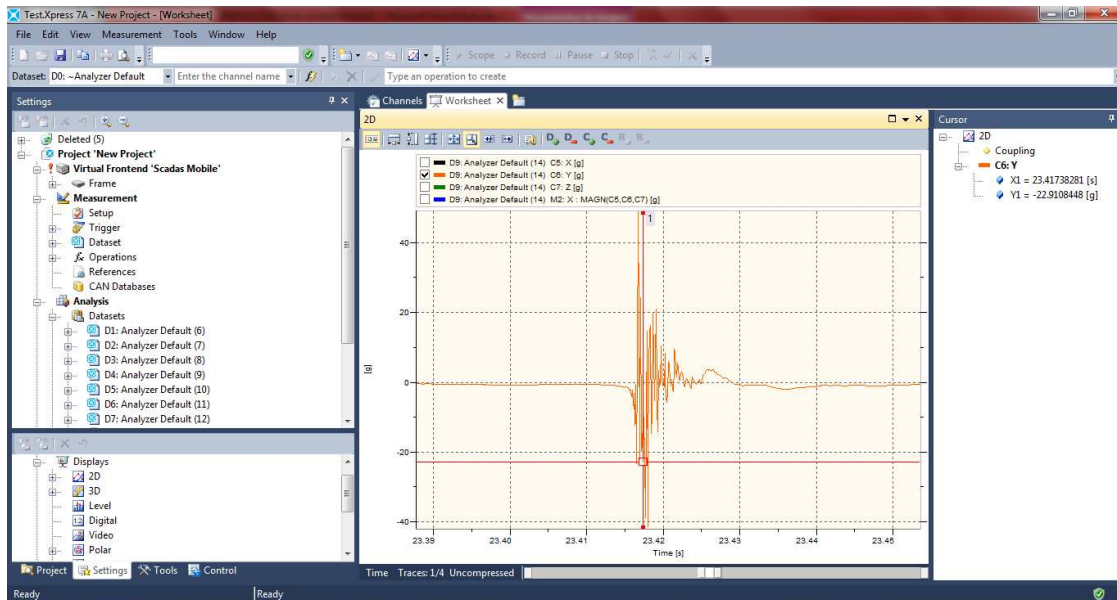


Figura 40 Selección del valor de la aceleración en el eje y para t= 23, 41738281 seg

Un valor de -22,91 g.

$$F_y = m \cdot a_y = 0,124 \cdot (-22,91) = -2,84N$$

c) Valor de la fuerza en la dirección z

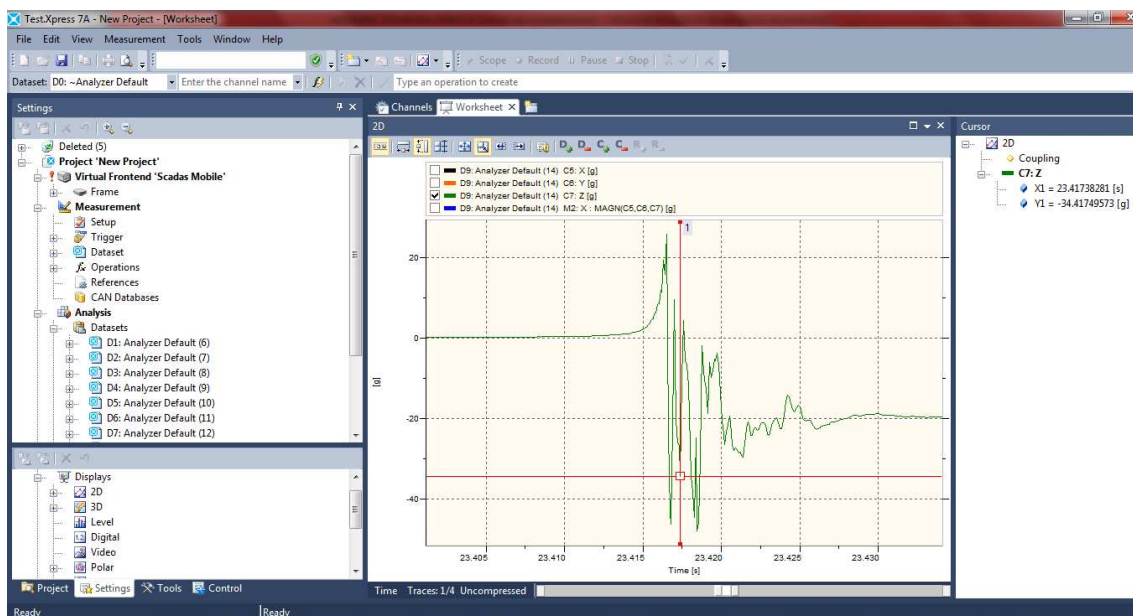


Figura 41 Selección del valor de la aceleración en el eje z para t= 23, 41738281 seg

Un valor de -34,42 g.

$$F_z = m \cdot a_z = 0,124 \cdot (-34,42) = -4,27N$$

2) MÁXIMO VALOR NEGATIVO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE X (A los 23,41787109 seg)

Como ya se ha comentado, el mayor valor absoluto de pico de aceleración en el eje x coincide con el instante de mayor valor absoluto del módulo de aceleración total. Por eso, se va a estudiar el caso de máximo valor en negativo de pico.

a) Valor de la fuerza en la dirección x

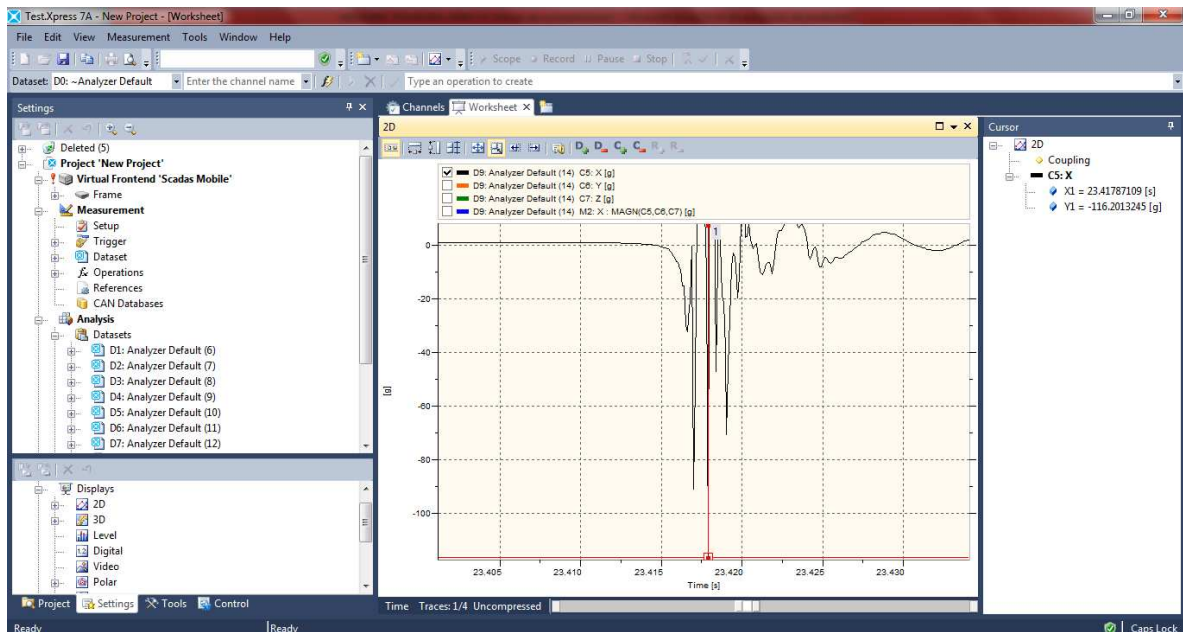


Figura 42 Selección del valor de la aceleración en el eje x para $t = 23,41787109$ seg

Un valor de -116,2 g a los 23,41787109 seg (tiempo en el que se tiene que evaluar el resto de señales).

$$F_x = m \cdot a_x = 0,124 \cdot (-116,2) = -14,41N$$

b) Valor de la fuerza en la dirección y

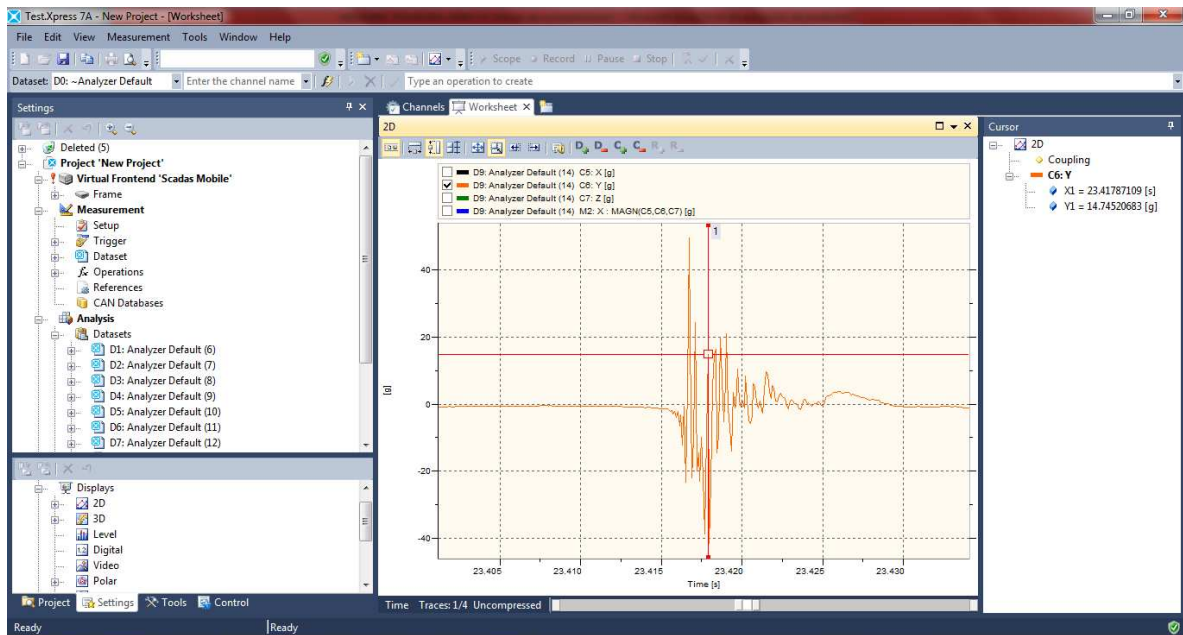


Figura 43 Selección del valor de la aceleración en el eje y para t= 23, 41787109 seg

Un valor de 14,75 g.

$$F_y = m \cdot a_y = 0,124 \cdot 14,75 = 1,83N$$

c) Valor de la fuerza en la dirección z

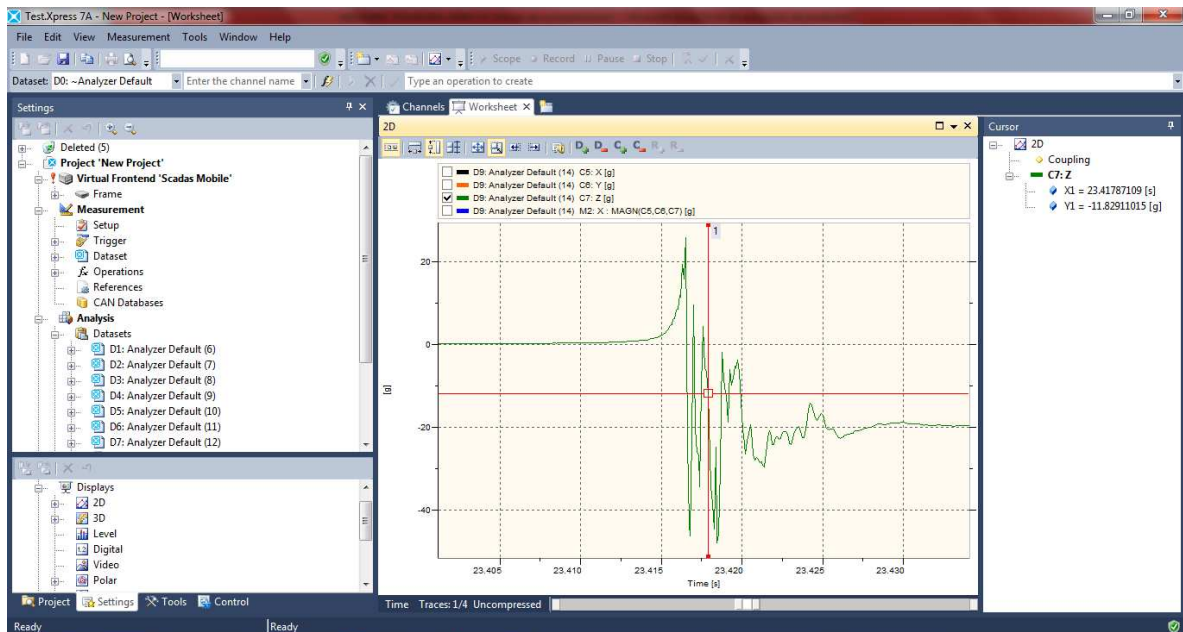


Figura 44 Selección del valor de la aceleración en el eje z para t= 23, 41787109 seg

Un valor de -11,83 g

$$F_z = m \cdot a_z = 0,124 \cdot (-11,83) = -1,47N$$

3) MÁXIMO VALOR ABSOLUTO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE Y
 (Valor negativo a los 4,529296875 seg)

a) Valor de la fuerza en la dirección x

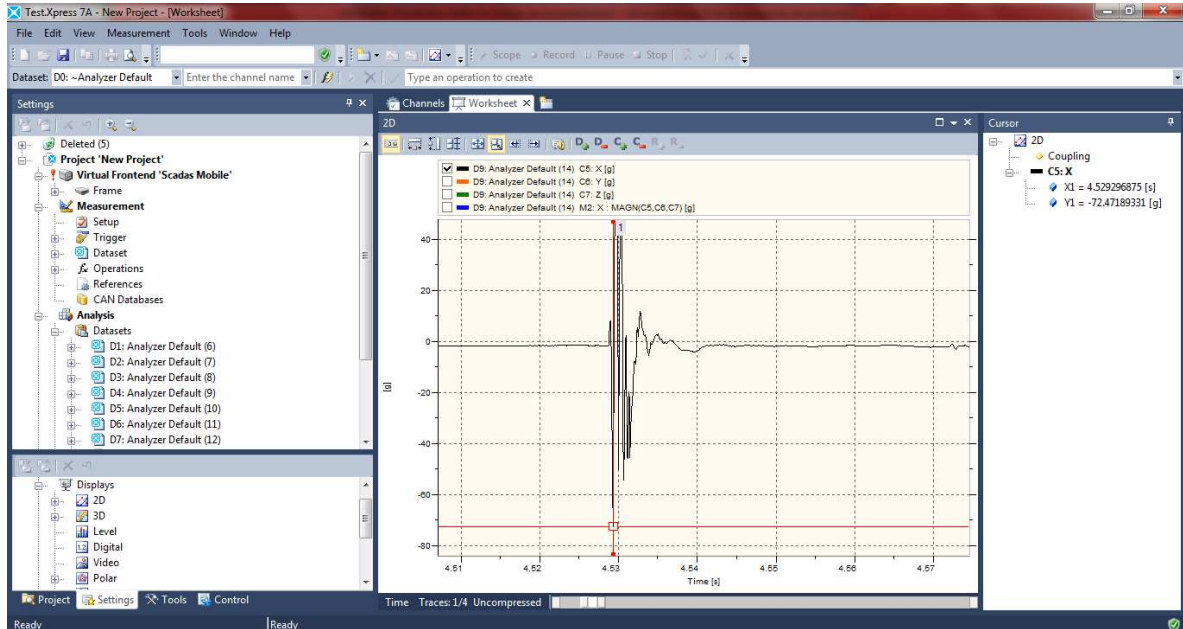


Figura 45 Selección del valor de la aceleración en el eje x para t= 4,529296875 seg

Un valor de -72,47 g en el instante t= 4,529296875 seg (valor en el cual se debe evaluar la señal en este caso de carga).

$$F_x = m \cdot a_x = 0,124 \cdot (-72,47) = -8,99N$$

b) Valor de la fuerza en la dirección y

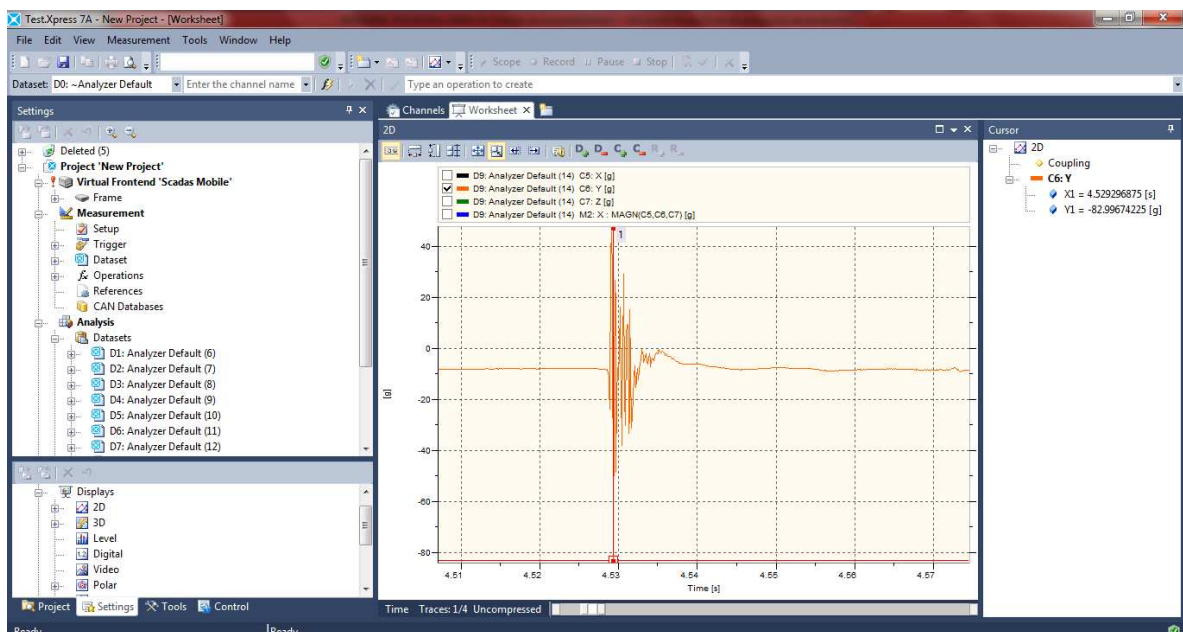


Figura 46 Selección del valor de la aceleración en el eje y para t= 4,529296875 seg

Un valor de -83 g

$$F_y = m \cdot a_y = 0,124 \cdot (-83) = -10,29N$$

c) Valor de la fuerza en la dirección z

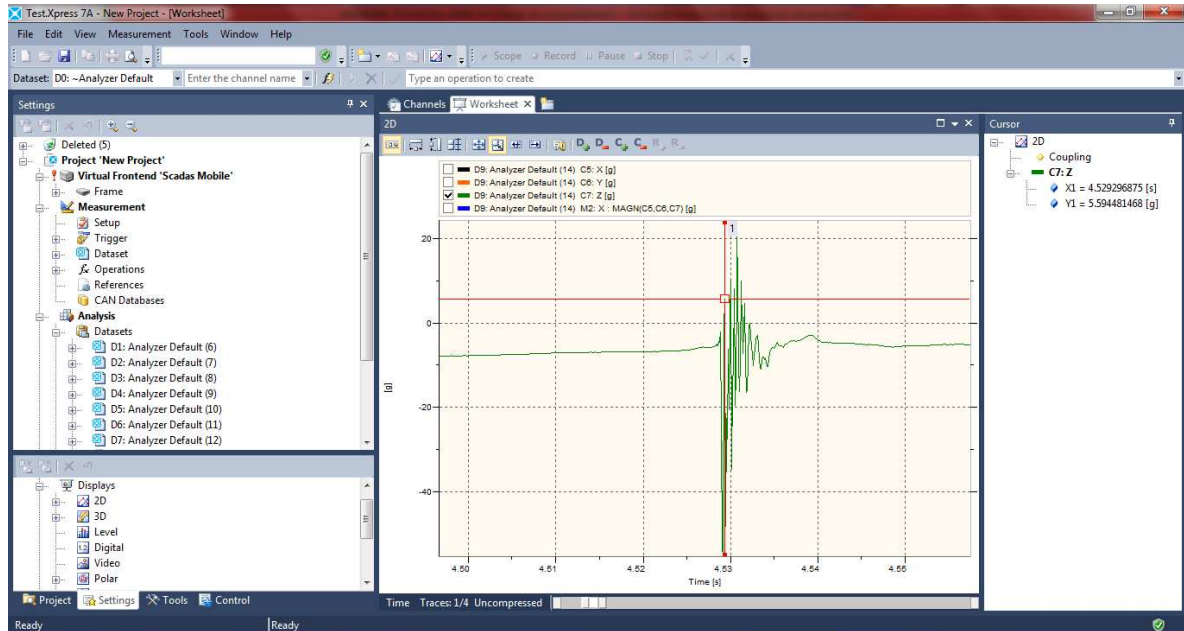


Figura 47 Selección del valor de la aceleración en el eje z para t= 4,529296875 seg

Un valor de 5,59 g

$$F_z = m \cdot a_z = 0,124 \cdot 5,59 = 0,69N$$

4) MÁXIMO VALOR ABSOLUTO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE Z
 (Valor negativo a los 4,529101563 seg)

a) Valor de la fuerza en la dirección x

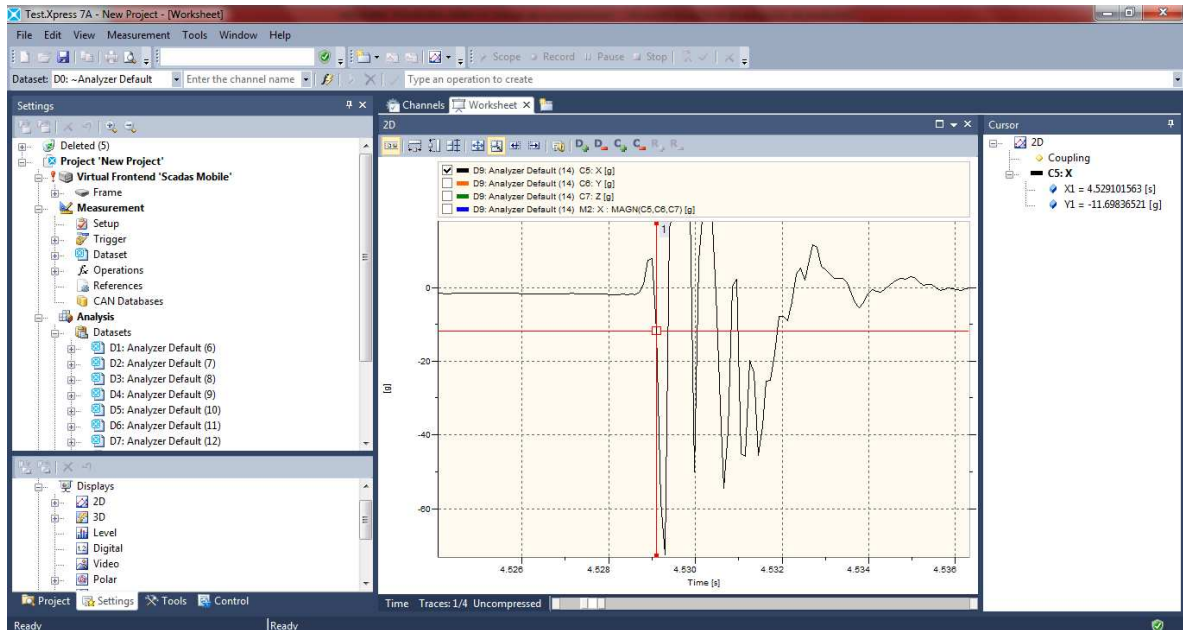


Figura 48 Selección del valor de la aceleración en el eje x para $t = 4,529101563$ seg

Un valor de $-11,7$ g en el instante $t = 4,529101563$ seg (valor en el cual se debe evaluar la señal en este caso de carga).

$$F_x = m \cdot a_x = 0,124 \cdot (-11,87) = -1,47N$$

b) Valor de la fuerza en la dirección y

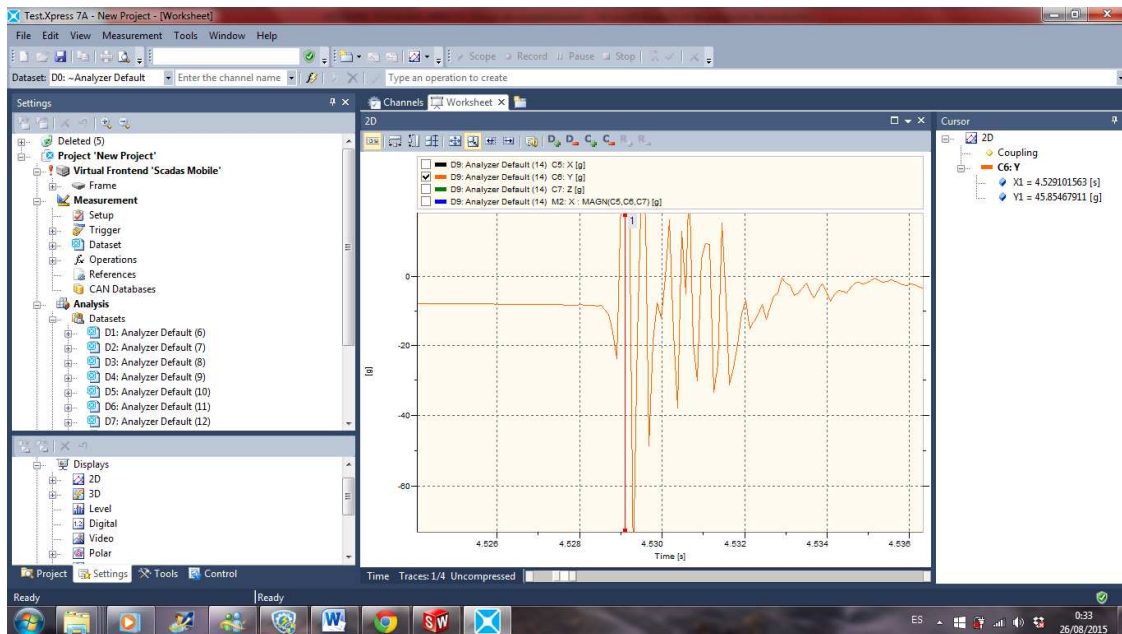


Figura 49 Selección del valor de la aceleración en el eje y para $t = 4,529101563$ seg

Un valor de $45,85$ g.

$$F_y = m \cdot a_y = 0,124 \cdot 45,85 = 5,69N$$

c) Valor de la fuerza en la dirección z

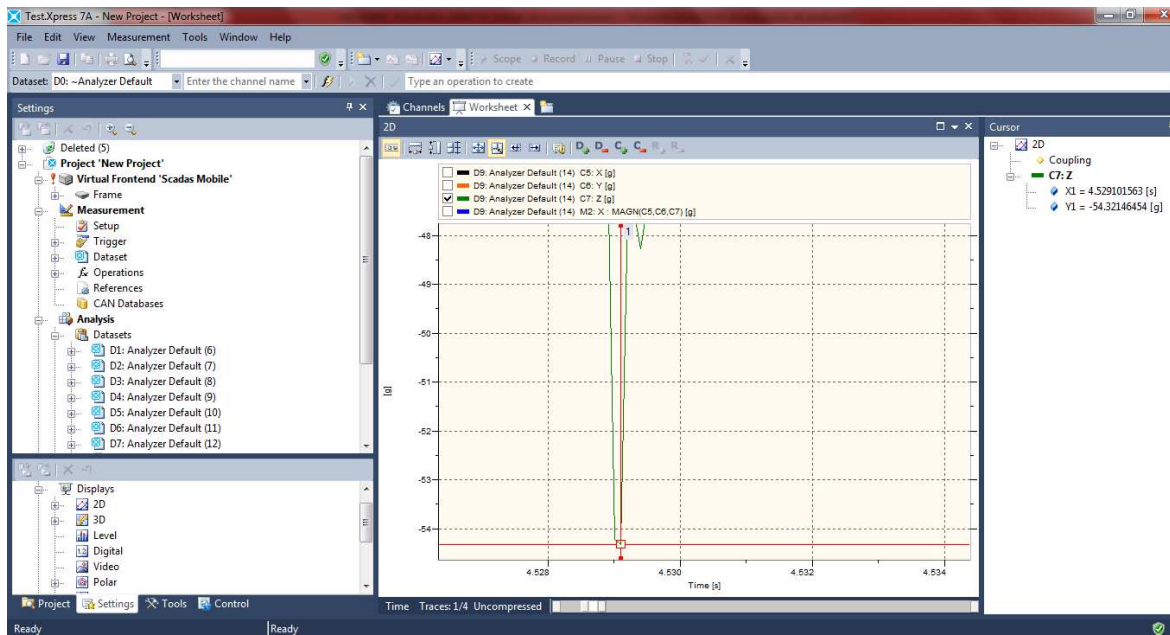


Figura 50 Selección del valor de la aceleración en el eje z para t= 4,529101563 seg

Un valor de -54,32 g

$$F_z = m \cdot a_z = 0,124 \cdot (-54,32) = -6,74 N$$

5.- MODELADO 3D DE LA HERRAMIENTA EN SOLIDWORKS

Para modelar la herramienta en 3D, se ha partido de la especificación del plano diseñado por el departamento de Ingeniería de Tecnoconfort, que tiene las cotas de la herramienta patrón y las tolerancias con las que cuenta el fabricante Bideberri.

El plano se muestra a continuación en la memoria y también se adjunta en el capítulo de los anexos:

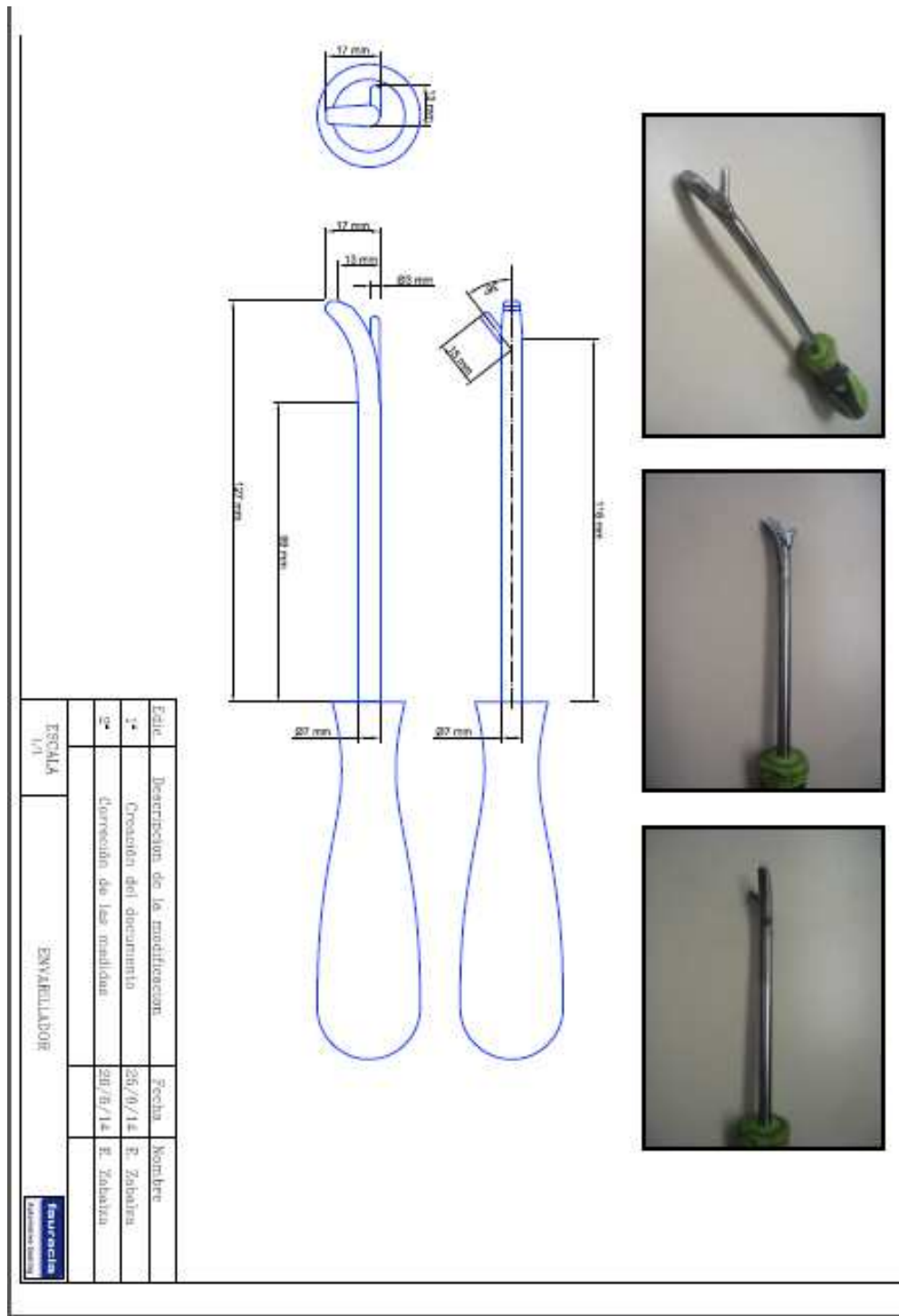


Figura 51 Plano del departamento Ingeniería de Procesos de la herramienta envarillador

Si nos centramos en la forma en la que se ha construido la herramienta en 3D, hay que decir que se han generado 2 sólidos por separado y se han unido mediante restricciones para formar el conjunto. [6] y [7].

1) Pieza “Pieza BO” (Parte metálica de la herramienta)

Se trata de la parte metálica de la herramienta y de un prisma situado en la parte de abajo que simula el acelerómetro. Hay que recalcar que se ha simulado el acelerómetro para ser más fiel al estudio de cargas y también para poder introducir las cargas en Solidworks, como explicaremos más adelante. Para la realización de la pieza se han respetado las principales cotas del plano y se han realizado redondeos para asemejar las soldaduras o calentamientos del metal.

A continuación, se muestran 2 imágenes de este conjunto:

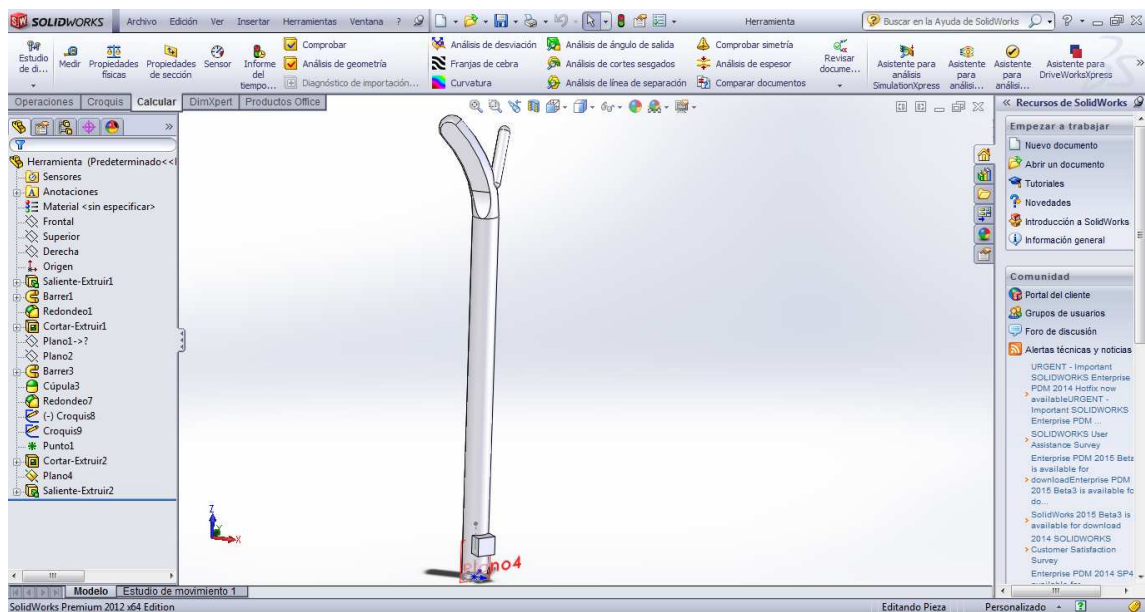


Figura 52 Vista 1 del conjunto parte metálica+acelerómetro en SOLIDWORKS

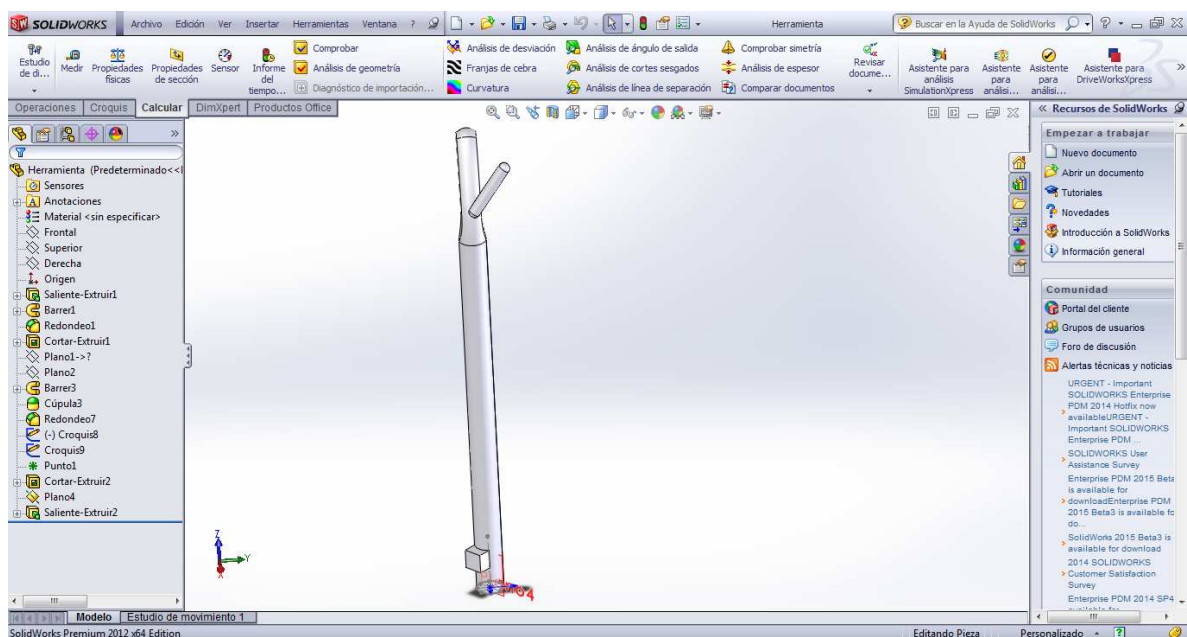


Figura 53 Vista 2 del conjunto parte metálica+acelerómetro en SOLIDWORKS

2) Pieza “mango” (Mango del destornillador)

Se trata del mango del destornillador. Se ha simulado el envarillador comercial que fabrica Bideberri (mango DEXTER diferente del PALMERA de la herramienta prototipo, que no fue fabricada por Bideberri).

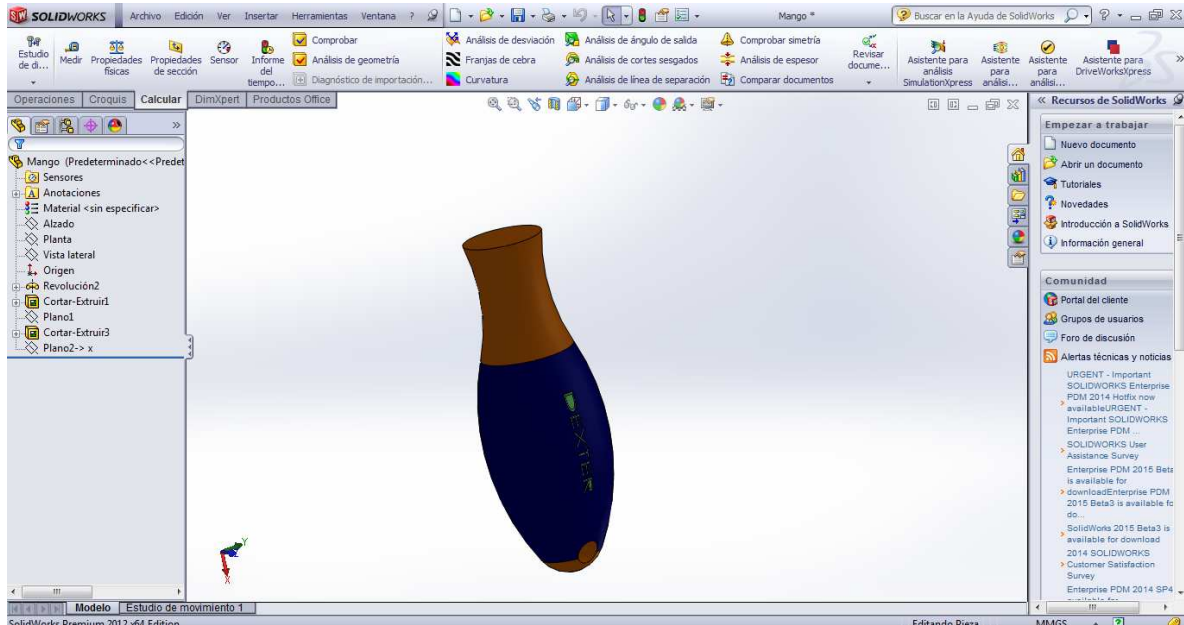


Figura 54 Vista 1 del mango en SOLIDWORKS

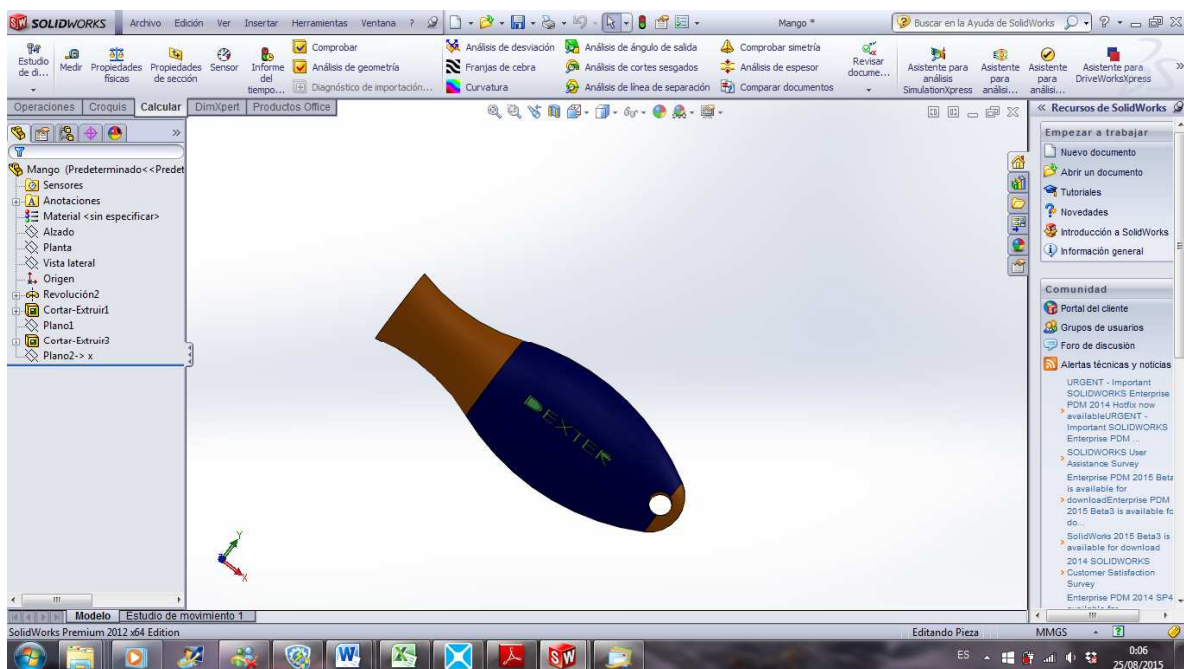


Figura 55 Vista 2 del mango en SOLIDWORKS

3) Conjunto “PIEZA BO” (Envarillador completo)

Se han exigido 2 relaciones de contacto de coincidencia y concetricidad entre ambas piezas, para formar el conjunto que se ve en la figura. También es importante destacar que se ha representado el eje de coordenadas auxiliar que hace referencia a los

ejes del acelerómetro, tal y como queda posicionado cuando se ha adherido el acelerómetro al envarillador.

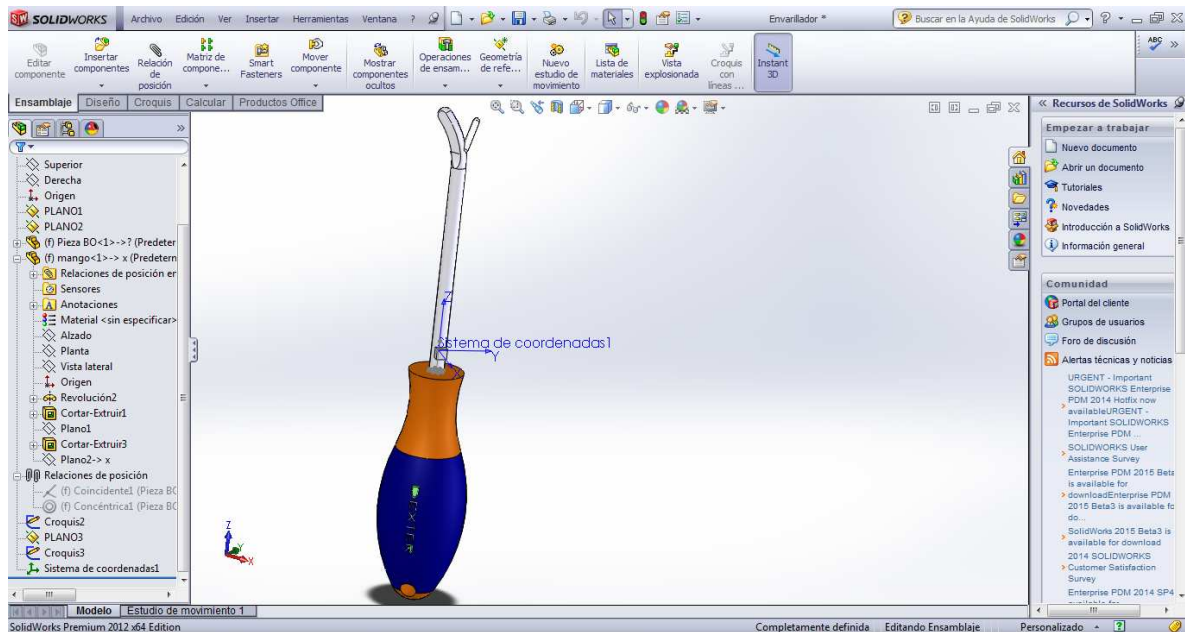


Figura 56 Vista 1 del conjunto completo (herramienta+acelerómetro) en SOLIDWORKS

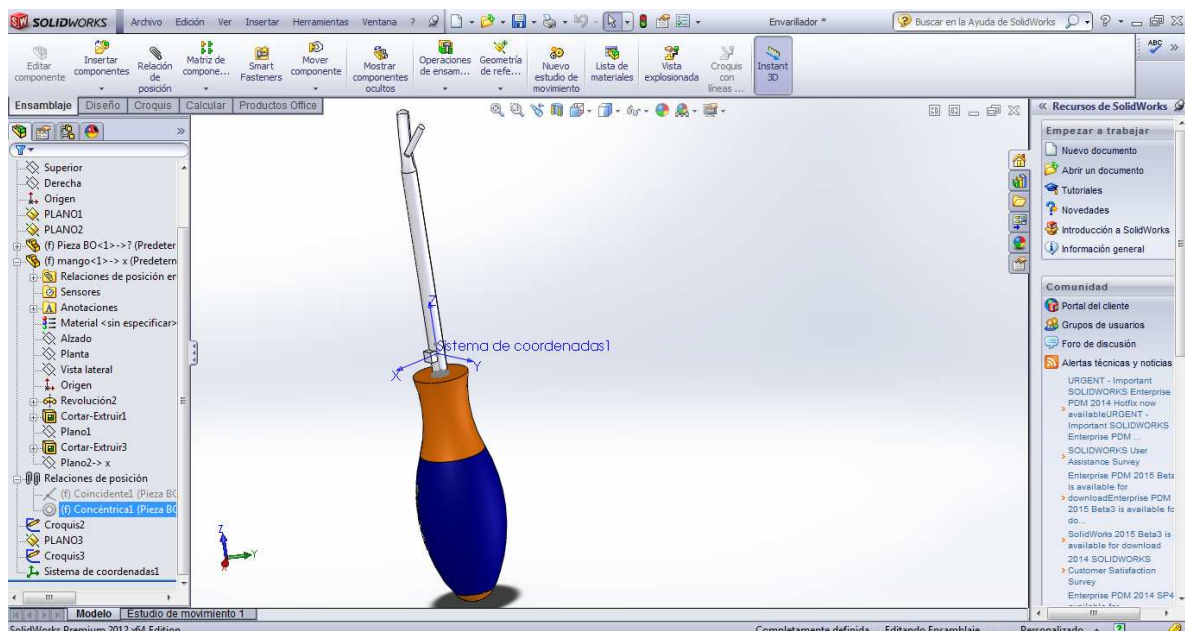


Figura 57 Vista 2 del conjunto completo (herramienta+acelerómetro) en SOLIDWORKS

Hay que decir que el eje de coordenadas auxiliar no se corresponde totalmente con el del acelerómetro, ya que la dirección correcta del eje x es la opuesta y los ejes z, y están intercambiados. En realidad, sería como en la figura:

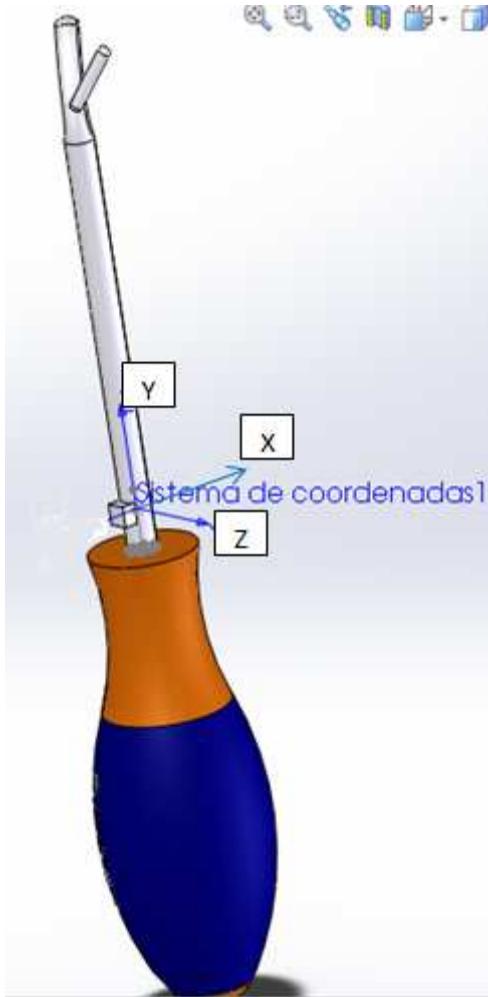


Figura 58 Ejes de coordenadas reales del acelerómetro y su situación en el modelo

Por último, se ha comprobado la masa del modelo para ver la calidad de aproximación del mismo a la herramienta real. Para ello, se deben asignar los materiales a cada subconjunto.

Primeramente, se selecciona acero al carbono no aleado a la parte metálica. Para ello, se selecciona de la barra de la izquierda “Material sin especificar” y con el botón derecho, se edita esta opción añadiendo el material más próximo de la librería de materiales del programa:

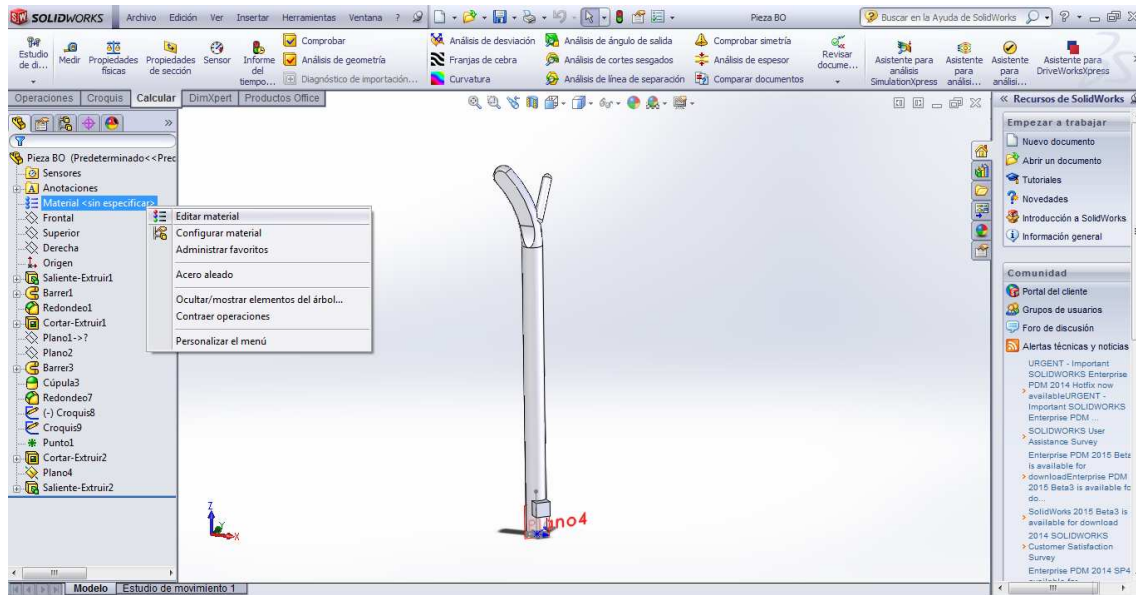


Figura 59 Asignación de un material a la parte metálica

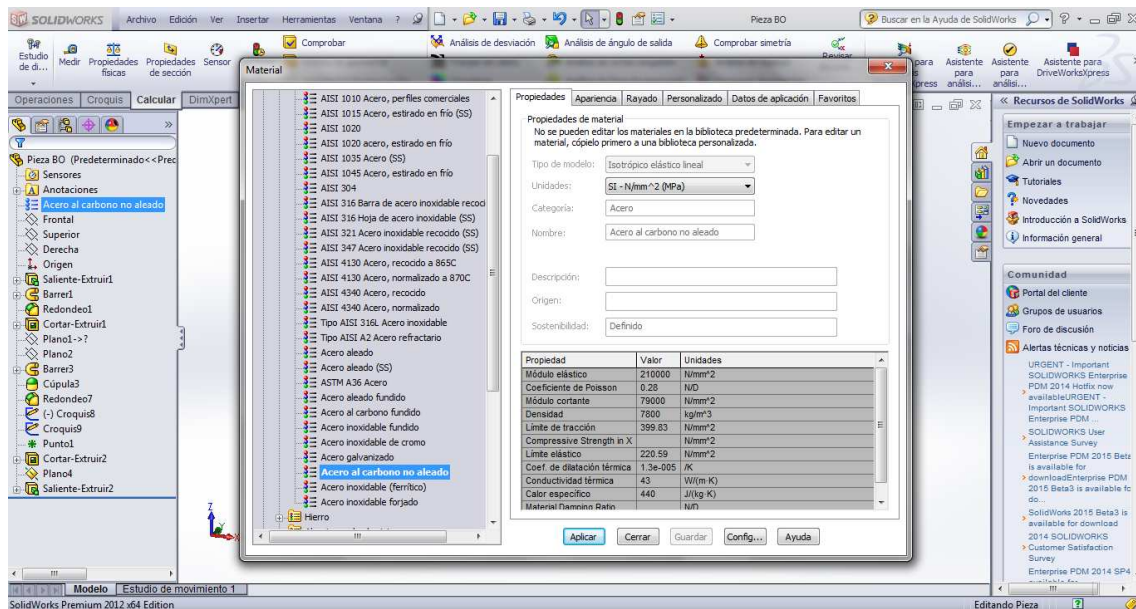


Figura 60 Propiedades mecánicas del acero al carbono no aleado (asignado en barra izquierda)

De manera análoga, asignamos al mango un plástico. En este caso, se selecciona el PBT de uso general:

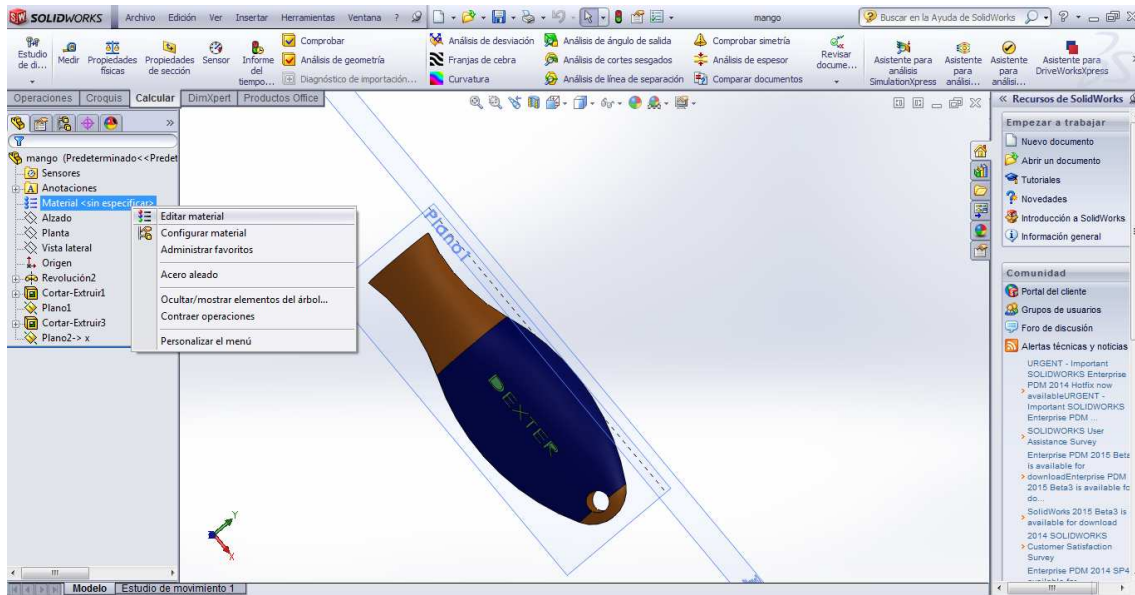


Figura 61 Asignación de un material al mango

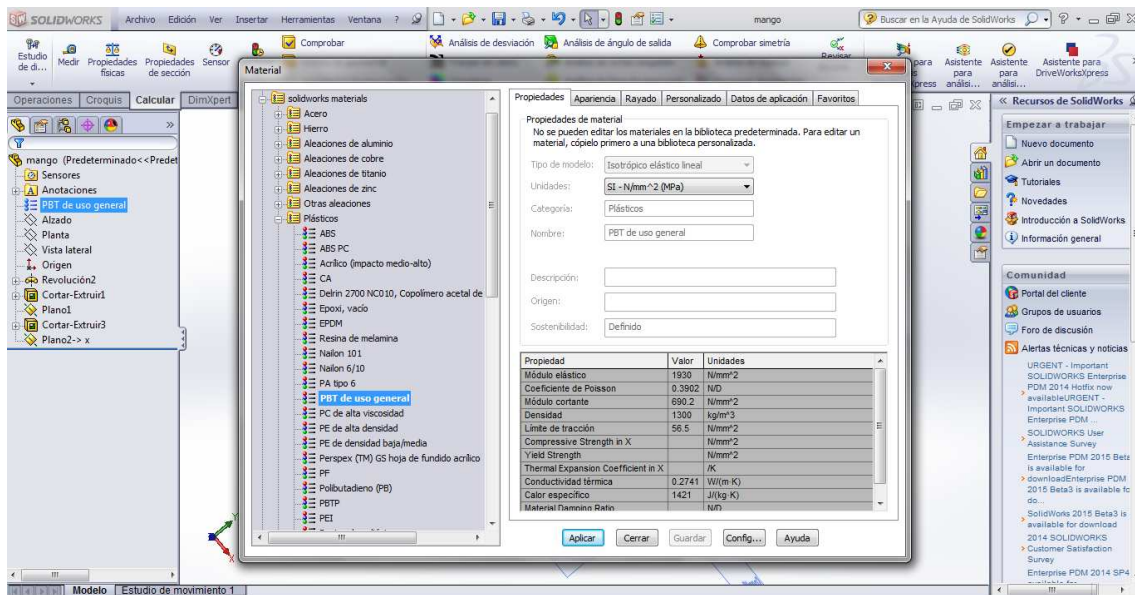


Figura 62 Propiedades mecánicas del PBT de uso general (asignado en barra izquierda)

Para el cálculo de la masa, obviamente, afectan las densidades (7770 Kg/m³ para el acero al carbono no aleado y 1300 Kg/m³ para el PBT de uso general) y la geometría diseñada en ambos conjuntos.

Para poder tener una estimación de la masa, se debe ir a la pestaña “Calcular” → “Propiedades físicas”:

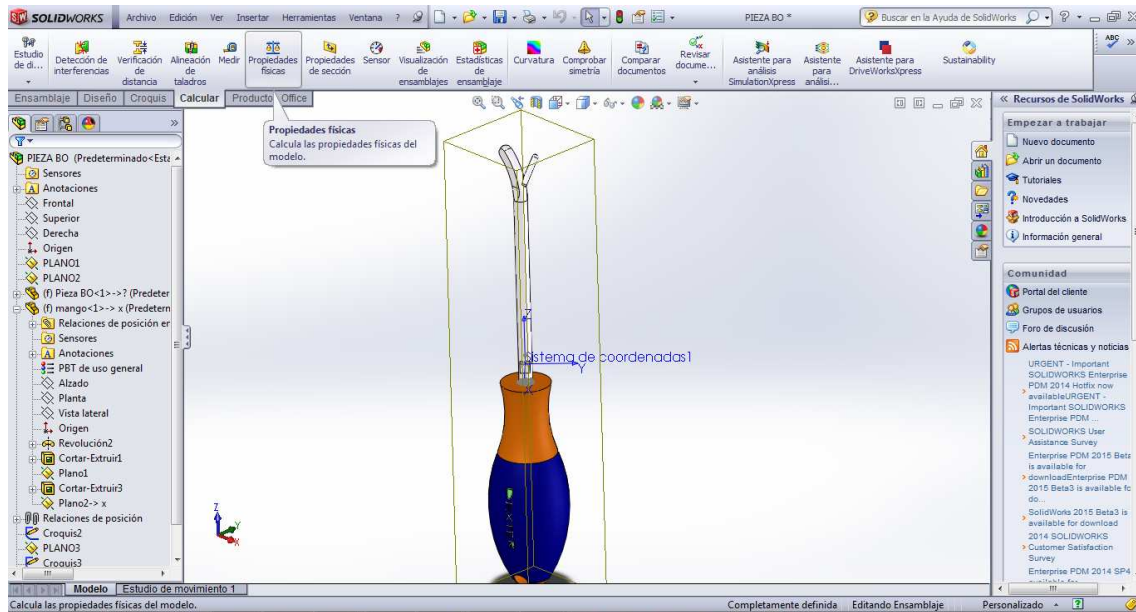


Figura 63 Cálculo de masa de un modelo en SOLIDWORKS

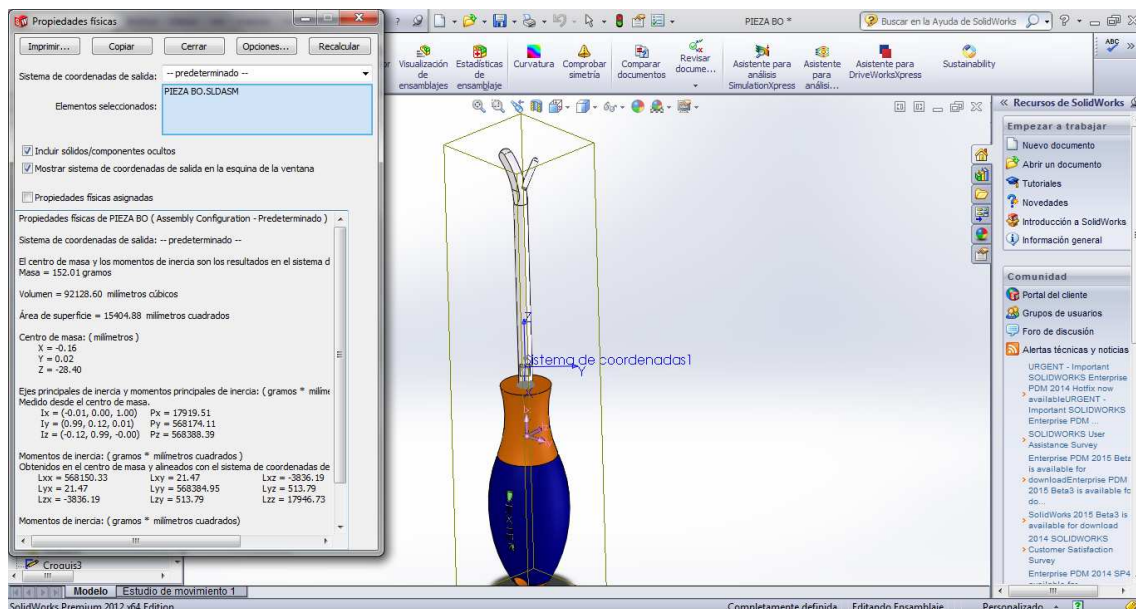


Figura 64 Resultado de propiedades físicas del modelo

El programa calcula la posición del centro de gravedad, los momentos de inercia (propiedades puramente geométricas) y la masa.

Para el modelo de la herramienta, el programa estima una masa de 152 g, que es algo superior a los 124 obtenidos en la báscula del laboratorio (28 g que suponen un 18% de discrepancia).

La diferencia es explicable principalmente por la diferencia de geometría del mango (diferente el del prototipo que ha sido medido en báscula y el de serie que ha sido modelizado en el programa), ya que es más ancho el del modelo. Además, los materiales tampoco tienen la densidad exacta de los empleados en la herramienta real.

No obstante, el ejercicio es interesante y el error es asumible (sabiendo que los mangos son diferentes). Además, para el cálculo de las tensiones en elementos finitos, la geometría y material del mango no tiene apenas relevancia, por lo que no existe ningún problema.

6.- CÁLCULO DE TENSIONES EN LA HERRAMIENTA MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS EN SOLIDWORKS

Para realizar el cálculo de tensiones ante un esfuerzo estático que sufre la herramienta, se ha elegido el mismo programa en el que se ha realizado el diseño 3D de la herramienta: SOLIDWORKS, debido a que los problemas para exportar el modelo 3D a otros programas (tipo ANSYS) son comunes y costosos de solucionar.

Para realizar una simulación mediante MEF [8 y 9], se debe activar el módulo “Solidworks Simulation”, de la pestaña “Productos Office”:

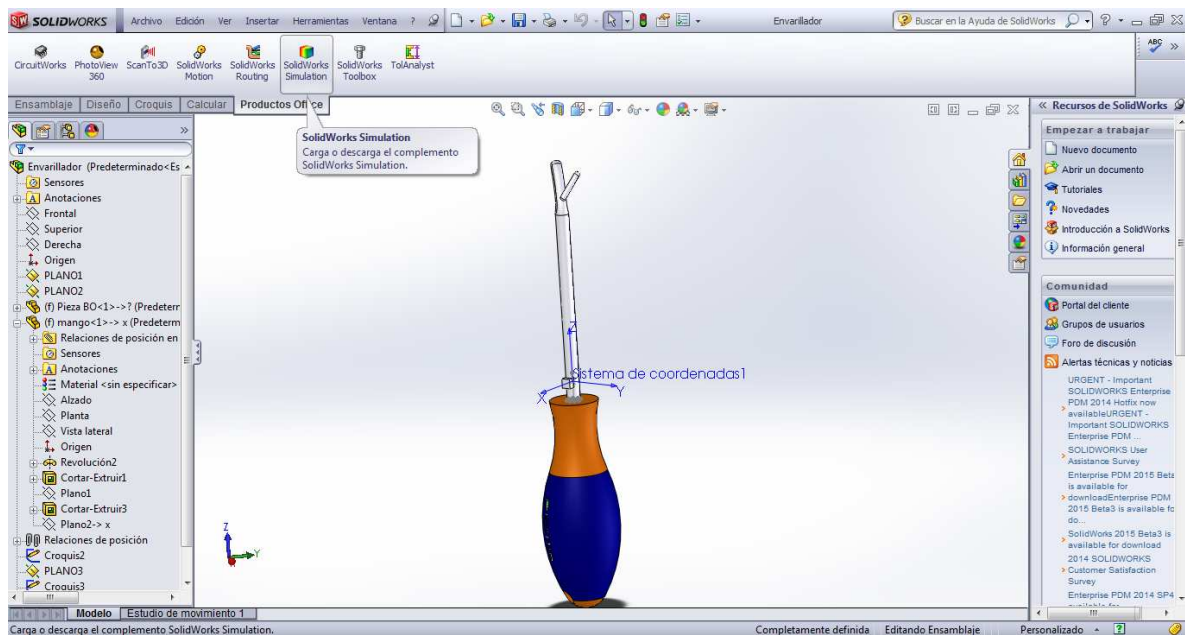


Figura 65 Módulo “Solidworks Simulation” para realizar cálculos MEF

Tras hacerlo, se crea una nueva pestaña, llamada “Simulation”. En el botón de la izquierda “Asesor de estudio”, hay que desplegar y pulsar la opción “Nuevo estudio”.

Para el caso del presente cálculo, se debe elegir el cálculo a “Estático”:

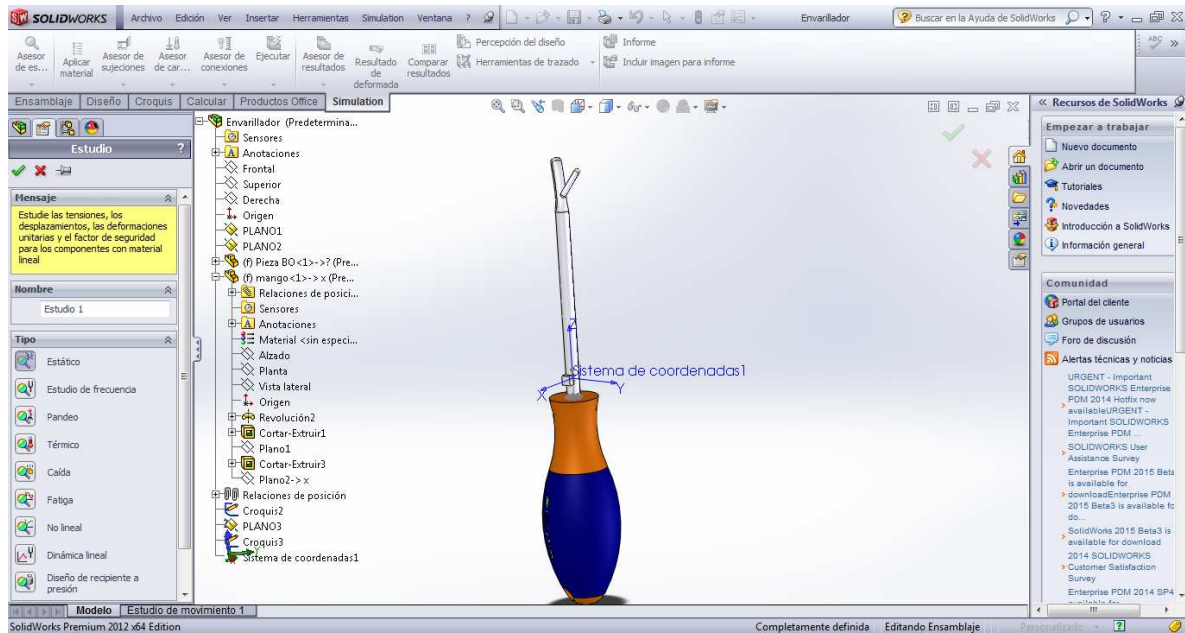


Figura 66 Estudio estático en SOLIDWORKS

Una vez elegido el estudio estático, se deben introducir una serie de inputs que son comunes a todos los programas de resolución mediante MEF.

6.1.- Materiales

Al pulsar el botón “Aplicar material”, aparece una lista de materiales cuyas características mecánicas están introducidas por defecto. Sin embargo, se ha diferenciado (aunque no tiene mayor relevancia en los cálculos) de material asignado para ambas partes del conjunto.

Para ello, del arbol del conjunto de la izquierda, se pulsa el botón + de “Piezas”, para que aparezcan las 2 piezas que forman el conjunto. A cada una de ellas, se le aplicará un material diferente.

a) Parte metálica: Se ha asignado acero al carbono no aleado

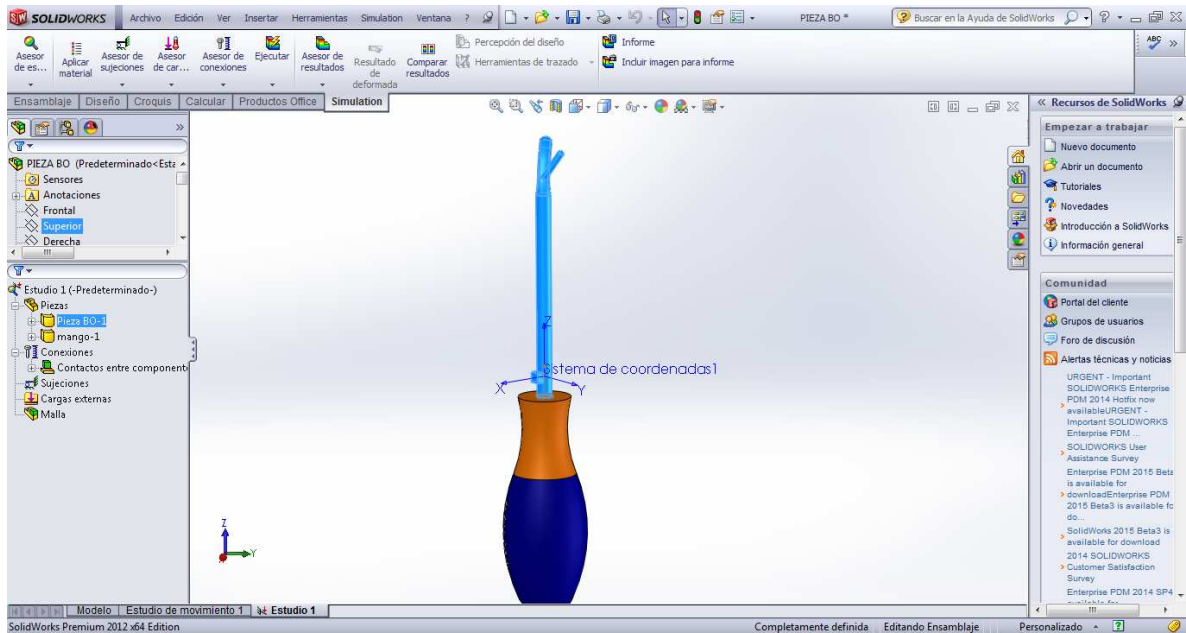


Figura 67 Selección del árbol del conjunto de la parte metálica

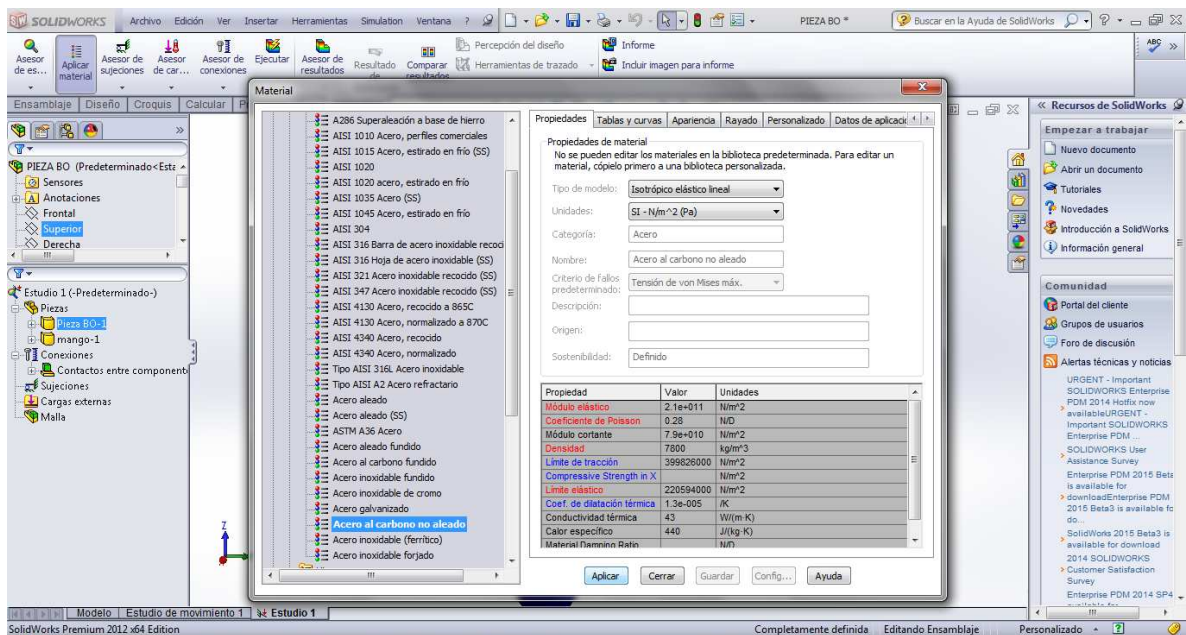


Figura 68 Propiedades del acero al carbono no aleado

b) Mango plástico: Se ha asignado material PBT de uso general

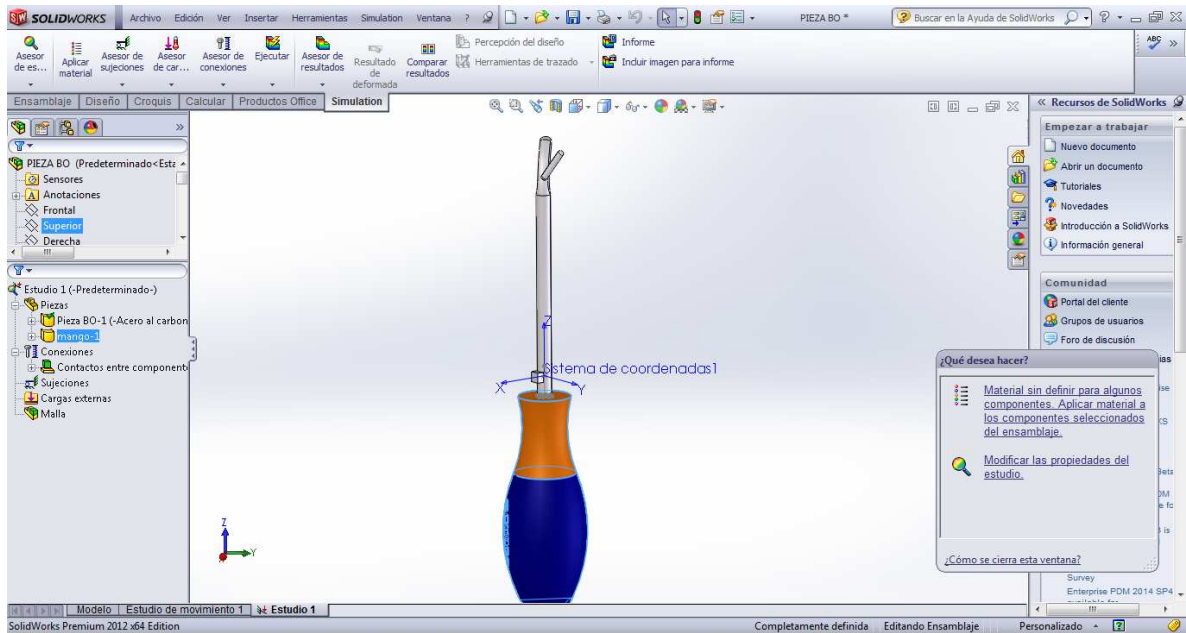


Figura 69 Selección del árbol del conjunto del mango

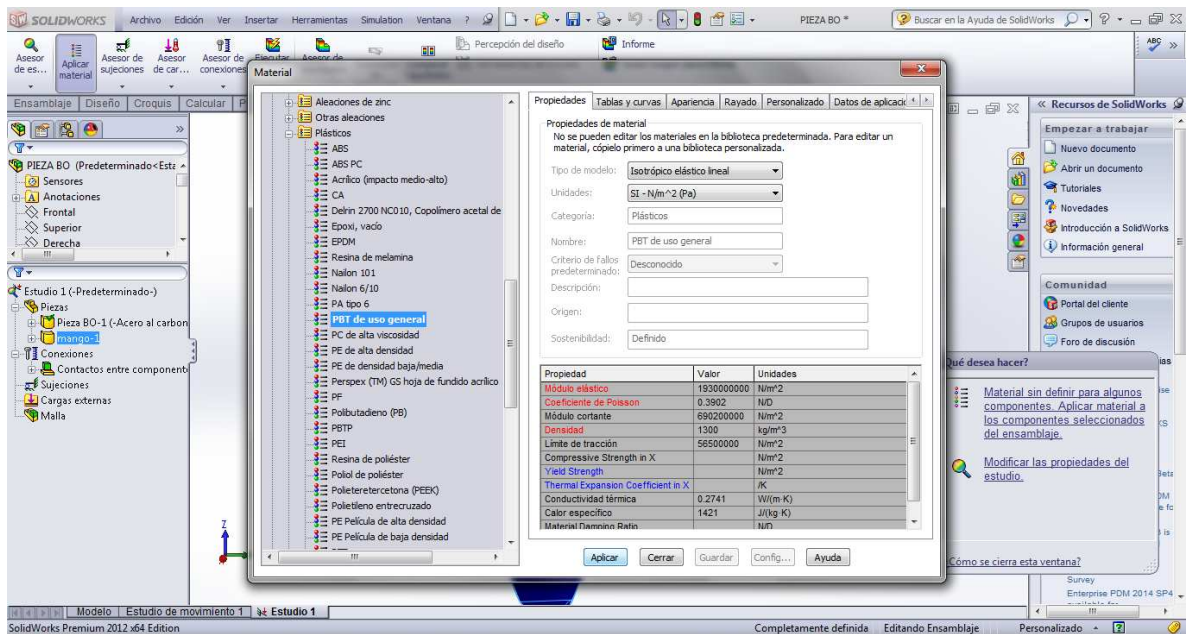


Figura 70 Propiedades del plástico PBT de uso general

Tras realizar estas operaciones, se tienen asignados los materiales a ambas partes del conjunto, como se muestra en el árbol:

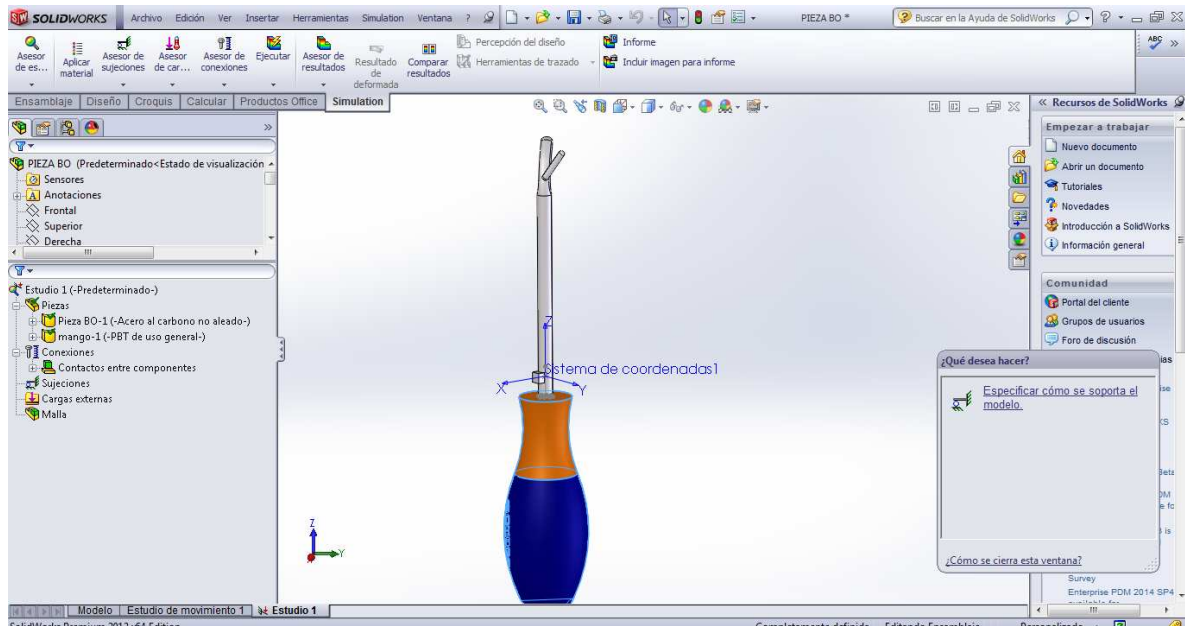


Figura 71 Propiedades mecánicas diferentes para cada parte del conjunto

Aunque se ha intentado aproximar lo más fielmente posible los materiales del modelo a los materiales del envarillador, es importante destacar que no hay una influencia significativa entre materiales similares. Los cálculos de tensiones apenas varían. De hecho, se hace una simulación con un caso de carga para acero alado obteniendo 433,4 MPa de tensión máxima. Posteriormente, asignando como material acero inoxidable, el valor de la tensión máxima aumenta a 433,8 MPa. Por tanto, se considera que no es un factor decisivo en los cálculos. Además, en cálculo de elementos finitos tan sólo influye el valor del módulo elástico, teniendo los aceros cargados en el programa SOLIDWORKS unos valores muy similares.

6.2.- Cargas aplicadas

Para este diseño, se han tenido en cuenta 4 casos de carga diferentes, que vamos a comparar en resultado en tensiones. De estos 4 casos de carga, se elegirá como carga de diseño, el más desfavorable (mayor tensión).

Se va a explicar cómo se introduce el primer caso de carga que se ha descrito en el apartado 4. El resto se hace de manera análoga y se presentarán los resultados posteriormente.

Para introducirlas, pulsa el botón “Asesor de cargas” → “Fuerza”. Se debe pulsar la opción “Dirección seleccionada” y se debe seleccionar la cara exterior que simula el acelerómetro tridimensional.

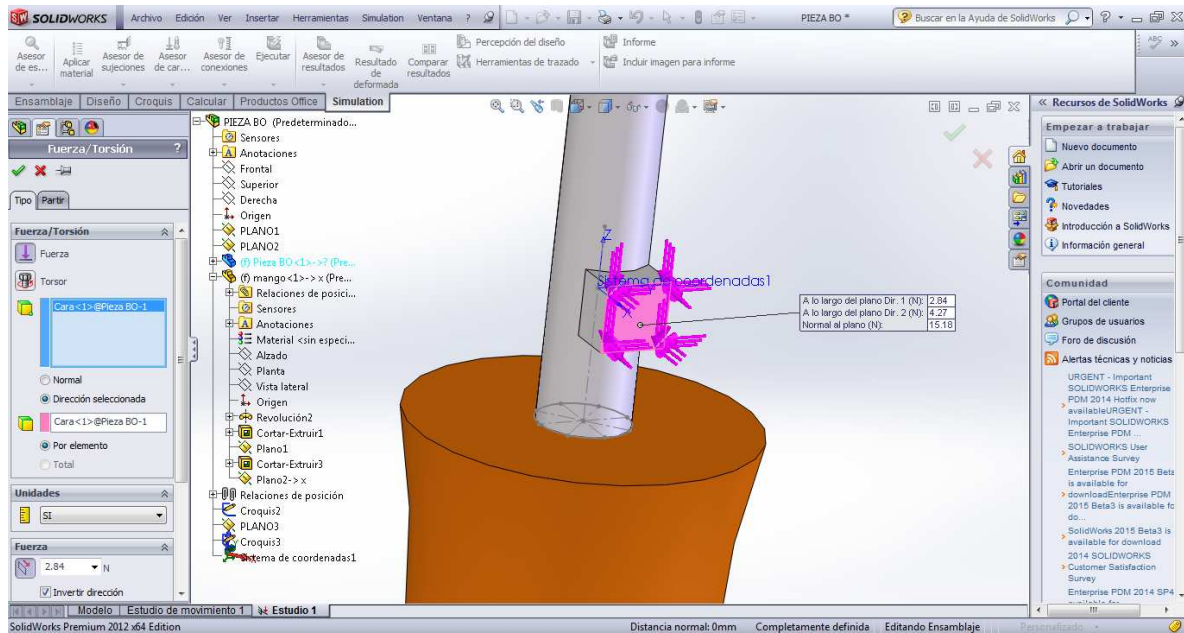


Figura 72 Aplicación de las cargas en “dirección seleccionada” sobre una superficie

En la zona izquierda, más abajo, están las 3 direcciones referentes al plano seleccionado. En ellas, se selecciona la dirección correspondiente al valor de fuerza de cada eje según el caso de carga a estudio siendo coherente con el sistema de coordenadas del acelerómetro (que no es el mismo que el de SOLIDWORKS, como hemos explicado con anterioridad).

Para el caso de carga que previsiblemente va a ser el de diseño (mayor valor del módulo de aceleración), se meten los valores como aparece en la figura:

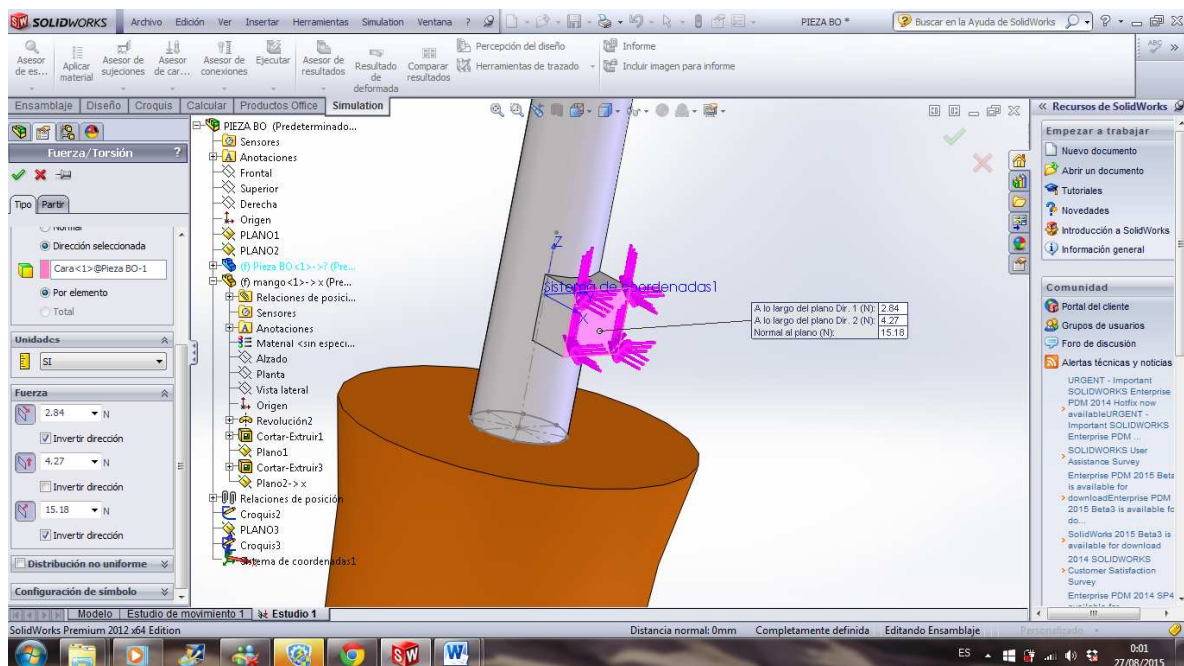


Figura 73 Aplicación de las cargas obtenidas en el acelerómetro triaxial (para el caso de carga de diseño) en las direcciones y ejes adecuados a los ejes reales del acelerómetro

Se aprecia que se consiguen la direcciones deseadas (hacia dentro en x, y direcciones negativas en y,z según los ejes del acelerómetro).

$$F_x=15,18 \text{ N}$$

$$F_y= -2,84 \text{ N}$$

$$F_z= -4,27 \text{ N}$$

6.3.- Condiciones de contorno

Es el apartado más complicado de introducir, ya que se deben introducir de tal manera que se “ilumine” la zona por donde rompe la pieza en base a la experiencia; es decir, que la zona de mayores tensiones resultantes (coloreada en rojo en el mapa de tensiones) sea la zona por la cual rompe la herramienta.

Se introducen en el programa mediante el botón “Asesor de sujeciones”.

Para conseguir las restricciones adecuadas, se prueban diferentes combinaciones:

a) Geometría fija (empotramiento) de los dos extremos

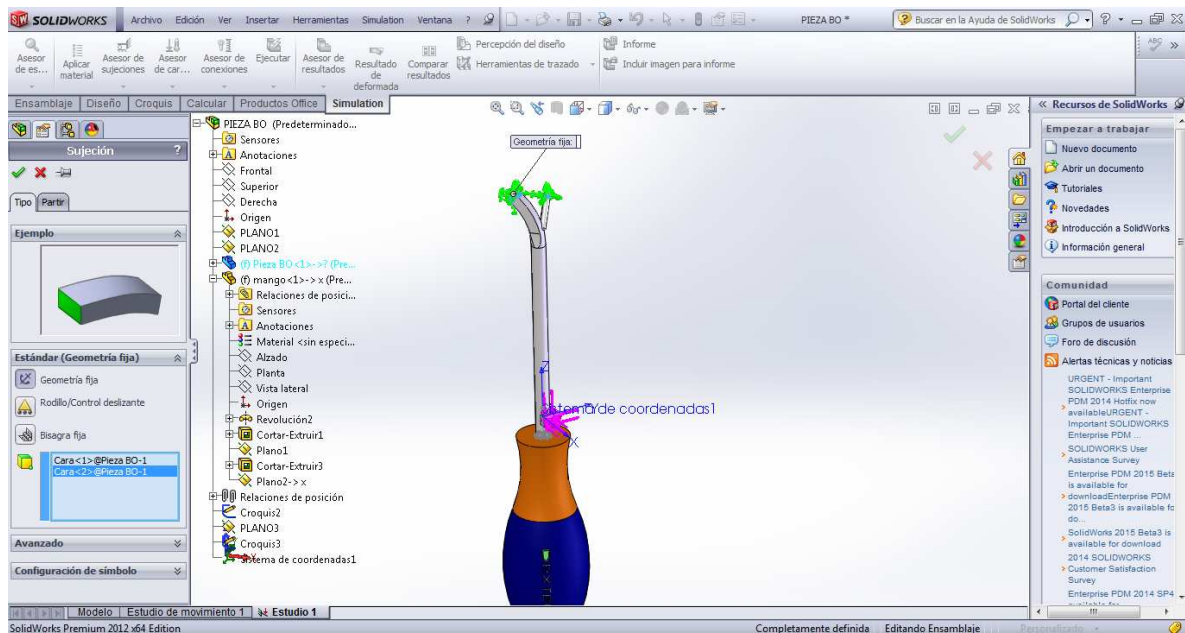


Figura 74 Condición de contorno empotramiento de los 2 extremos del envarillador

Realizando un mallado sencillo, podemos ver que el resultado en el mapa de tensiones de Von Mises no se corresponde con la realidad, por lo que se ha descartado. La herramienta no se “ilumina en rojo” en la zona por donde rompe.

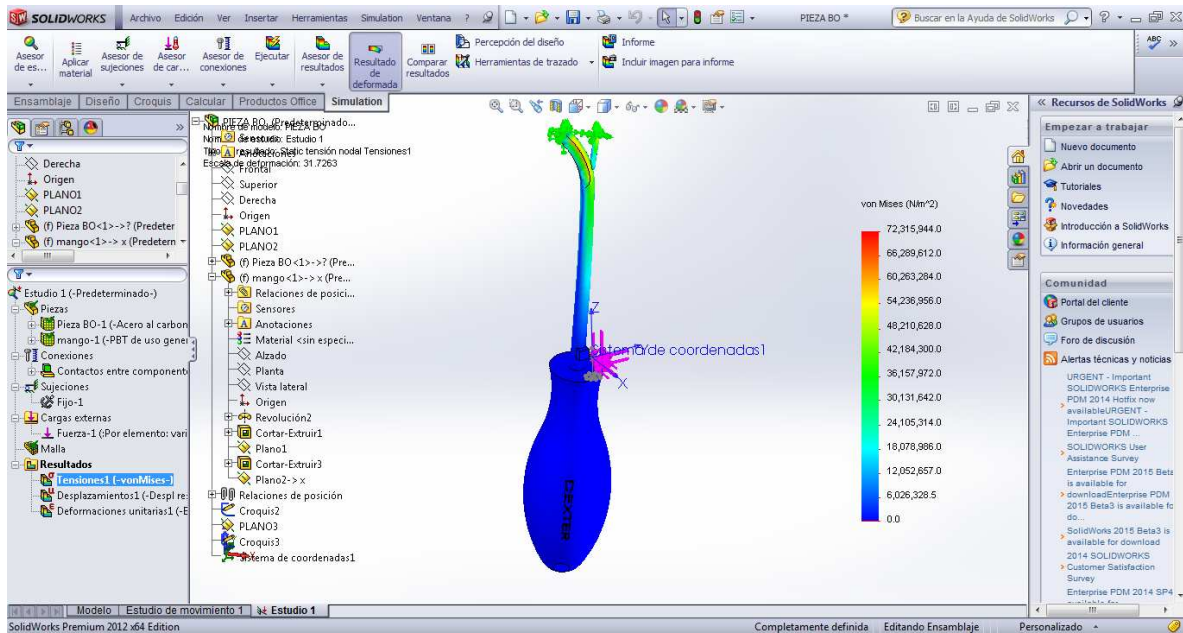


Figura 75 Mapa de tensiones de Von Mises para la carga de diseño y ambos extremos empotrados

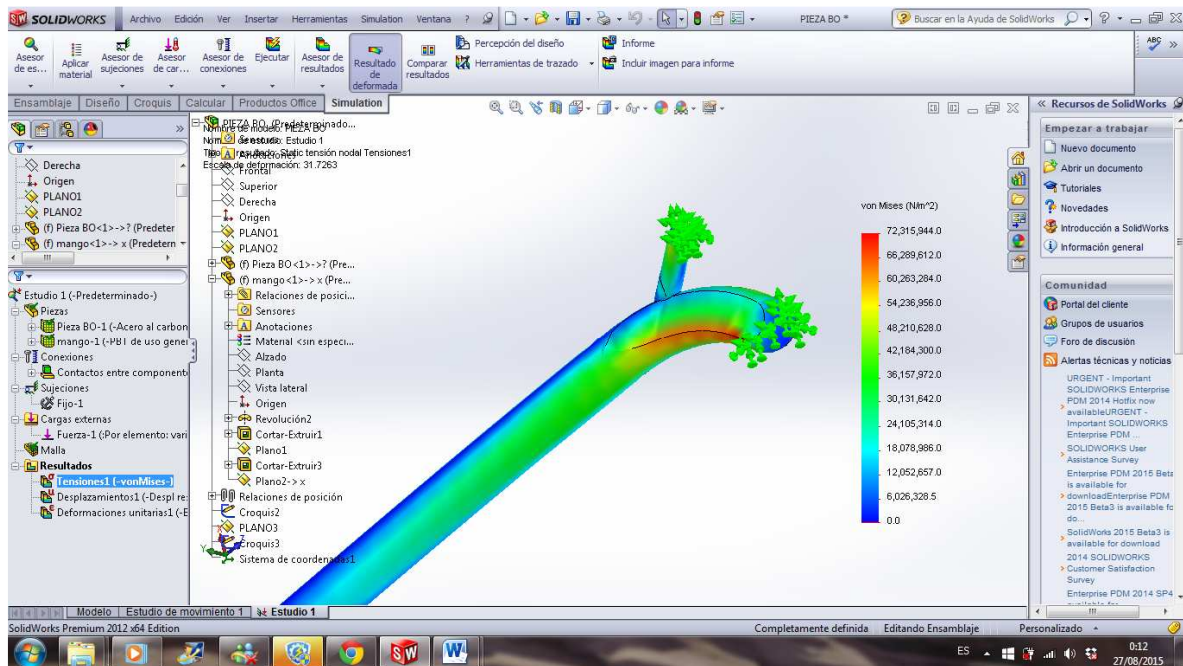


Figura 76 Detalle del mapa de tensiones de Von Mises donde se aprecia que la herramienta presenta el valor máximo de tensión (72,3 MPa) en la trasera

- b) Geometría fija (empotramiento) en el extremo de la varilla soldada y rodillo/control deslizante en las caras laterales curvadas

Se aplica en las 2 caras planas curvadas como aparece en la figura:

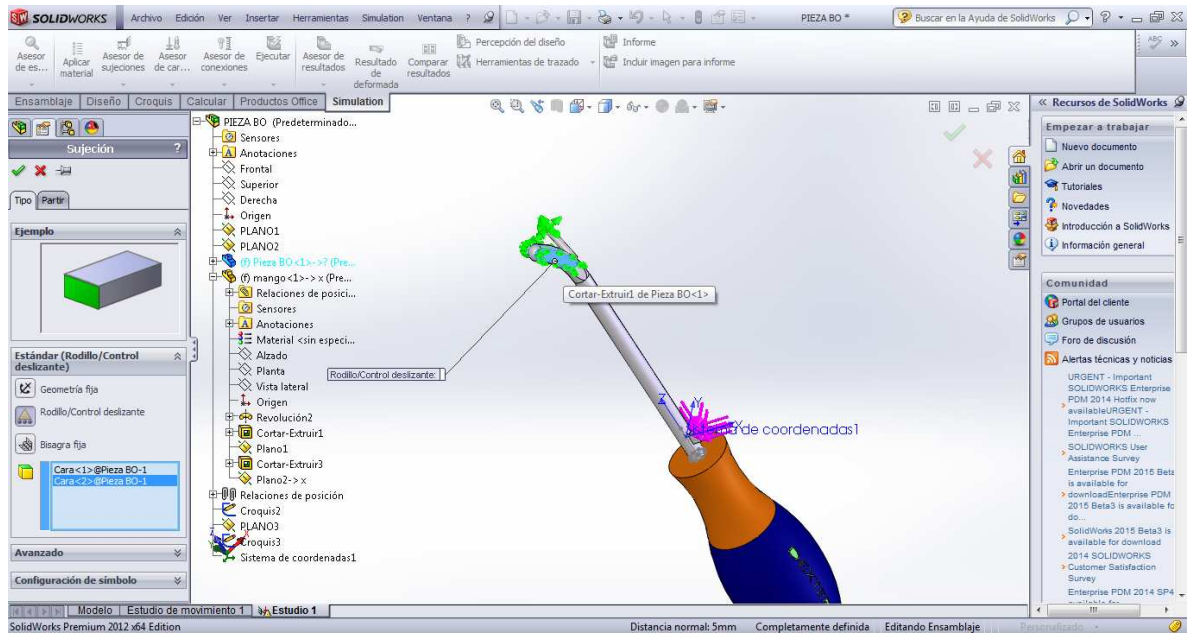


Figura 77 Condición de contorno empotramiento en la varilla de 3 mm de diámetro y deslizamiento en las 2 caras planas de la otra punta

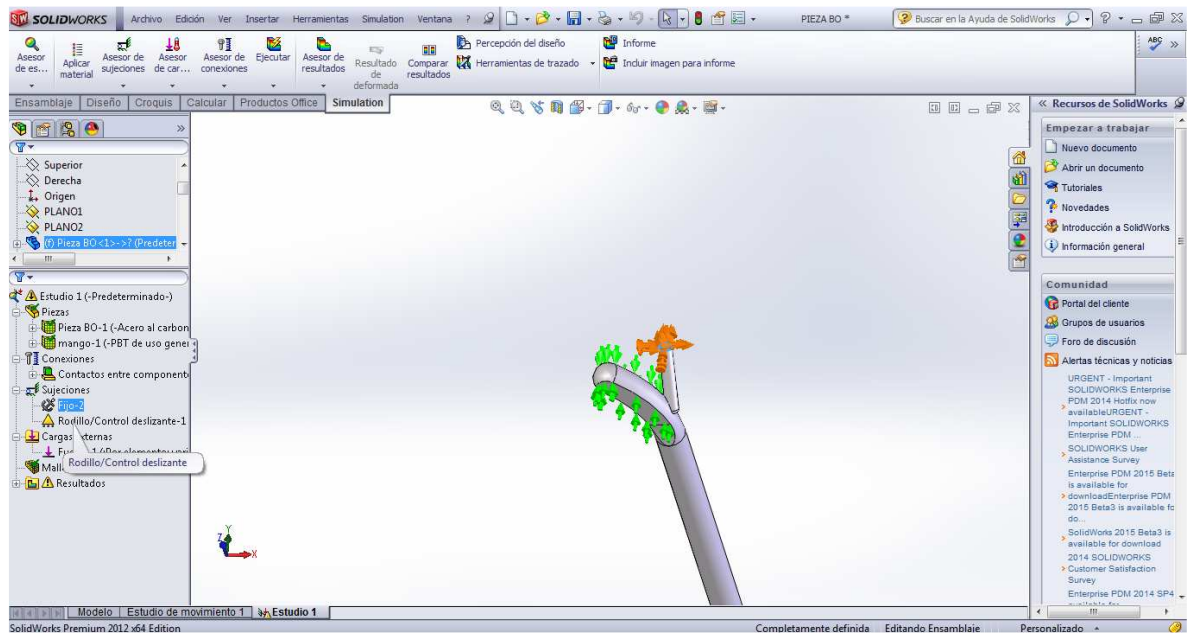


Figura 78 Detalle de las condiciones de contorno

Con un mallado estandar y las fuerzas del caso de carga número 1, se obtiene el siguiente resultado:

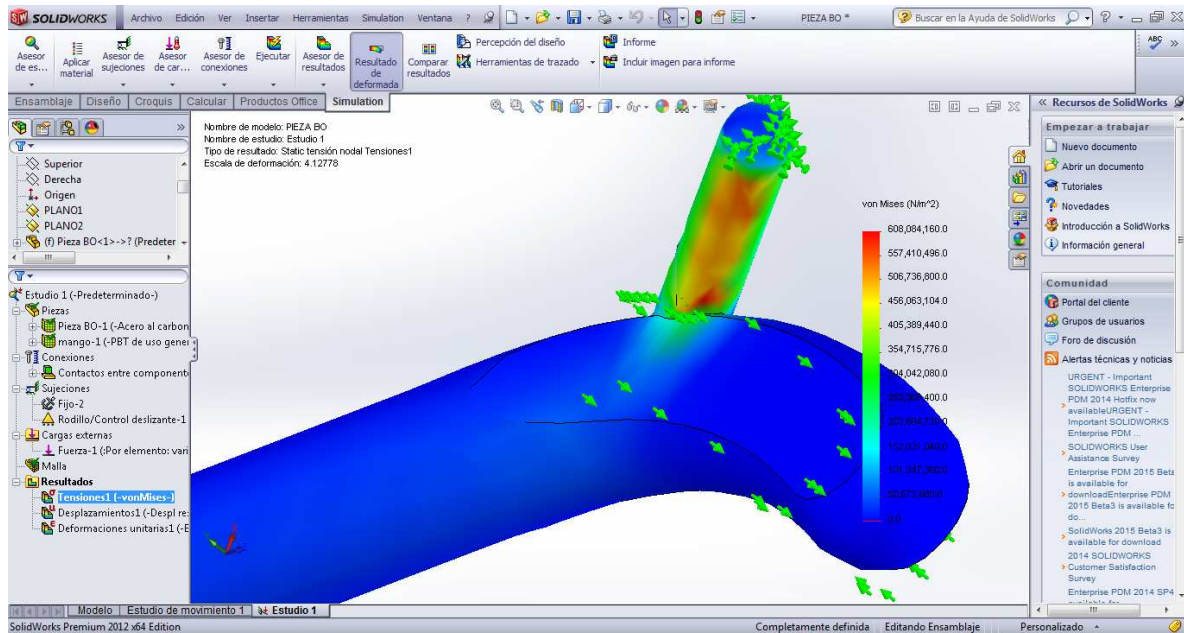


Figura 79 Detalle del mapa de tensiones de Von Mises donde se aprecia que la herramienta presenta el valor máximo de tensión (608 MPa) en la zona donde comienza la rotura real

Se puede comprobar que, efectivamente, el mayor valor de tensión se produce en la zona de empalme (soldadura) entre la varilla y la pieza metálica torcida, como ocurre en la realidad, por lo que éstas van a ser las restricciones a aplicar en el modelo.

6.4.- Mallado

Antes de ejecutar, es necesario mallar el conjunto en el que resolver las ecuaciones diferenciales que modelan la mecánica del sólido. En el botón “Ejecutar”, al desplegarse, está el comando “Crear malla”.

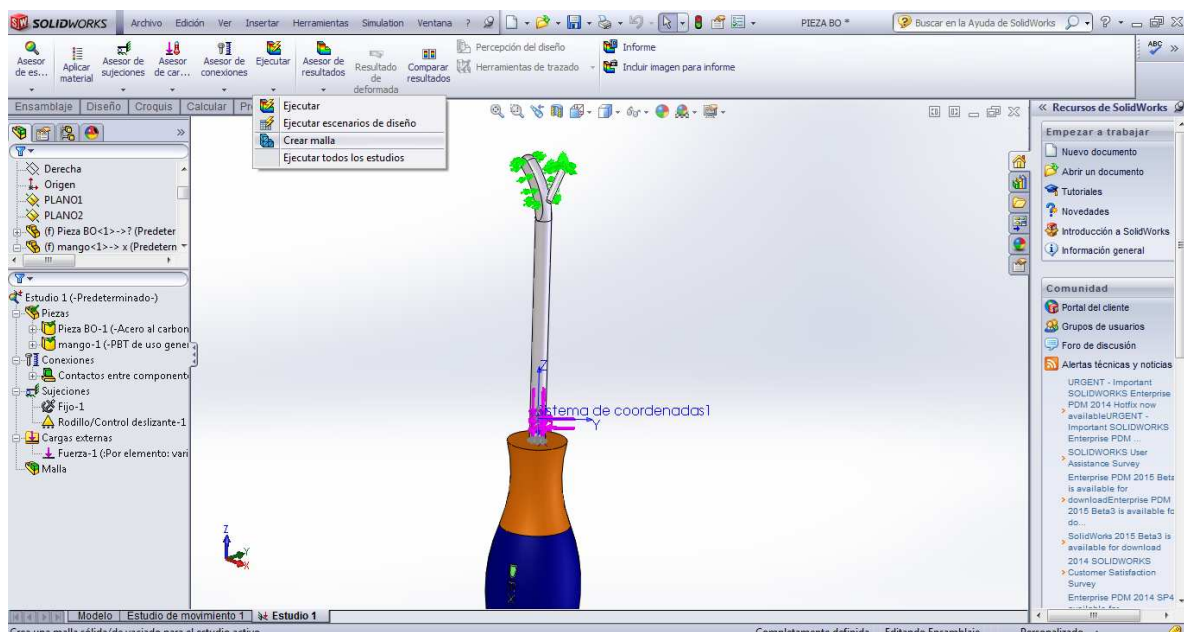


Figura 80 Comando “Crear malla”

Una vez se ha ejecutado, existen varias opciones para que el programa cree una malla menos precisa (más gruesa) o más precisa (más fina). O incluso parametrizar el tamaño de los elementos finitos en los cuales se descompone el sistema:

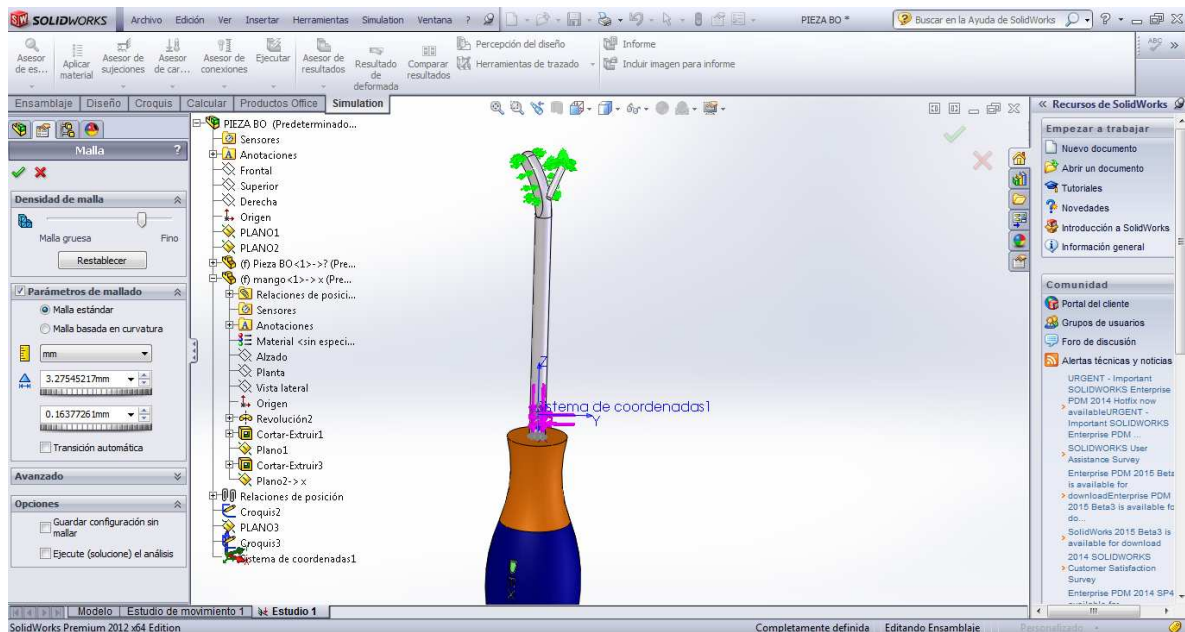


Figura 81 Opción refinar la densidad de mallaado

Con la barra que va aumentando o disminuyendo la densidad de la malla, se ve cómo aumenta o disminuye el tamaño de los elementos.

En este caso, se ha calculado el primer caso de carga con el mallaado de la figura anterior (más fino que la opción que aparece por defecto).

Al darle al tick, aparece el conjunto mallaado:

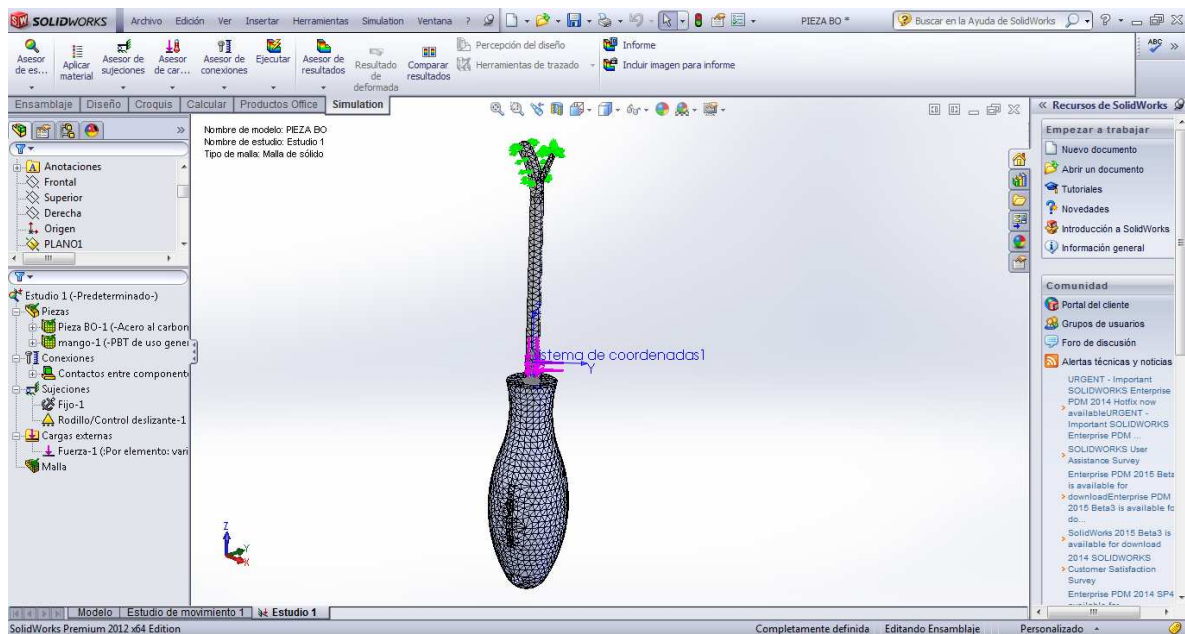


Figura 82 Mallaado más fino del modelo del envarrillador

Finalmente, se puede obtener el resultado del mapa de tensiones de Von Mises pulsando el botón “Ejecutar”.

En este caso, al afinar la malla, se obtiene un resultado ligeramente diferente al anterior, disminuyendo el valor de la tensión.

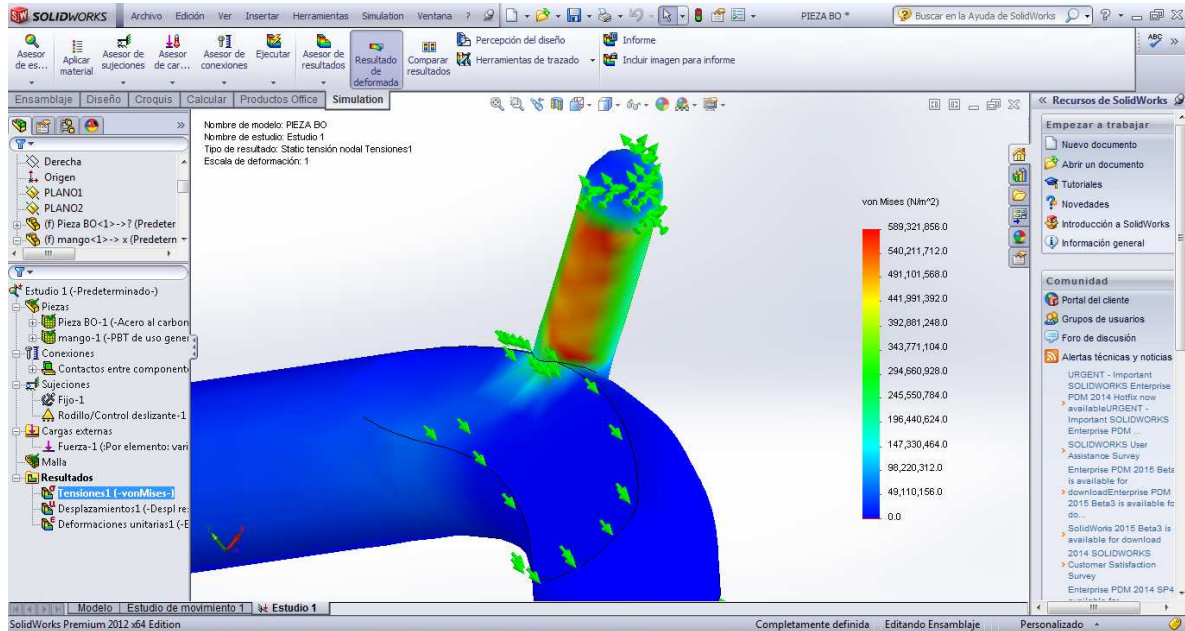


Figura 83 Mapa de tensiones de Von Mises para el caso de carga anterior y mallado fino

6.5.- Resultado de tensiones resultantes de Von Mises para los 4 casos de carga

Para comparar los resultados en los 4 casos de carga, se ha realizado el mallado con la malla estándar que sale por defecto (no tan refinada).

- MÁXIMO VALOR DEL MÓDULO DE ACELERACIÓN (COINCIDE CON EL INSTANTE DE MAYOR VALOR ABSOLUTO DE ACELERACIÓN X)

Como se ha mostrado anteriormente, se tiene una tensión máxima de unos 608 MPa en la zona de rotura.

b) MÁXIMO VALOR NEGATIVO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE X

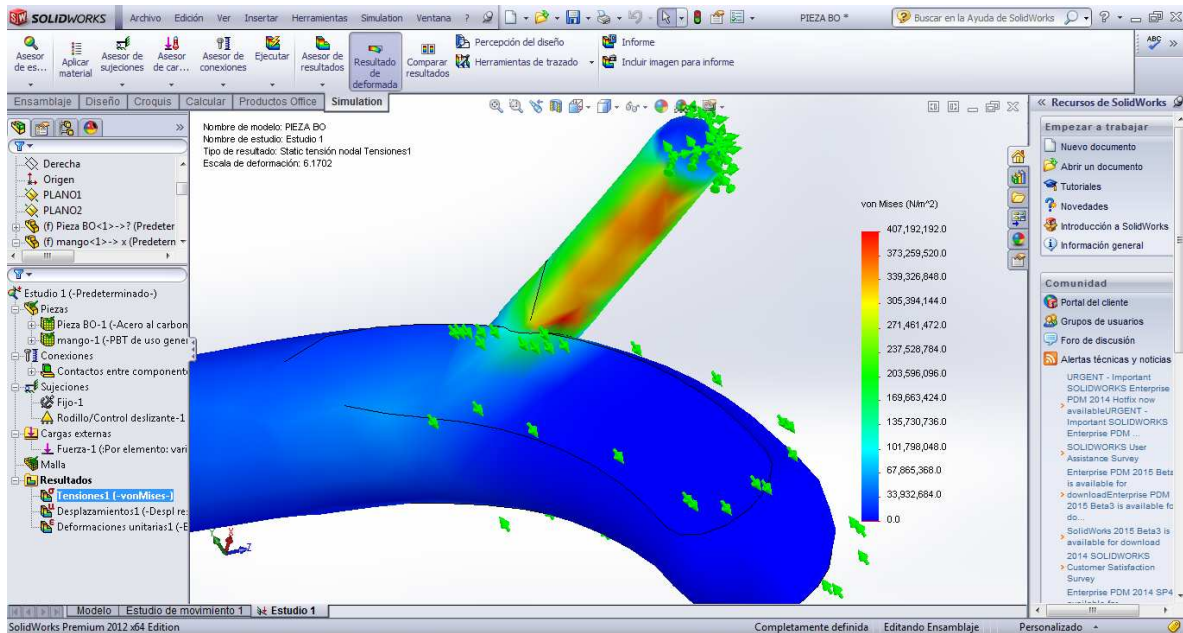


Figura 84 Mapa de tensiones de Von Mises para el caso de carga de mayor valor de pico de aceleración en el eje x

Se tiene una tensión máxima de rotura de unos 407 MPa.

c) MÁXIMO VALOR ABSOLUTO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE Y

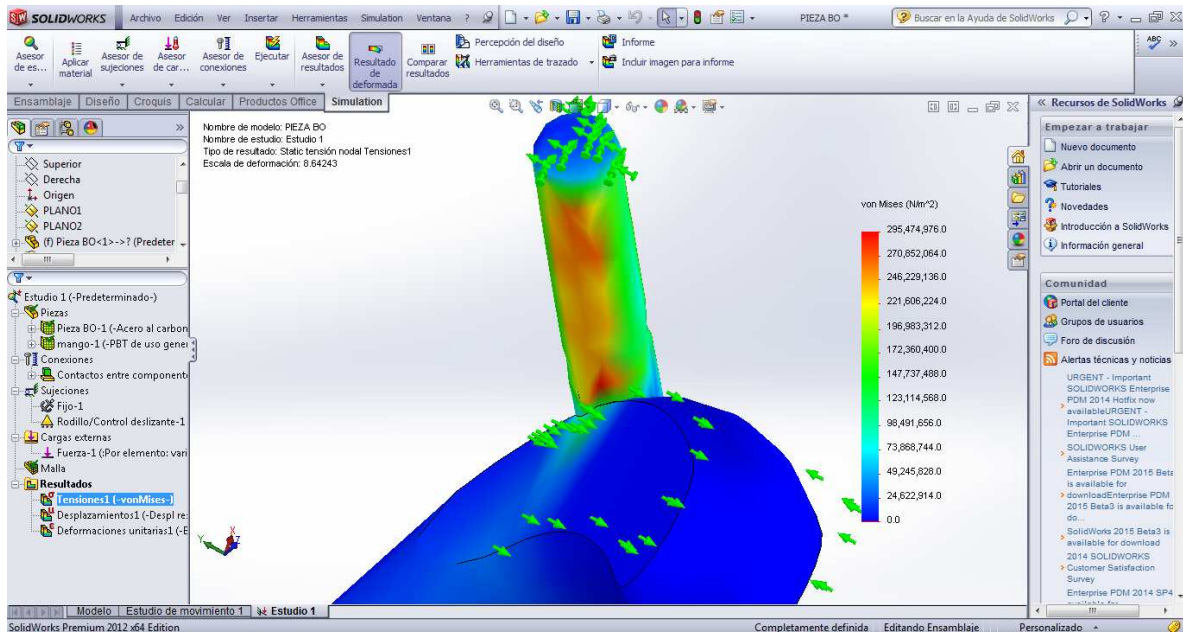


Figura 85 Mapa de tensiones de Von Mises para el caso de carga de mayor valor absoluto de aceleración en el eje y

Se tiene una tensión máxima de rotura de unos 295,5 MPa.

d) MÁXIMO VALOR ABSOLUTO DE PICO DE ACELERACIÓN EN EL EJE Z

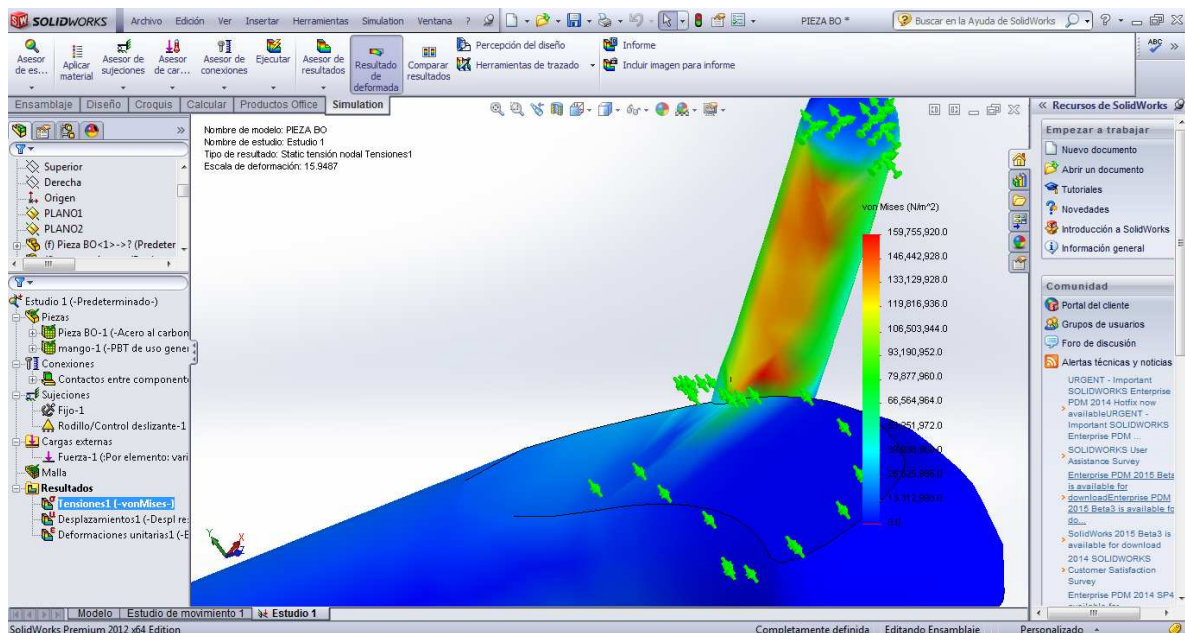


Figura 86 Mapa de tensiones de Von Mises para el caso de carga de mayor valor absoluto de aceleración en el eje z

Se tiene una tensión máxima de rotura de unos 160 MPa.

Como era previsible, la carga de diseño ante esfuerzo estático para modelar la herramienta, es el primer caso, teniendo un resultado de tensión máxima de unos 608 MPa.

7.- ESTUDIO DEL FALLO A FATIGA

7.1.- Teoría general de la fatiga

La fatiga es un fenómeno que despierta un gran interés en el mundo ingenieril, teniendo en cuenta las repercusiones que conlleva un mal diseño de componentes y estructuras que fallan en servicio. La competitividad existente en el mercado propicia que componentes y estructuras sean cada vez más eficientes, ligeras, esbeltas, baratas, etc. lo que conlleva a diseños donde premia el ahorro de material, simplificar los costes de fabricación, llevar al límite los coeficientes de seguridad, etc. En muchas ocasiones, las piezas rompen de forma catastrófica por el efecto de fatiga y la repercusión es simplemente económica, pero existen piezas de seguridad que fallan y conllevan la pérdida de vidas humanas.

La fatiga es una forma de rotura, que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes. Es conocido desde hace años que los materiales rompen con mayor facilidad bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes. También sabemos que la aplicación de una fuerza que se repite a lo largo del tiempo conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores). De hecho, la rotura puede ocurrir a un nivel de tensión sensiblemente menor que la resistencia a la tracción o el límite elástico correspondiente a una carga estática. Además, tiene un aspecto frágil aun en metales que son normalmente dúctiles, en el sentido de que no hay deformación plástica importante asociada a la rotura. El proceso ocurre por la iniciación y la propagación de fisuras, además, normalmente la superficie de fractura es perpendicular a la dirección de una tracción aplicada.

El proceso de rotura por fatiga es [10]:

1.- Iniciación de la grieta: Se forma una grieta pequeña en alguna región de alta concentración de tensiones.

Todos los materiales presentan defectos como inclusiones, precipitados, poros, bordes de grano, etc. Estos defectos permiten el desarrollo de micro grietas que en ocasiones se detendrán frente a un borde de grano o inclusión y en otras ocasiones se propagaran hasta fracturar el componente.

La superficie es el lugar donde suelen encontrarse las tensiones máximas (concentración de tensiones). Son estas zonas donde suelen desarrollarse las micro grietas causadas por los esfuerzos alternos a los que son sometidos los componentes. Estos esfuerzos producen deformaciones plásticas que pueden provocar deslizamientos de grano, con lo que este queda expuesto a la atmosfera y se oxida (escalón). Conforme se va invirtiendo el sentido de la carga irán apareciendo más escalones, que creara una superficie irregular. Finalmente, aparecerá una micro grieta que se propagará formando un ángulo de 45° respecto a la dirección de tracción. Conforme se suceden los ciclos, la micro grieta tratara de propagarse alrededor de los granos contiguos.

2.- Propagación de la grieta: La grieta avanza de forma gradual en cada ciclo de carga.

Tras el estado I, varias micro grietas se combinan y forman un frente de dirección que producirá la propagación de la micro grieta en una dirección perpendicular al plano. Este cambio de dirección suele producirse cuando la micro grieta ha atravesado unos pocos granos y descubre que perpendicularmente el esfuerzo necesario para propagarse es menor [13].

A partir de este momento la propagación es estable y cumple:

$$\frac{da}{dN} = A \cdot (\Delta K)^m$$

Donde:

- A y m = son constantes para un determinado material
- K = Factor de intensidad de tensiones
- $\frac{da}{dN}$ =pendiente de la curva de velocidad de crecimiento

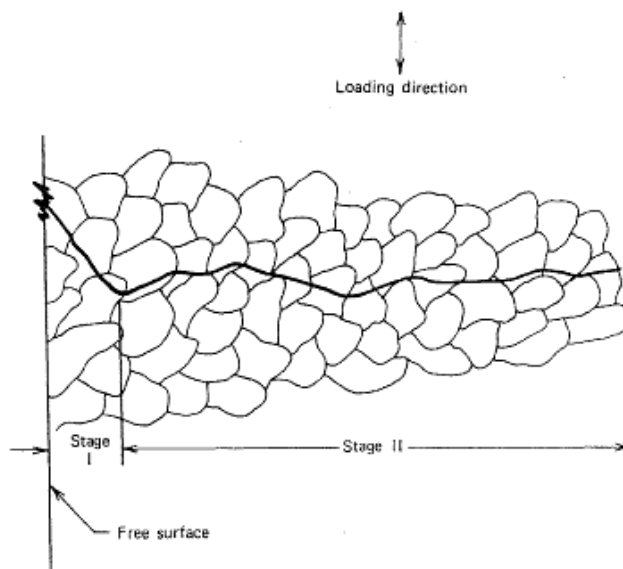


Figura 87 Esquema gráfico de los estadios I y II del avance de la grieta en fatiga

3.- Rotura final: Ocurre muy rápidamente una vez que la grieta ha alcanzado un tamaño crítico.

Una vez llegado a esta fase, la propagación de grieta es muy rápida. Se van creando las llamadas líneas de playa según se van sucediendo el número de ciclos. El centro de la circunferencia de las líneas de playa indica el lugar donde se inició la grieta, lo que en ocasiones puede servir para identificar el problema. Si la grieta sigue creciendo, llegará un momento en el que se produzca la rotura catastrófica. Esta presentará la forma de una rotura frágil independientemente del tipo de material [11]:

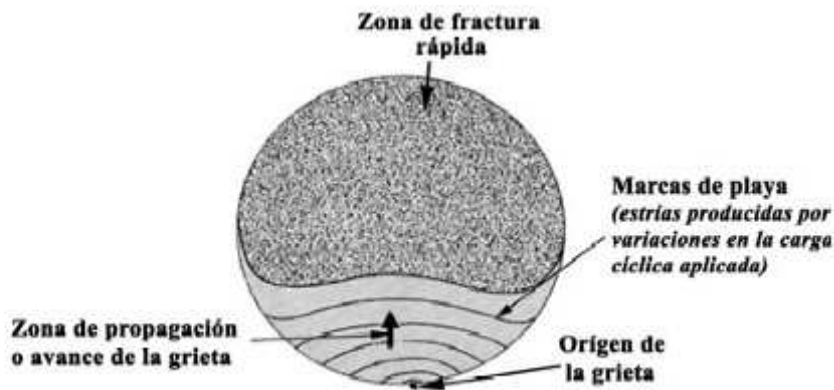


Figura 88 Aspecto y marcas producidas en una sección que rompe a fatiga

La fatiga es una rotura peligrosa, que no avisa ni presenta deformaciones que permita identificar el colapso de componentes o de estructuras.

El mejor procedimiento que se puede desarrollar consiste en elaborar un programa de ensayos, que debería ser requisito y no una opción para prevenir los fallos a fatiga. Conocer por qué ocurren los fallos a fatiga para así poder emplear los métodos más adecuados para mejorar la resistencia. Pero los ensayos son complejos, caros, necesitan mucho tiempo y dispositivos muy sofisticados. Por eso, en muchas ocasiones es necesaria la simulación mediante software de ordenador que permita simplificar y reducir al mínimo el coste y el tiempo de cada experimento.

7.1.1.- Diagrama S-N

La curva S-N se obtiene al someter una probeta a un determinado ciclo de tensión, de amplitud constante y tensión media fija. El objetivo es obtener una gráfica que representa el número de ciclos hasta la fractura final "N" contra la amplitud "S" de la tensión aplicada durante el ensayo. La tensión se calcula a partir de las cargas, obtenidas a partir de las fórmulas estándar de resistencia de materiales. Estas tensiones nominales sólo se corresponden con las tensiones reales del material en la zona elástica del material. La resistencia a fatiga no depende sólo de la amplitud de la tensión sino también de su valor medio, por lo tanto, existen unas curvas para cada valor.

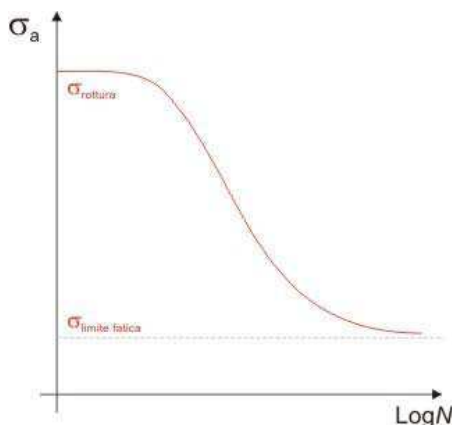


Figura 89 Curva tensión-número de ciclos (logarítmica)

En la curva de la figura 77, pueden distinguirse tres zonas claramente diferenciadas:

- Zona de ciclo bajo: Se sitúa por debajo de los 10^3 o 10^4 ciclos. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia. En esta zona, el daño "puro" por fatiga se ve acompañado por el producido por las deformaciones plásticas que son apreciables a esos altos niveles de tensión.
- Zona de ciclo alto: Hasta 10^6 o 10^7 ciclos para los aceros. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.
- Zona de vida infinita: Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir (S_e').

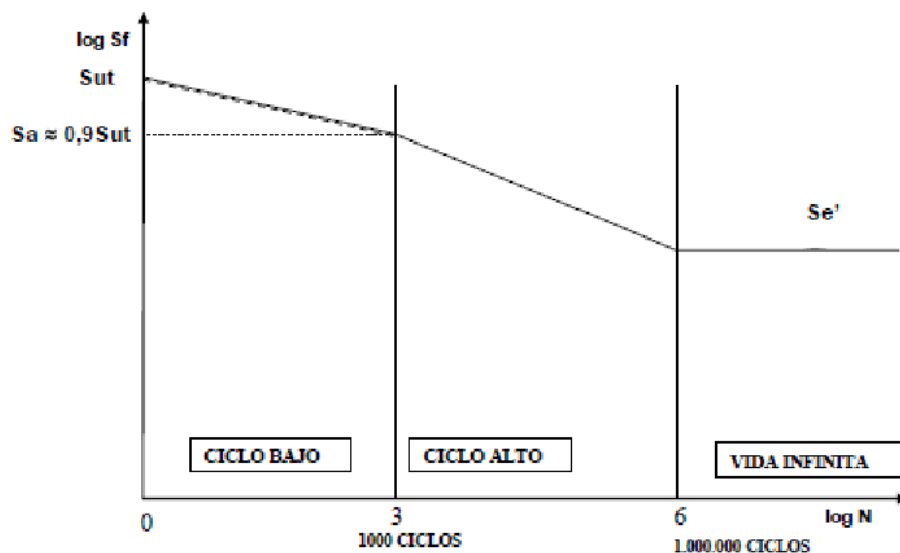


Figura 90 Curva S-N típica con las 3 zonas diferenciadas de fallo a fatiga

La curva S-N es de especial interés en la zona de vida finita, ya que en la zona de ciclo bajo se prefieren otros enfoques debido a la presencia de deformaciones elasto-plásticas, y la zona de vida infinita no suele presentarse en la práctica excepto en casos especiales.

Estas curvas son obtenidas estadísticamente, y para ello se parte de 4 o 5 grupos de unas 15 probetas cada grupo. Se seleccionan también 4 o 5 niveles de amplitud de tensión alterna a partir de una estimación previa de la curva. Cada subgrupo se ensaya a uno de los niveles escogidos sometiendo las probetas a ciclos de tensión alterna que pueden ser por flexión plana, flexión rotativa, torsión o tracción-compresión. El tipo de ensayo más fácil de realizar, y por tanto más habitual, es el de flexión rotativa sobre probetas cilíndricas.

El dispositivo para ensayos de fatiga más empleado es la máquina de flexión rotativa de alta velocidad de R. Moore, que somete la probeta a flexión pura por medio de pesas. El comportamiento frente a otros tipos de sollicitación suele extrapolarse a partir de los ensayos en flexión rotativa. Para cada nivel de amplitud se registran los ciclos hasta la fractura final de cada probeta y los resultados se grafican en un diagrama S_a -N. Los resultados obtenidos presentan una importante dispersión estadística en torno a los valores medios, por lo que es conveniente ajustar más de una curva a la nube de datos resultante.

De este modo es posible establecer las denominadas curvas S-N-P o lo que es lo mismo, familias de curvas S-N. Por procedimientos de ensayo más simples pueden estimarse de modo rápido la curva S-N correspondiente a los valores medios (50% de fallos), pero aun así es preciso ensayar un mínimo de 8 probetas. La obtención de información estadística suficientemente precisa, implica la realización de numerosos ensayos.

7.1.2.- Límite a fatiga

Algunos materiales presentan un límite a fatiga (S_f), que por debajo de un valor de tensión alterna, no produce el fallo por fatiga. Pero en la mayoría de los materiales, no existe este límite y la curva S-N sufre un ligero alisamiento, de manera que el material siempre termina fallando.

Hoy en día consideramos que el límite de fatiga no está asociado a la formación de microgrietas, sino a la detención del avance de estas a nivel microestructural. Las grietas avanzan desde imperfecciones iniciales en el material, o en la microgeometría del mismo, pero muchas de ellas acaban deteniéndose al no poder superar las barreras internas impuestas a su crecimiento como puede ser el borde de un grano. La tensión alterna debe superar cierto valor para que la micro grieta pueda superar estos obstáculos. El valor de tensión alterna necesario para superar la mayor barrera al crecimiento de las grietas en esta etapa inicial, es el límite de fatiga. Cualquier factor como corrosión, rugosidad o ciclos ocasionales que superen el límite elástico, ayudan a la microgrieta a superar ese obstáculo y continuar su crecimiento. En este caso, la curva S-N sufre un cambio de pendiente (nariz de la curva de Wöhler).

En los aceros el límite de fatiga varía de modo aproximadamente lineal con la resistencia a la tracción hasta cierto valor de ésta (aproximadamente 1400 MPa) a partir del cual su valor queda estabilizado [12]. Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de los resultados de límite de fatiga obtenidos en flexión rotativa para un gran número de hierros y aceros. Mischke ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción. Dependiendo del material:

- Hierros y aceros forjados:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 1400 \text{MPa}$$

$$S'_e = 700 \text{MPa} \rightarrow S_{ut} \geq 1400 \text{MPa}$$

- Aceros colados:

$$S'_e = 0,45 \cdot S_{ut} \rightarrow S_{ut} \leq 600 \text{MPa}$$

$$S'_e = 275 \text{MPa} \rightarrow S_{ut} \geq 600 \text{MPa}$$

7.1.3.- Factores modificadores del límite a fatiga

Los ensayos a partir de los cuales se obtienen los datos de los diversos materiales, se realizan con probetas que tienen determinadas características como el tipo de material, su grado de aleación, método de fabricación, condiciones y atmósfera de trabajo, presencia de entallas, etc. Todos estos factores son tenidos en cuenta como coeficientes, que se aplican al valor de resistencia a la fatiga obtenido para la pieza ensayada en condiciones de laboratorio. Sin embargo, las piezas, componentes o estructuras que se emplean en problemas reales son muy diferentes a las probetas. Por eso es necesario determinar y cuantificar la influencia de diversos factores que pueden variar los datos obtenidos de los ensayos. A continuación analizamos una serie de coeficientes modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico (S_e) con los resultados de límite de resistencia a la fatiga obtenido con probetas de ensayo (S'_e).

La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S'_e), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina Ecuación de Joseph Marín:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S'_e$$

- a) Factor de superficie (K_a)

La superficie de la probeta corresponde a un pulido especular, mientras que la de la pieza real, en general, presenta una rugosidad mayor. La sensibilidad a la rugosidad superficial es mayor cuanto mayor es la resistencia del material [10].

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b$$

Acabado de superficie	Factor a		Exponente b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o estirado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Figura 91 Tabla con los coeficientes “a” y “b” para el cálculo de K_a en función del acabado superficial

En el caso de nuestro estudio, se va a considerar el caso de un acero al carbono (como en el modelo) 1090 forjado (si bien es cierto que el proceso no es forja, sino deformación ruda en caliente). De las tablas se obtienen los valores de la tensión de rotura y el límite elástico [16]:

Tensiones de rotura de algunos materiales			
Material	Límite elástico (MPa)	Tensión de rotura (MPa)	Densidad (g/cm ³)
Acero estructural ASTM acero A36	250	400	7.8
Acero al carbono 1090	250	841	7.58
Piel humana	15	20	2.2
Micro-Melt® 10 Tough Treated Tool Steel (AISI A11) ⁴	5171	5205	7.45
2800 Maraging steel ⁵	2617	2693	8.00
AerMet 340 ⁶	2160	2430	7.86
Sandvik Sanicro 36Mo logging cable Precision Wire ⁷	1758	2070	8.00
Acero AISI 4130, water quenched 855 °C, 480 °C temper ⁸	951	1110	7.85
Titanio 11 (Ti-6Al-2Sn-1.5Zr-1Mo-0.35Bi-0.1Si), Aged ⁹	940	1040	4.50
Acero, API 5L X65 ¹⁰	448	531	7.8
Acero, high strength alloy ASTM A514	690	760	7.8
Polietileno de alta densidad (HDPE)	26-33	37	0,95
Polipropileno	12-43	19.7-80	0,91
Acero inoxidable AISI 302 - Cold-rolled	520	860	8,19
Cast iron 4.5% C, ASTM A-48	130	200	
"Liquidmetal" alloy ^[cita requerida]	1723	550-1600	6,1

Figura 92 Límite elástico y tensión de rotura de diferentes materiales

$$S_{ut} = 841 \text{ MPa}$$

$$S_e = 250 \text{ MPa}$$

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b = 272 \cdot (841)^{-0,995} = 0,335$$

b) Factor de tamaño (K_b)

La resistencia a la fatiga depende del tamaño de la pieza, consecuencia directa de la naturaleza estadística de la fatiga. La rotura a fatiga depende de la distribución aleatoria de puntos débiles o imperfecciones en el material. Por eso, una pieza de mayor tamaño tendrá una mayor distribución de puntos débiles que una más pequeña, por lo tanto es de esperar que tenga una menor resistencia a la fatiga, o sea, que falle a tensiones más bajas.

Para el cálculo de este factor de tamaño en secciones circulares se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Flexión rotativa / torsión [13]:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \rightarrow 2,79 < d(\text{diámetro}) < 51 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,6 - 0,75 \cdot d \rightarrow d > 51 \text{ mm}$$

Según otros autores [12]:

$$K_b=1 \rightarrow d < 10 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \rightarrow 8 < d < 250 \text{ mm}$$

- Carga axial:

$$K_b=1 \rightarrow d < 10 \text{ mm}$$

$$K_b = 0,6 - 0,7 \cdot d \rightarrow 8 < d < 250 \text{ mm}$$

En el caso del envarillador, la rotura tiene lugar en una sección circular de 3 mm de diámetro, ante un esfuerzo de flexión:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} = \left(\frac{3}{7,62} \right)^{-0,1133} = 1,11$$

Otros autores tomarían $K_b=1$, según la otra referencia.

c) Factor de carga (K_q)

Este factor considera los distintos esfuerzos actuantes frente a la flexión rotativa:

- Flexión rotativa: 1
- Flexión alternada: 1
- Carga axial:
 - Método 1: 0,923 para $S_{ut} < 1520 \text{ MPa}$ y 1 para $S_{ut} > 1520 \text{ MPa}$
 - Método 2: 0,85
- Esfuerzo cortante: 0,577
- Esfuerzo de torsión: 0,577

A continuación, se presenta una foto de detalle para entender las cargas a las que está sometida la varilla soldada del envarillador:



Figura 93 Carga de flexión a la que está sometida la varilla

Se puede observar que la barra más gruesa apoya en el inserto, por lo que se puede interpretar que el extremo de la varilla fina que va soldada, está empotrada y el extremo contrario está sometido a una carga en la dirección de la foto, sometiendo a la sección a esfuerzos de flexión.

Por tanto, $K_q = 1$ para este estudio.

d) Factor de temperatura (K_d)

Este factor considera la diferencia de temperatura entre el ensayo realizado y la temperatura de operación. Cuando las temperaturas son bajas se debe comprobar el fallo frágil y cuando las temperaturas son altas se debe comprobar el fallo por fluencia. El límite elástico disminuye monótonamente con la temperatura, mientras que la resistencia a la tracción aumenta un poco inicialmente para luego disminuir. La variación de la resistencia a fatiga se supone similar a la de la resistencia a tracción.

$$K_d = \frac{S_{ut}}{S_u}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tracción a temperatura T y S_u la resistencia a tracción a la temperatura normal (normalmente 20°C). Mirando en la tabla, y

suponiendo la temperatura de trabajo en la fábrica en torno a los 20-30° C) lo obtenemos directamente:

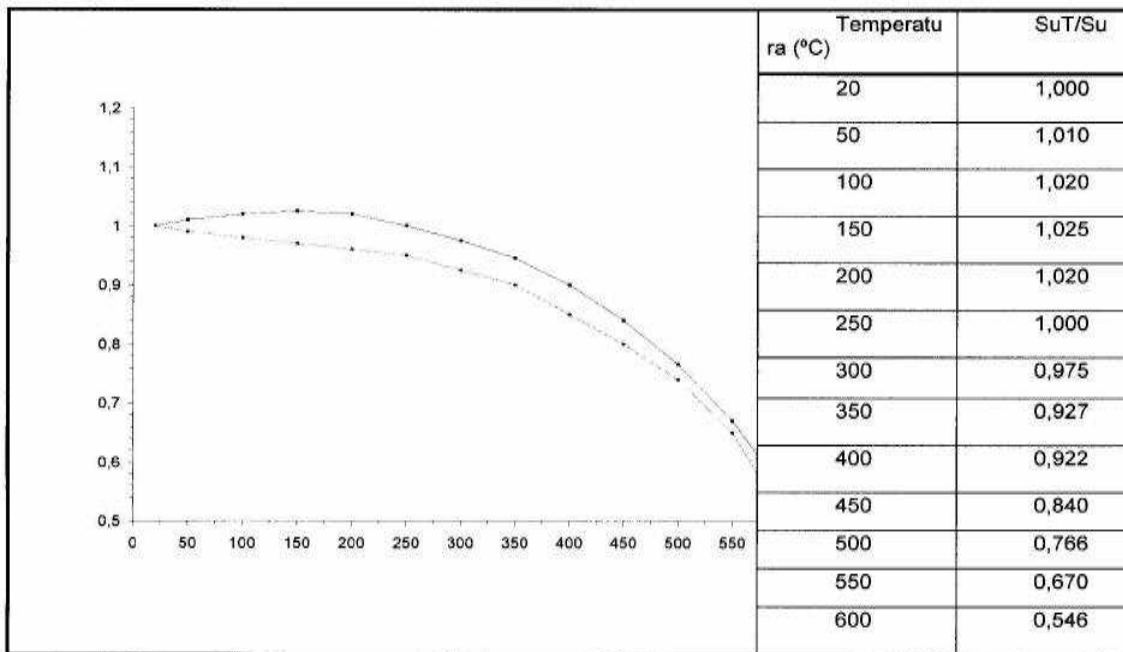


Figura 94 Tabla y gráfica que relaciona la temperatura ambiente con el factor de temperatura

$K_d=1$

e) Factor de concentración de tensiones (K_e)

El factor de concentración de tensiones es aquel que multiplica al esfuerzo nominal para obtener un valor "corregido" del esfuerzo, que tenga en cuenta el efecto de la discontinuidad. Las entallas producen concentración de tensiones.

Existen varias fórmulas teniendo en cuenta la relación entre diámetros de las secciones que se unen y el radio de acuerdo entre ambas. Con estos datos, se entra en una tabla que es diferente dependiendo del tipo de esfuerzo al que está sometida la sección. Para el caso del presente estudio (flexión), sería [10]:

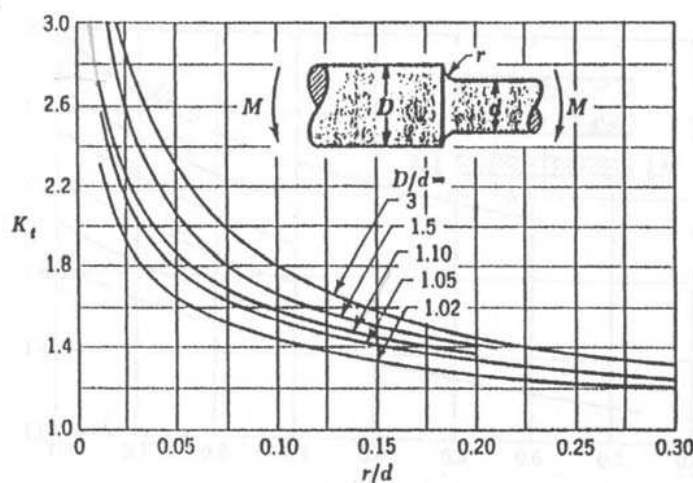


Figura 95 Gráfica que proporciona K_t con el tipo de unión entre secciones y el tipo de esfuerzo

Con el valor de K_t se puede obtener el factor de entalla a fatiga (q) y con él, el factor concentrador de tensiones K_e (que penaliza a la tensión al millón de ciclos) y el factor K_f' (que penaliza a la tensión a los mil ciclos).

Una concentración de tensiones puede modificar el aspecto de la curva S-N. En la figura 11 aparece una curva S-N para piezas del mismo material pero con diferentes tipos de entalla. Una entalla puede disminuir e incluso hacer desaparecer el límite de fatiga, al tiempo que cambia la pendiente de la curva S-N.

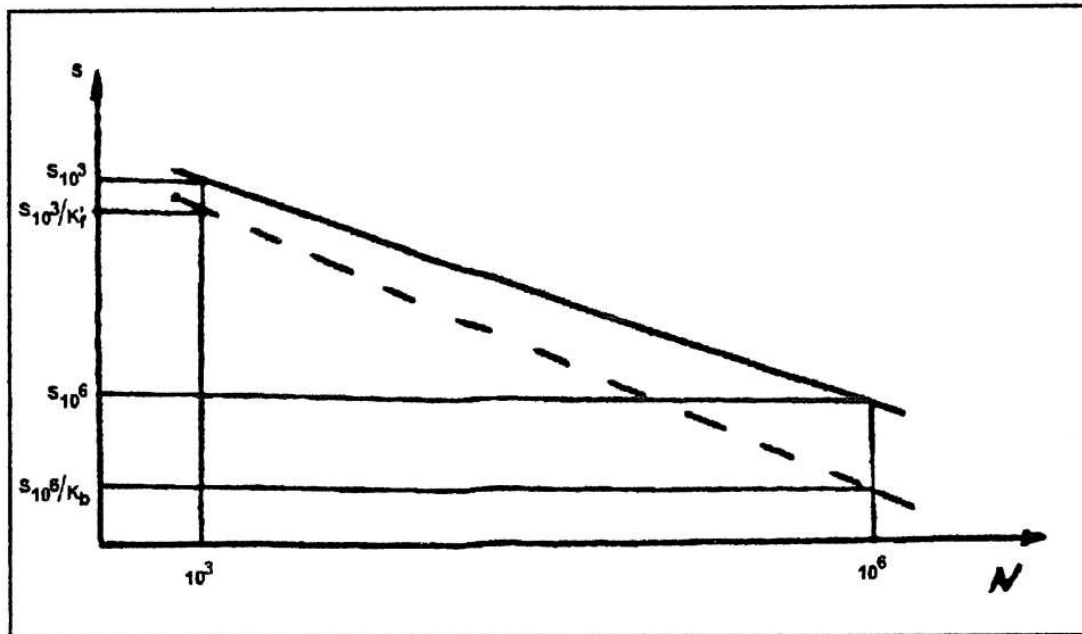


Figura 96 Modificación de una curva S-N debido al factor de concentración de tensiones

Sin embargo, en este trabajo no va a ser necesario realizar los cálculos, ya el programa de elementos finitos proporciona la tensión real en la sección donde se produce el fallo a fatiga. Por tanto, no es necesario “corregir” el valor de tensión nominal que se obtiene en la sección, como en ejercicios clásicos de fatiga.

f) Factor de confiabilidad (K_c)

Tiene en cuenta la naturaleza estadística de la fatiga; es decir, la probabilidad de fallo. La distribución de las resistencias a la fatiga es una distribución normal para un número fijo de ciclos, con una desviación típica o standard σ . Si se adopta el valor medio de resistencia, significa que el diseño se realiza con una confianza del 50%. Cuando esto ocurre, se diseña para una seguridad funcional del 90%. Una forma sencilla de abordar este tema consiste en considerar un valor medio de la resistencia a tracción y un factor de confianza que reste un número de desviaciones típicas del límite de fatiga medio hasta alcanzar la confianza deseada. La desviación típica de los aceros es del 8 % (0,08).

Probabilidad de vida	Factor de multiplicación de la desviación (D)
50	0
85	1
90	1,3
95	1,6
99	2,3
99,9	3,1
99,99	3,7

Figura 97 Relación Probabilidad de vida-D para el cálculo de K_c

Si cogemos una probabilidad de supervivencia de un 95% para no ser excesivamente optimistas, $D=1,6$. Así pues, obtenemos K_c :

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D = 0,872$$

g) Factor de efectos diversos (K_e)

Son aquellos factores que repercuten en el límite a fatiga y no se han tenido en cuenta en otros apartados. Algunos de ellos son los siguientes:

- Los esfuerzos residuales pueden aumentar el límite de fatiga cuando son a compresión o disminuirlo cuando son a tracción.
- El límite de fatiga de piezas forjadas, laminadas, etc. puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que produce que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a fatiga transversal puede ser un 10-20% inferior.
- Las piezas con temple superficial pueden fallar en la superficie o a la distancia del radio máximo del núcleo, dependiendo del gradiente del esfuerzo.
- Cuando se produce el fenómeno de corrosión desaparece el límite de fatiga.
- Recubrimientos electrolíticos como el cromado, niquelado y cadmiado reducen el límite de fatiga hasta un 50%. El galvanizado (revestimiento con Zn) no afecta.
- El metalizado por aspersión origina imperfecciones en la superficie que pueden ser principio de grietas. Reducción del 14% de la resistencia a la fatiga.
- El fenómeno de corrosión por apriete (Fretting Corrosión) es el resultado de movimientos microscópicos en la superficie de piezas mecánicas o estructuras con ajuste (juntas atornilladas, cojinetes, etc.). El proceso no es muy conocido, pero parece ser un problema de concentración de tensiones y desgaste por deslizamiento relativo entre eje y elementos calados al que se le añade una

acción corrosiva sobre las superficies desgastadas. La reducción en la resistencia a fatiga es de hasta el 70%. Soluciones a este problema son mejoras de diseño (reducción del deslizamiento), recubrimiento de Molibdeno, o tratamientos superficiales.

En este proyecto, se va a tomar la unidad:

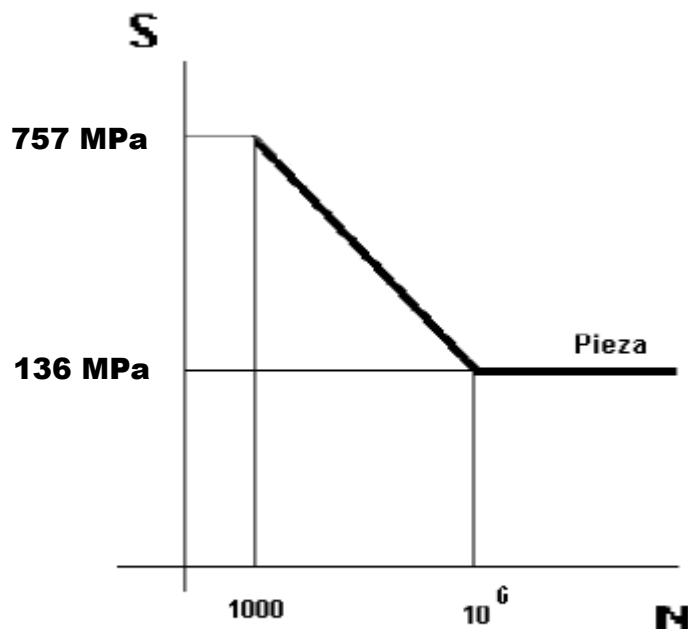
$$K_g = 1$$

7.1.4.- Curva S-N del envarillador

Con todos estos coeficientes, podemos ya calcular la curva S-N:

$$S_{1000} = 0,9 \cdot S_{ut} = 0,9 \cdot 841 = 756,9 MPa$$

$$\begin{aligned} S_{10^6} &= S_e = \prod K_i \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_g \cdot K_c \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= 0,335 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,872 \cdot 0,5 \cdot 841 = 136,3 MPa \end{aligned}$$



Flexion Rotativa/Alternada

Figura 98 Curva S-N del envarillador sin tener en cuenta soldadura

Teniendo la curva, se puede calcular el nº de ciclos que aguanta la pieza ante un valor determinado de tensión.

Debemos calcular las constantes A y b para la ecuación de la curva:

$$b = \frac{\log\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = \frac{\log\left(\frac{757}{136}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = -0,2485$$

$$A = \frac{S_{1000}}{1000^b} = \frac{757}{1000^{-0,2485}} = 4213,6$$

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{4213,6}\right)^{\frac{-1}{0,2485}}$$

Por tanto, teniendo la tensión de cálculo, se puede obtener el número de ciclos que aguanta a fatiga la pieza a diseño.

Para poder realizar el cálculo rápidamente, se han programado las fórmulas fácilmente en una hoja de cálculo Excel. Esto proporciona rapidez en la obtención de resultados a pesar de cambiar algún valor.

7.1.5.- Tensiones fluctuantes: Criterio de Goodman

El cálculo a fatiga se plantea cuando existe una variación en el tiempo de una carga y es necesario considerar distintos casos de variación de esfuerzos. En un elemento sometido a cargas variables, los esfuerzos pueden variar con respecto al tiempo de una forma muy irregular y generalmente es difícil predecir con exactitud. Los esfuerzos fluctuantes en maquinaria suelen adoptar una forma sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza:

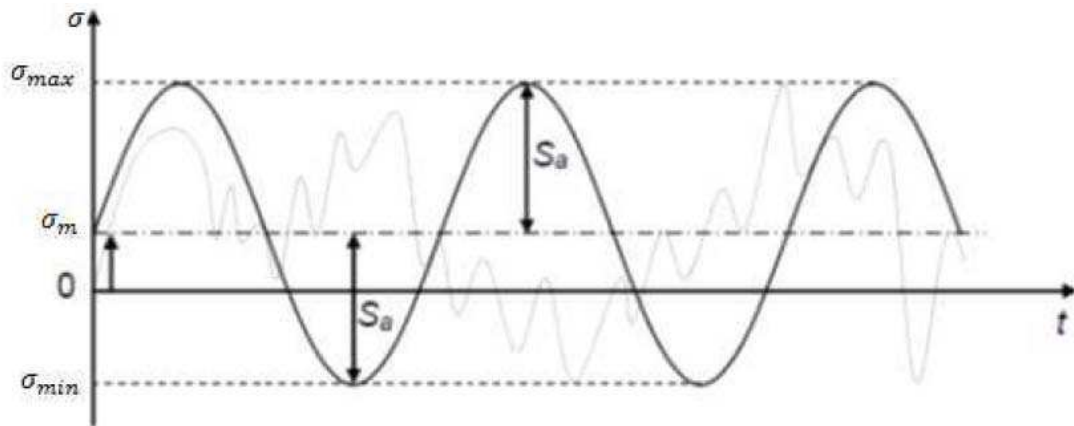


Figura 99 Ejemplo de tensión fluctuante en función del tiempo (componente media y alterna)

Se definen los siguientes valores característicos:

- Tensión máxima: σ_{\max}
- Tensión mínima: σ_{\min}
- Tensión alternada: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$
- Tensión media: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$

El componente que estamos estudiando está sometido a esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes. La mayoría de las veces solo conocemos información experimental sobre ensayos a flexión rotativa (σ_m) y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y la línea de fluencia:

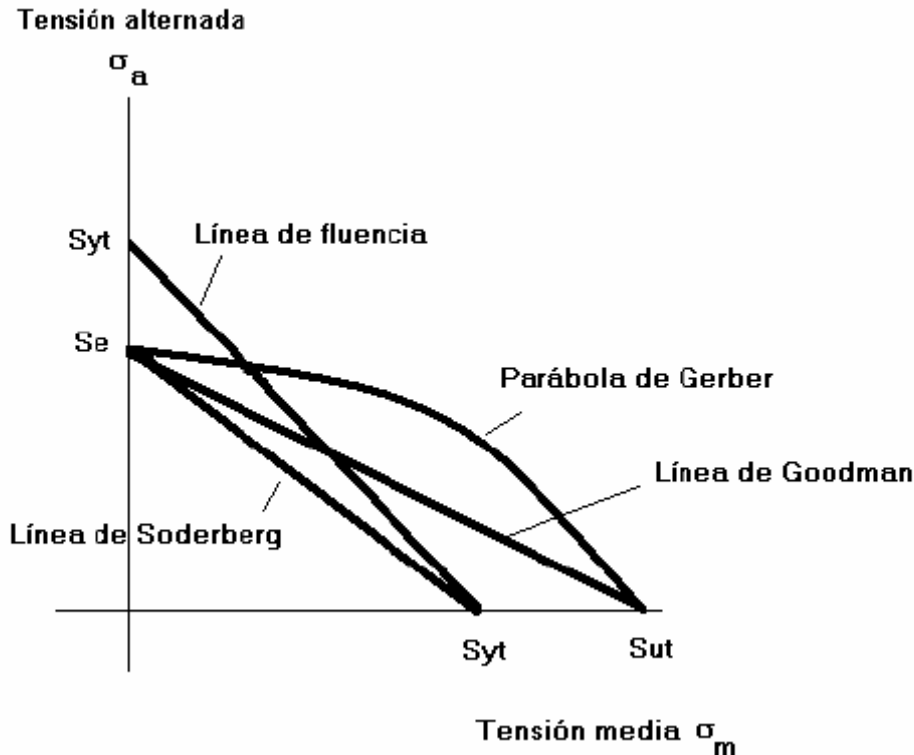


Figura 100 Líneas de fallo en función de los diferentes criterios

La línea de Goodman y la parábola de Gerber comparten los mismos puntos en los ejes de coordenadas. Las combinaciones de esfuerzo medio (σ_m) y de esfuerzo alternativo (σ_a) que estén arriba de la línea indican un posible fallo, mientras los que estén abajo predicen que no habrá fallo por fatiga.

En este proyecto se ha empleado el criterio de Goodman. Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad (es peor que la parábola de Gerber) y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica. La fórmula que se aplica es la siguiente:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e^*} = \frac{1}{C_s}$$

Donde S_e^* es la tensión equivalente a calcular en la ecuación y C_s el coeficiente de seguridad, que tomaremos como 1.

Con esto podríamos resolver el problema si la pieza fuera de forja, pero al estar soldada, existe una teoría correctora de la teoría de fatiga que se pasa a explicar a continuación.

7.2.- Fatiga en uniones soldadas

7.2.1.- Teoría general de uniones soldadas

En soldaduras estructurales estándar es frecuente considerar que la resistencia a fatiga es, para aceros estructurales con límite elástico inferior a 700 Mpa, independiente del material. Esto permite agrupar las uniones soldadas en clases con parecida resistencia a la fatiga en función únicamente de la geometría [10].

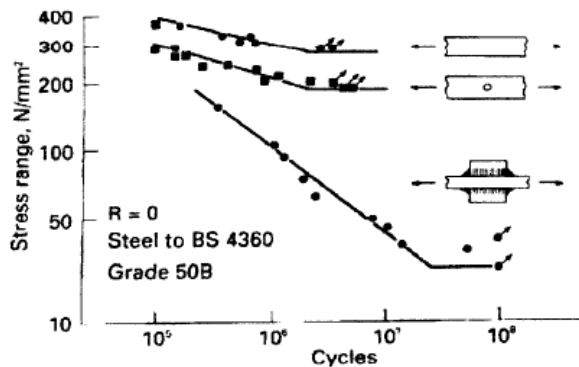
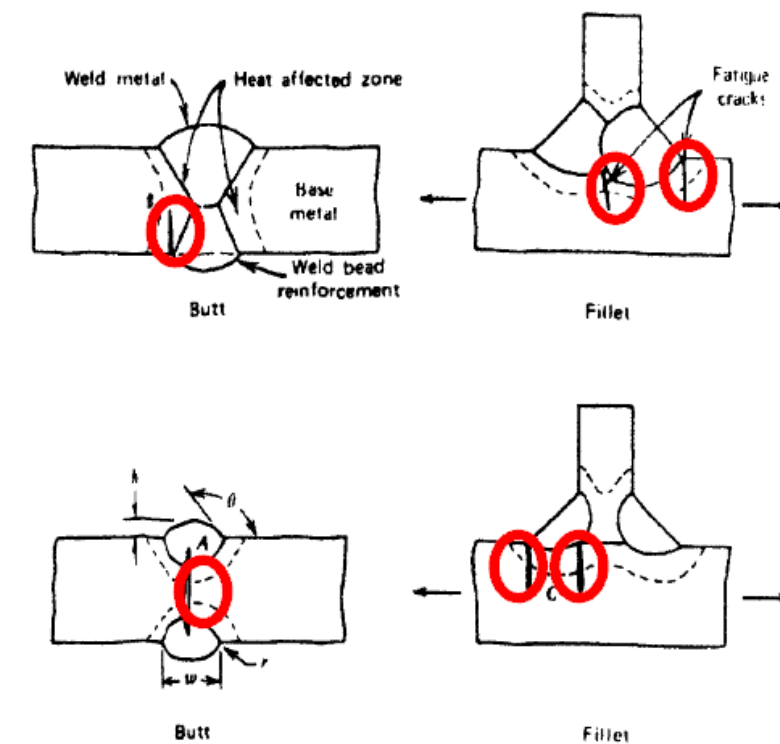


Figura 101 Comparación entre las curvas S-N de un componente liso, entallado y soldado

La soldadura implica que se produzcan discontinuidades geométricas, volumétricas o grietas. En la figura se pueden apreciar posiciones típicas donde se producen las grietas alrededor de la soldadura:



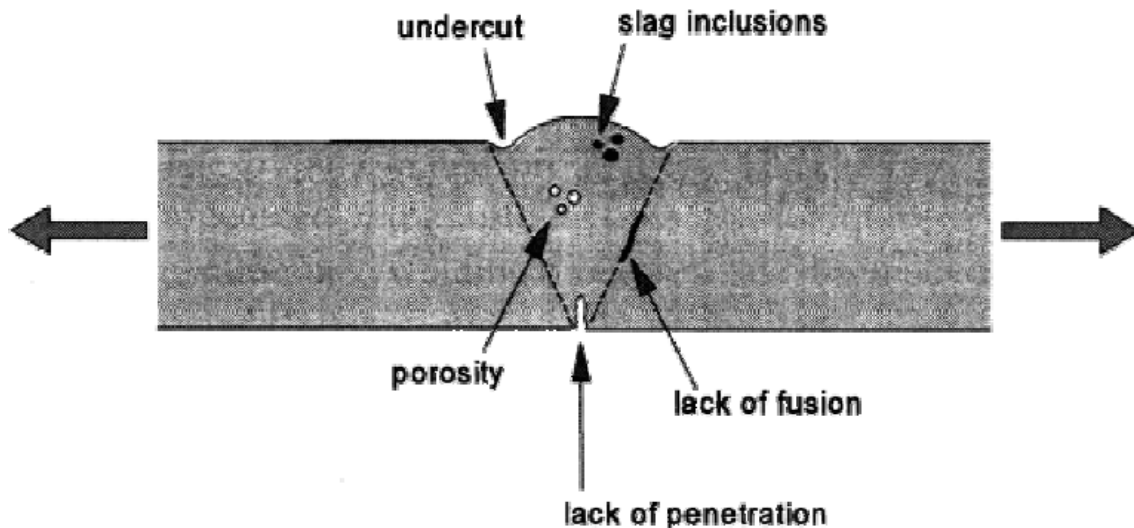


Figura 102 Discontinuidades/defectos producidos en la soldadura donde comienzan las grietas

La geometría de la soldadura tiene una influencia directa sobre la resistencia a fatiga de la pieza a estudiar. En las siguientes gráficas podemos ver la influencia en función del espesor de la capa de material aportado y del ángulo:

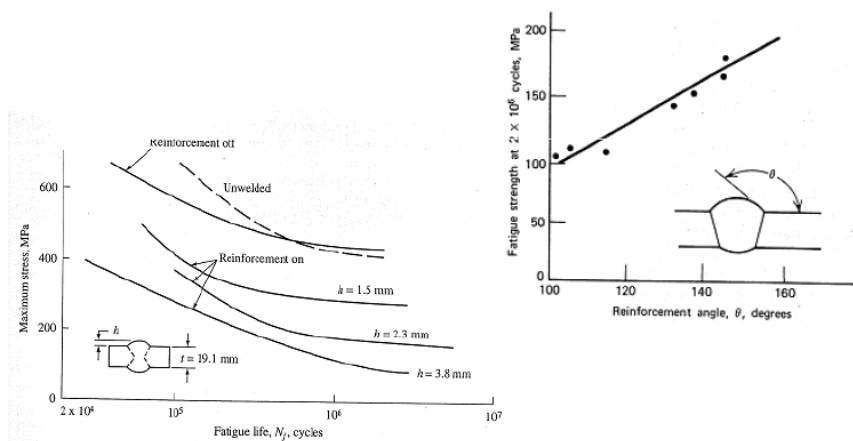


Figura 103 Influencia de la geometría de la soldadura en la vida a fatiga

Para realizar estimaciones rápidas, el efecto de la soldadura sobre una pieza, reduce la tensión última del material base de menor resistencia en, aproximadamente, un 15%.

7.2.2.- Tablas correctoras (British Standards Institute)

Para el cálculo de vida a fatiga en uniones soldadas, es muy práctico el empleo del código estructural de uniones soldadas BS 7608 [14]. Como se ha comentado antes, consiste en modificar la tensión límite de cálculo a fatiga a 10^6 (S_e') ciclos en función de la geometría de la soldadura.

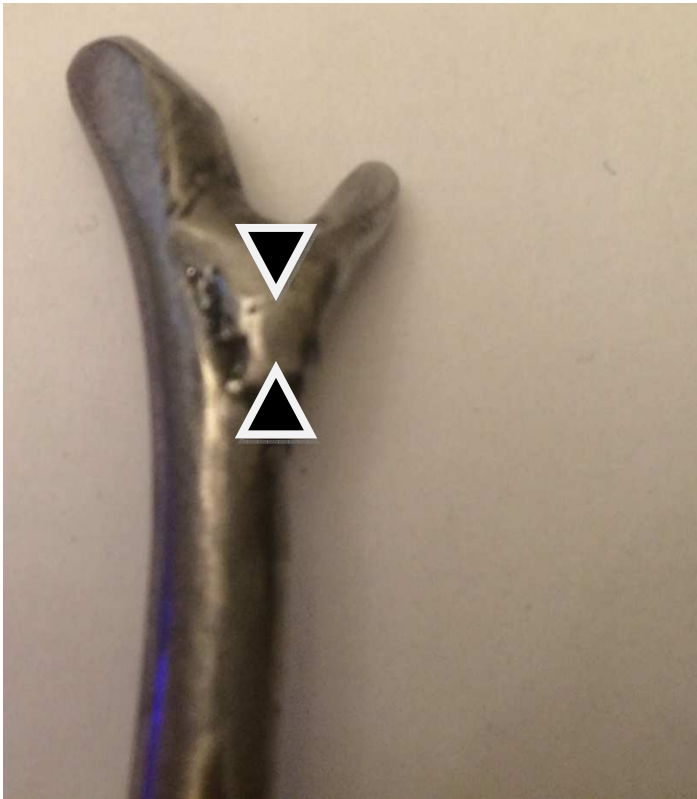
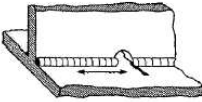
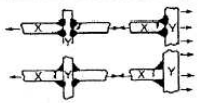
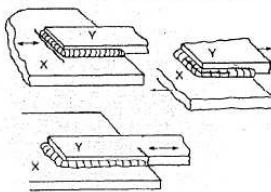
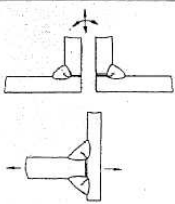


Figura 104 Fotografía de detalle de la soldadura que se asemeja a una de clase C

TABLE 12.2 BS 7608 Standard Weldment Classes, Selected Examples of Each Class, and Fatigue Design Curve Values: Units for MPa and Cycles [4,22]

Class	Description and Class Example (Arrows Indicate Direction of Loading)	Curve	$N_f \leq 10^7$		$N_f = 10^7$ $2S_f$ MPa
			m	C	
B	Butt weld with penetration and no backing strip. Weld reinforcement dressed flush.	Mean	4.0	2.34×10^{15}	124
		Mean - 2SD		1.01×10^{15}	100
C	Fillet and butt welded joints made from one or both sides. Automatic weld with no stop/starts.	Mean	3.5	1.08×10^{14}	102
		Mean - 2SD		4.22×10^{13}	78
D	Transverse butt weld joining two single plates together. Overfill profile $\mu > 150^\circ$.	Mean	3.0	3.99×10^{12}	74
		Mean - 2SD		1.52×10^{12}	53
E	Intermittent fillet welds with $g/h < 2.5$.	Mean	3.0	3.29×10^{12}	69
		Mean - 2SD		1.04×10^{12}	47

F	Fillet weld at cope hole, for weld continuing around plate ends or not.		Mean	3.0	1.73×10^{12}	56
			Mean - 2SD		6.33×10^{11}	40
F ₂	Partial penetration butt or fillet weld.		Mean	3.0	1.23×10^{12}	50
			Mean - 2SD		4.3×10^{11}	35
G	Fillet welded lap joints between plates or sections.		Mean	3.0	5.66×10^{11}	38
			Mean - 2SD		2.50×10^{11}	29
W	Partial penetration weld. Refers to fatigue failure across weld throat based on stress range on weld throat area.		Mean	3.0	3.68×10^{11}	33
			Mean - 2SD		1.6×10^{11}	25

Reprinted with permission of the British Standards Institute.

Figura 105 Tablas del British Standard para corregir el límite a fatiga en soldaduras a los 10^7 ciclos

En este caso, se ha considerado la geometría de la soldadura como tipo C, por lo que la tensión S_e' que se ha empleado para corregir la curva S-N es de un valor de 102 MPa.

Por lo tanto, si se aplica la corrección del British Standard, la curva S-N para el envarillador queda:

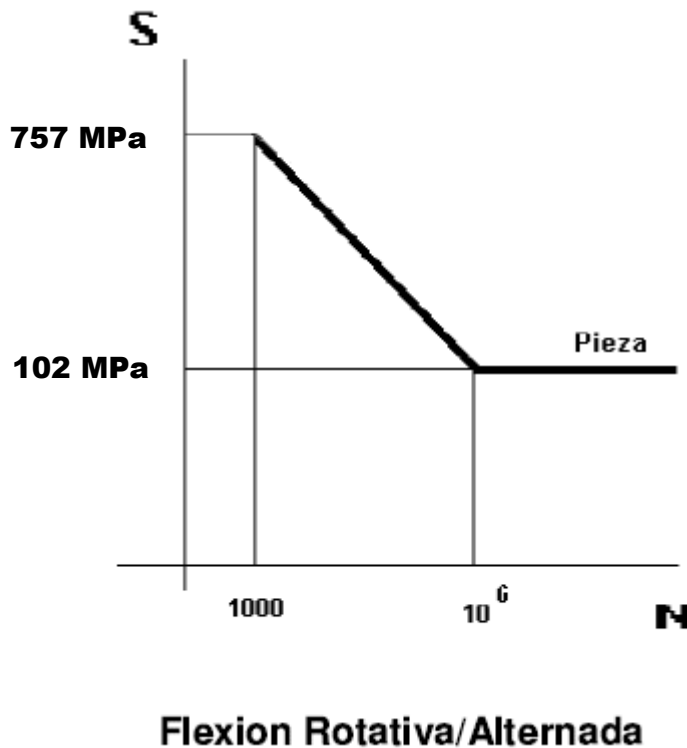


Figura 106 Curva S-N del envarillador real teniendo en cuenta teoría de soldadura

7.2.3.- Cálculo de vida a fatiga de la herramienta envarillador

Para el cálculo de la vida del envarillador se ha considerado el caso de carga más desfavorable que se ha explicado en detalle con anterioridad.

Para la aplicación del criterio de Goodman, se ha simplificado el caso de carga en tensión como una señal a picos en la que la tensión máxima tendría un valor máximo de 608 MPa y la tensión mínima un valor de 0 MPa:

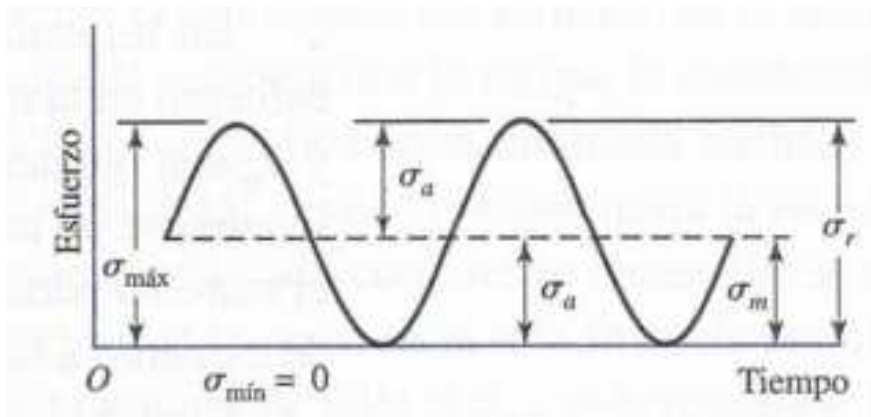


Figura 107 Señal tensión-tiempo con valor máximo σ_{\max} y valor mínimo nulo

- Tensión máxima: $\sigma_{\max} = 608MPa$
- Tensión mínima: $\sigma_{\min} = 0MPa$
- Tensión alternada: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 304MPa$
- Tensión media: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 304MPa$

Aplicando la fórmula del criterio de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e^*} = \frac{1}{C_s}$$

Con coeficiente de seguridad igual a la unidad, se puede obtener la tensión con la que entrar a la curva S-N del envarillador corregida con el factor soldadura:

$$\frac{304}{841} + \frac{304}{S_e^*} = \frac{1}{1}$$

Del Excel en el que se han programado las fórmulas, se obtiene:

$$S_e^* = 476MPa$$

Si se cambia el valor de S_e (tensión a 10^6 ciclos), a 102 MPa, se obtienen unos valores diferentes para la curva S-N:

$$b = \frac{\log\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = \frac{\log\left(\frac{757}{102}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = -0,2902$$

$$A = \frac{S_{1000}}{1000^b} = \frac{757}{1000^{-0,2902}} = 5618,13$$

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{5618,13}\right)^{\frac{-1}{0,2902}}$$

Con el valor de $S_e^* = 476MPa$, se obtiene el valor del nº de ciclos que aguanta el envarillador a fatiga:

$$N_f = 4944$$

Si se divide este nº de ciclos entre los 1419 asientos que se fabrican al día, el envarillador tiene una vida teórica de unos 3,5 días. Por tanto, se concluye que, aproximadamente, la vida teórica a fatiga de la herramienta es de unos 4 días de trabajo.

7.2.4.- Comparación de cálculo teórico obtenido frente a datos reales

Para comparar los cálculos frente a datos reales (aunque aproximados), se ha contactado con el proveedor para saber el nº de reparaciones que se han producido. Los datos que aporta el proveedor son de Enero a Marzo (ambos meses inclusive). En los 58 días laborables de esos 3 meses, se han producido 10 reparaciones de envarilladores. Sin embargo, hay que tener en cuenta que son 2 líneas (CAD y CAI).

Por tanto, para tener un dato medio aproximado, se debe dividir el nº 58 entre la mitad de casos.

$$Días = \frac{58}{5} = 11,6$$

Por tanto, se tiene que la estimación media de vida real es de unos 12 días de trabajo.

Si se divide 12 frente a 4, se tiene un resultado 3 veces inferior.

El resultado teórico no deja de ser una aproximación (bastante conservadora), si bien es cierto que la naturaleza estadística de la fatiga y las aproximaciones en los cálculos hace que sean considerables errores magnitud de 5 veces el resultado, por lo que el resultado obtenido entra dentro de los parámetros esperados.

Hay que decir que no ha sido posible monitorizar la vida real de 3 o 5 muestras para obtener mejores aproximaciones (Weibull), debido a que es complicado que las herramientas no se pierdan o se empleen durante todos los ciclos de un mismo día.

8.- DISEÑOS ALTERNATIVOS PARA AUMENTAR LA VIDA A FATIGA DE LA HERRAMIENTA

8.1.- Incremento de diámetro de la varilla soldada (cálculo a estática y corrección de uniones soldadas)

Si se mide con una regla el espacio en el que se mete la varilla, se aprecia que hay casi 5 mm. Por tanto, se va a estimar el aumento de vida que supondría soldar una varilla de 4 mm.



Figura 108 GAP existente en la curva de la varilla de la funda donde se engancha la punta del envarillador

Primeramente, hay que calcular la tensión que sufre el envarillador ante la carga máxima de diseño en el programa de elementos finitos SOLIDWORKS, incrementando del modelo el diámetro de la sección de la varilla de 3 mm a 4 mm en la PIEZA BO.

Para ello, se ha editado el croquis 5 de la operación Barrer 3 del árbol izquierdo: hay que eliminar primero la restricción de circunferencia fija y luego cambiar el valor del radio de la circunferencia de 1.5 mm a 2 mm:

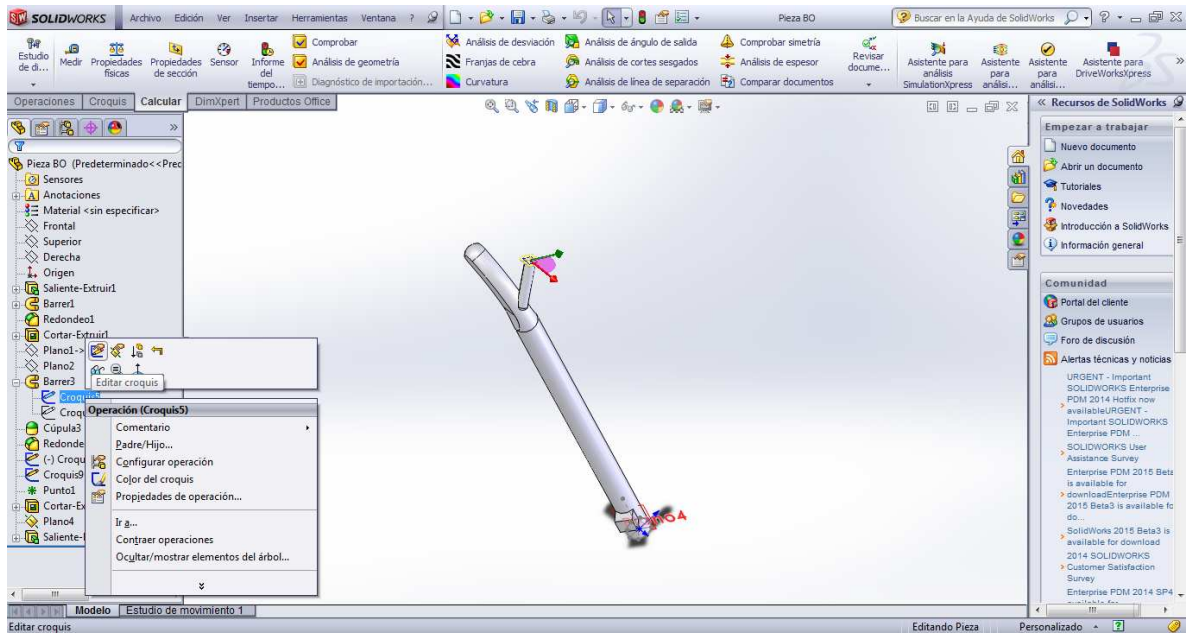


Figura 109 Edición de croquis para modificar la varilla soldada del modelo

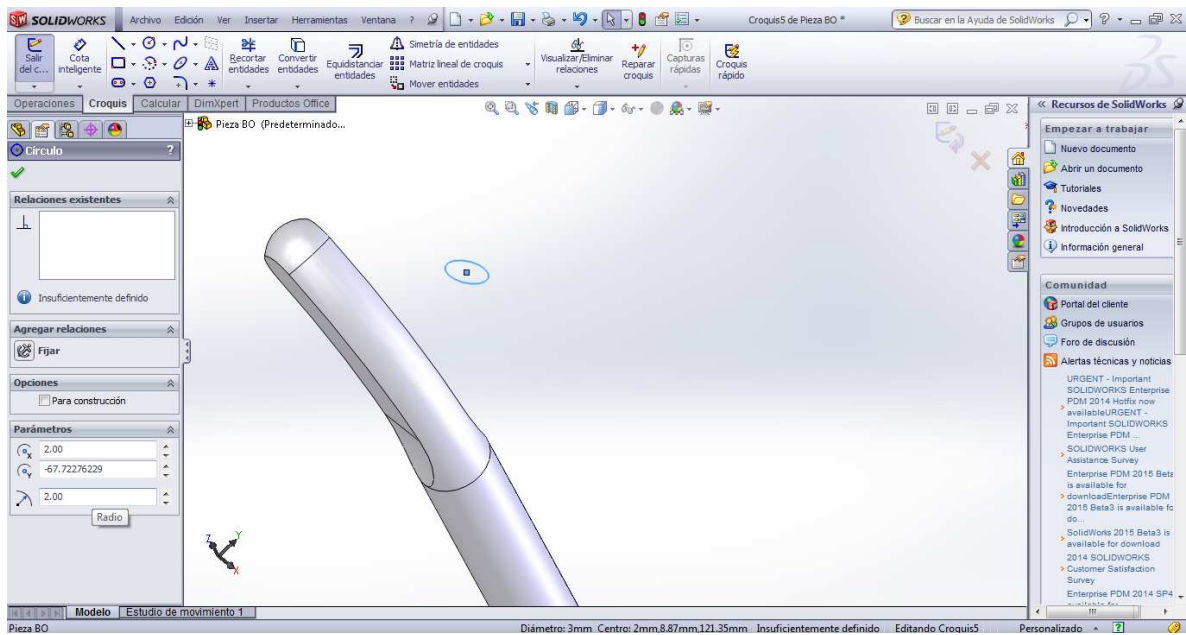


Figura 110 Edición de croquis aumentando el radio de la varilla soldada de 1,5 mm a 2 mm

Se puede ver que la varilla tiene una apariencia más gruesa:

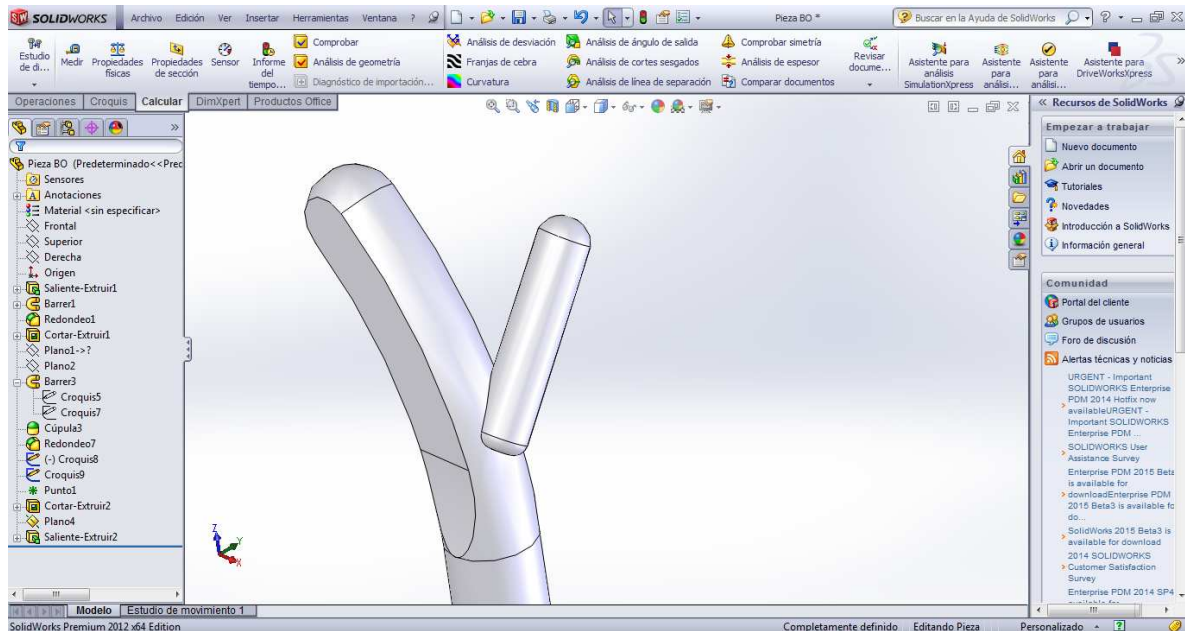


Figura 111 Rediseño de parte metálica con varilla soldada de 4 mm de diámetro

Ahora se abre el conjunto PIEZA BO y se debe reconstruir para que los cambios tengan efecto:

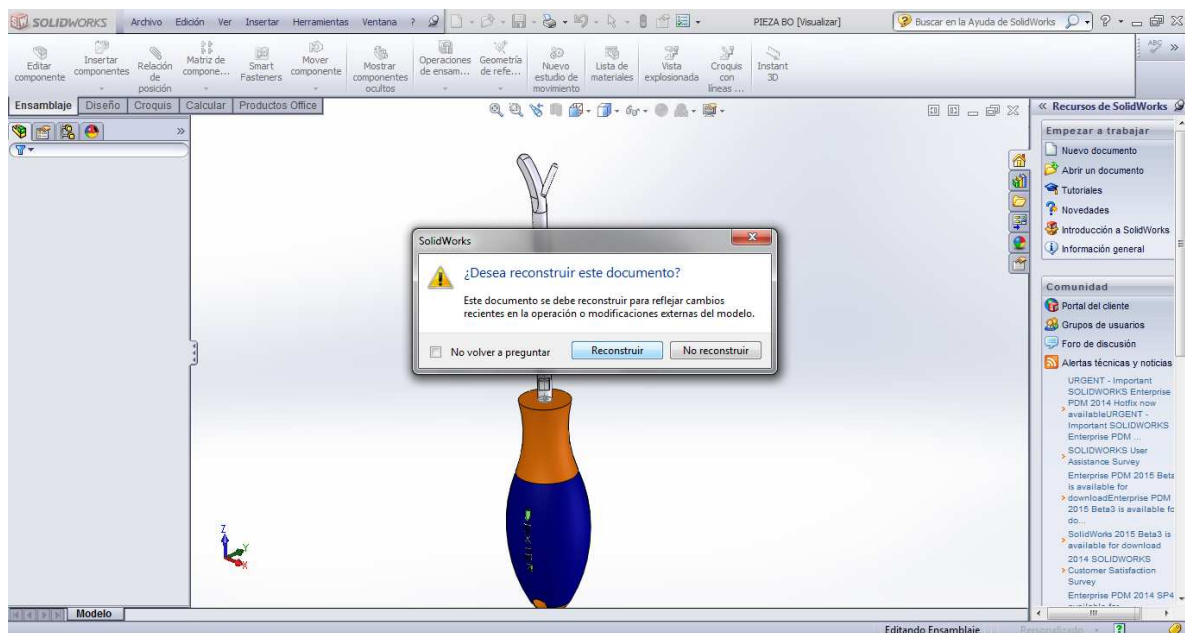


Figura 112 Reconstrucción del modelo para que el rediseño sea efectivo en el conjunto

A continuación, se realiza el mismo estudio estático que se ha descrito con detalle a lo largo del presente proyecto.

El resultado en tensiones resultantes de Von Mises es el siguiente:

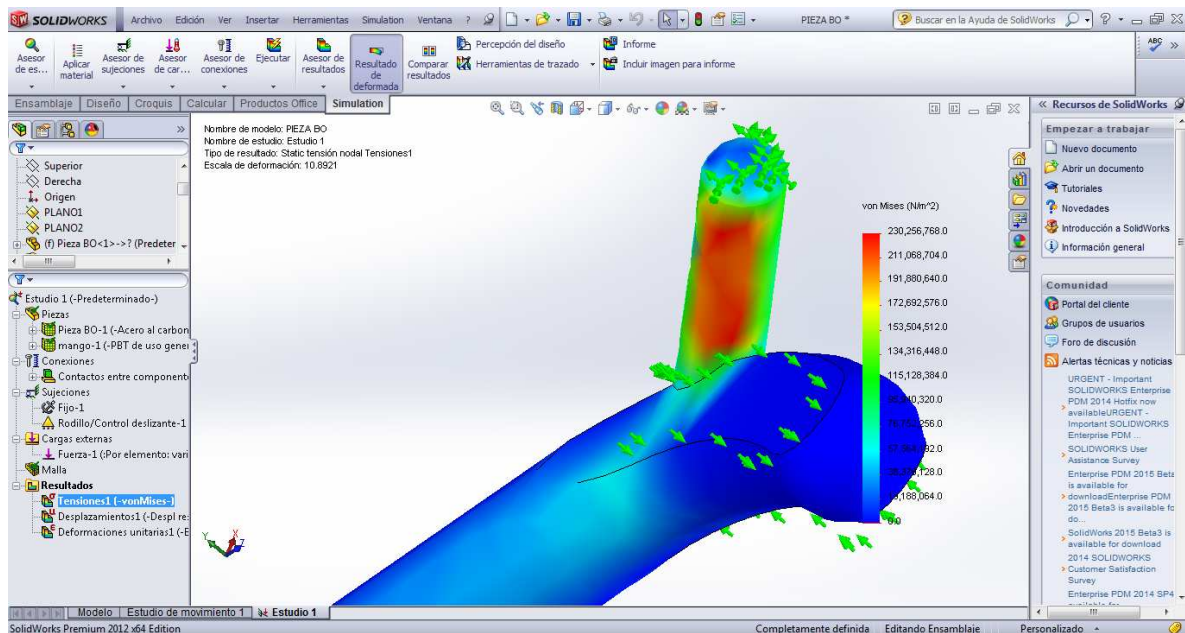


Figura 113 Mapa de tensión de Von Mises con el caso de carga de diseño y diámetro de 4 mm

Vemos que la tensión máxima se reduce a 230,3 MPa.

Para tratar de justificar esta reducción tan importante de las tensiones, se escribe la fórmula de la tensión en una sección:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I}$$

Donde I es el momento de inercia de la sección:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

El momento de inercia calculado para los diámetros 3 y 4 mm:

- $d = 3 \text{ mm} \rightarrow I = 3,97 \text{ mm}^4$
- $d = 4 \text{ mm} \rightarrow I = 12,56 \text{ mm}^4$

El momento de inercia aumenta en 3,16 veces (cociente entre ambos momentos de inercia), por lo que la tensión puede verse disminuida en ese factor.

Si se realiza el cociente entre las tensiones obtenidas en Solidworks para diámetro 3 mm y diámetro 4 mm:

$$Ratio = \frac{608}{230} = 2,64$$

Que está bastante próximo al ratio anterior. Por tanto, parece coherente la disminución en la tensión a cálculo estático.

Para el cálculo de la vida a fatiga, al cambiar la geometría de la pieza ($d=4$ mm) cambian algunos coeficientes modificadores del límite de tensión a fatiga: el factor de tamaño (K_b) y el factor de concentración de tensiones (K_e , K_f , K_f'), los cuales, como antes se ha explicado, no se toman en cuenta al proporcionar el programa de elementos finitos el valor de tensión real.

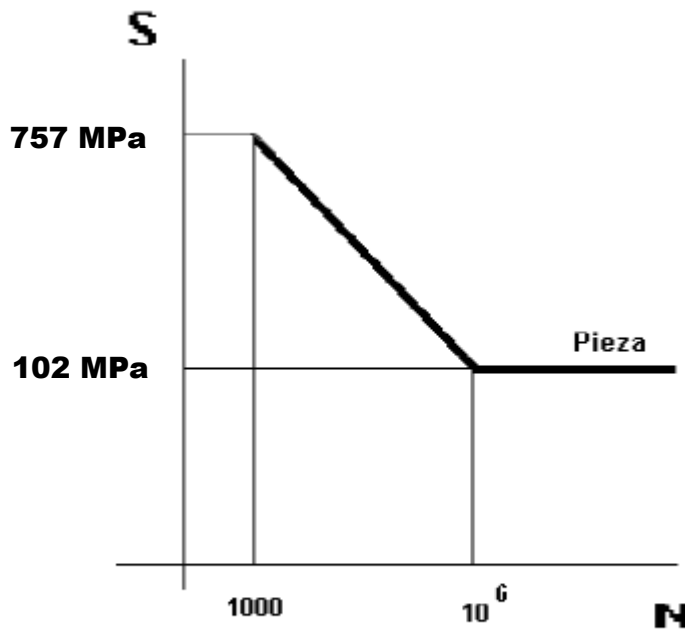
Por tanto, sólo van a variar K_b y, en consecuencia, S_{10^6} :

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} = \left(\frac{4}{7,62} \right)^{-0,1133} = 1,08$$

$$S_{1000} = 0,9 \cdot S_{ut} = 0,9 \cdot 841 = 757 MPa \quad (\text{No varía})$$

$$\begin{aligned} S_{10^6} &= S_e = \prod K_i \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_g \cdot K_c \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= 0,335 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,872 \cdot 0,5 \cdot 841 = 133 MPa \end{aligned}$$

Sin embargo, si se considera el efecto de la soldadura como se ha explicado anteriormente y el tipo de soldadura se asume como C, la tensión a 10^6 ciclos tiene el valor fijo de 102 MPa. Por tanto, se tiene la misma curva S-N que para la varilla soldada de 3 mm:



Flexión Rotativa/Alternada

Figura 114 Curva S-N del envarillador de 4 mm de diámetro teniendo en cuenta teoría de soldadura

La ecuación de la curva quedaría como para el envarillador de 3 mm de diámetro:

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{5618,13} \right)^{-1,2902}$$

Si se aplica el criterio de Goodman, se obtiene un menor valor de S_e^* , ya que el valor de las tensiones media y alterna es menor:

- Tensión máxima: $\sigma_{\max} = 230,3MPa$
- Tensión mínima: $\sigma_{\min} = 0MPa$
- Tensión alternada: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 115,15MPa$
- Tensión media: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 115,15MPa$

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e^*} = \frac{1}{C_s}$$

$$\frac{115,15}{841} + \frac{115,15}{S_e^*} = \frac{1}{1}$$

Del Excel en el que se han programado las fórmulas, se obtiene:

$$S_e^* = 133,4MPa$$

Si se aplica el cálculo, se obtiene que la vida a fatiga es de:

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{5618,13} \right)^{-1/0,2902} = 396.384$$

Este número de ciclos supondría unos 280 días de fabricación de vida, que frente a los 4 días teóricos que se obtenían para el diámetro actual, supone un gran incremento (70 veces el dato teórico).

En soldaduras, en general, el exponente de incremento de vida está entre 3 y 4. Concretamente, para la soldadura de clase C (según las tablas del British Standard) el exponente $m=3,5$. Por tanto, si al aumentar el diámetro de 3 mm a 4 mm se reducen las tensiones equivalentes de fatiga (S_e^*) 3,5 veces (cociente entre 476 MPa y 133,4 MPa), la vida a fatiga debería incrementarse en $3,5^{3,5}$ veces; es decir, en 80 veces (bastante cercano al cálculo rápido de 70 veces).

Aun si se comparan los 280 días frente al dato estimado de unos 12 días laborables, la mejora es muy importante (se multiplica por 23 el nº de días que aguanta la herramienta).

8.2.- Fabricación mediante forja

La forja sería un proceso de fabricación alternativo al actual. Su definición es la siguiente [15]:

Al igual que la laminación y la extrusión, es un proceso conformado por deformación plástica que puede realizarse en caliente o en frío y en el que la deformación del material se produce por la aplicación de fuerzas de compresión.

Este proceso de fabricación se utiliza para dar una forma y unas propiedades determinadas a los metales y aleaciones a los que se aplica mediante grandes presiones. La deformación se puede realizar de dos formas diferentes: por presión, de forma

continua utilizando prensas, o por impacto, de modo intermitente utilizando martillos pilones.

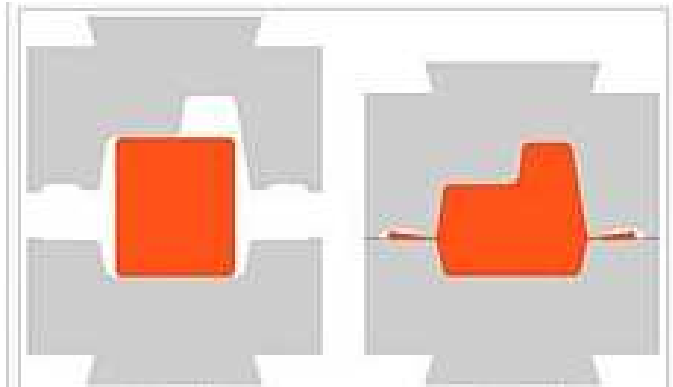


Figura 115 Ejemplo de proceso de fabricación mediante forja

Hay que destacar que es un proceso de conformado de metales en el que no se produce arranque de viruta, con lo que se produce un importante ahorro de material respecto a otros procesos, como por ejemplo el mecanizado.

Para el cálculo de la vida a fatiga, sirven los cálculos anteriores sin tener en cuenta la modificación de la tensión para el millón de ciclos (al no ser soldadura ahora se toma 10^6). La curva S-N queda:

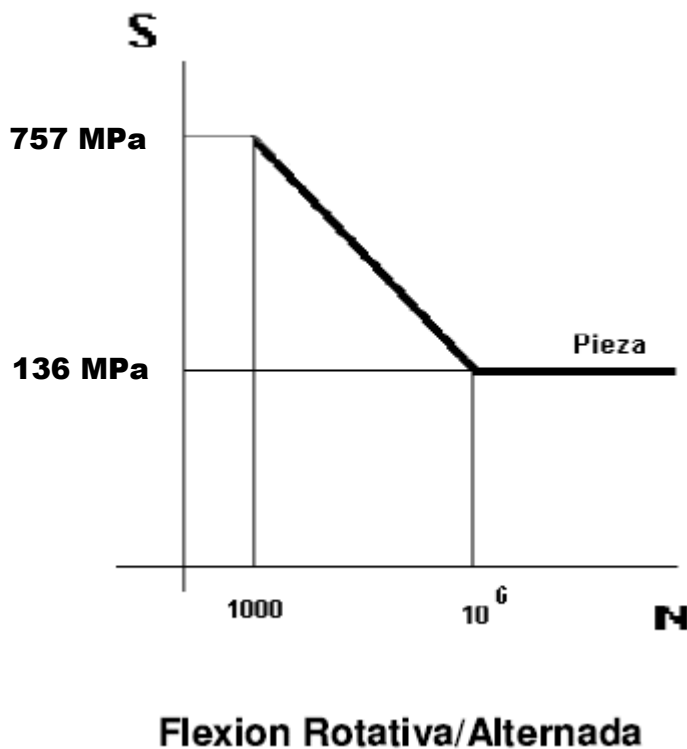


Figura 116 Curva S-N para el envarillador forjado

- Tensión máxima: $\sigma_{\max} = 608MPa$
- Tensión mínima: $\sigma_{\min} = 0MPa$
- Tensión alternada: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 304MPa$
- Tensión media: $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 304MPa$

Aplicando la fórmula del criterio de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e^*} = \frac{1}{C_s}$$

Con coeficiente de seguridad igual a la unidad, se puede obtener la tensión con la que entrar a la curva S-N del envarillador corregida con el factor soldadura:

$$\frac{304}{841} + \frac{304}{S_e^*} = \frac{1}{1}$$

Del Excel en el que se han programado las fórmulas, se obtiene:

$$S_e^* = 476MPa$$

Debemos calcular las constantes A y b para la ecuación de la curva:

$$b = \frac{\log\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = \frac{\log\left(\frac{757}{125}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = -0,2485$$

$$A = \frac{S_{1000}}{1000^b} = \frac{757}{1000^{-0,2485}} = 4213,6$$

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{4380,8}\right)^{\frac{-1}{0,2574}} = 6463$$

Lo que supone un leve incremento respecto a fabricar la herramienta mediante soldadura. 6463 ciclos suponen una vida de aproximadamente 5 días, que frente a los 4 días que se tenían con herramienta fabricada mediante soldadura, suponen un pobre incremento.

Sin embargo, para una herramienta de este tipo, habría que aplicarle un rectificado posterior a la forja y no sólo el forjado.

En este caso, la curva S-N se ve afectada en el coeficiente K_a , ya que el nivel de imperfección de la superficie (por donde se generan las grietas) es mucho menor. De la tabla de la figura 91, se puede observar los valores:

$$a = 1,58$$

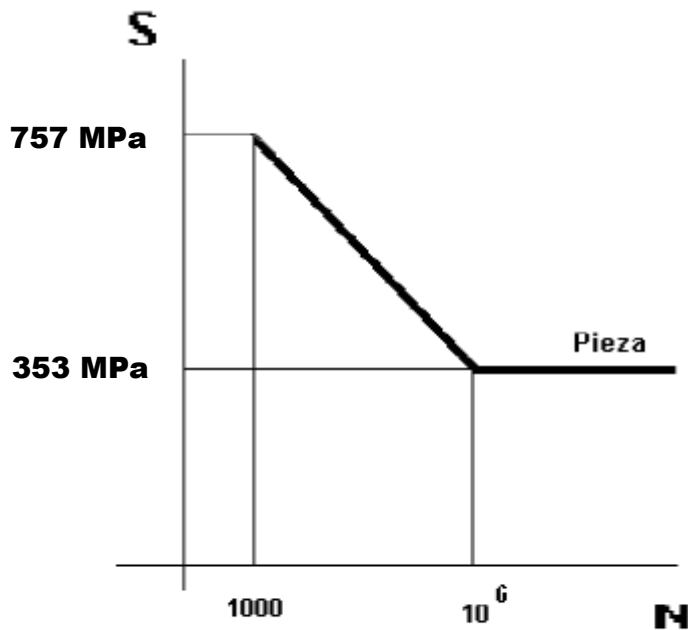
$$b = -0,085$$

$$K_a = a \cdot (S_{ut})^b = 1,58 \cdot (841)^{-0,085} = 0,891$$

$$S_{1000} = 0,9 \cdot S_{ut} = 0,9 \cdot 841 = 757 \text{ MPa} \quad (\text{No varía})$$

$$\begin{aligned} S_{10^6} &= S_e = \prod K_i \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_g \cdot K_c \cdot 0,5 \cdot S_{ut} = \\ &= 0,891 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,872 \cdot 0,5 \cdot 841 = 353 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Por tanto, la curva S-N quedaría:



Flexión Rotativa/Alternada

Figura 117 Curva S-N para el envarillador forjado y rectificado

El valor de la tensión equivalente a fatiga de la curva de Goodman se mantiene:

$$S_e^* = 476 \text{ MPa}$$

Debemos calcular las constantes A y b para la ecuación de la curva:

$$b = \frac{\log\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = \frac{\log\left(\frac{757}{353}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = -0,1104$$

$$A = \frac{S_{1000}}{1000^b} = \frac{757}{1000^{-0,2485}} = 1623,37$$

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A}\right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{S_e^*}{1623,37}\right)^{\frac{-1}{0,1104}} = 66.621$$

Este número de ciclos suponen aproximadamente unos 47 días de vida, lo cual supone un incremento frente al cálculo teórico de la herramienta actual de unas 12 veces. Si se compara con la estimación media de vida de 12 días, se tiene un incremento de 4 veces.

8.3.- Shotpeening

Una estrategia muy empleada para aumentar la vida a fatiga de las uniones soldadas es aplicar tensiones residuales de compresión [10].

Las tensiones residuales son tensiones que aparecen en la pieza sin que haya una fuerza externa que las genere. Se denominan también tensiones internas.

Si se tiene una carga cíclica σ_a con tensión media σ_m en presencia de una tensión residual $\sigma_{residual}$, las tensiones alterna y media que se tienen para aplicar el criterio de Goodman son las siguientes:

$$\sigma_a = \sigma_a$$

$$\sigma_m = \sigma_m + \sigma_{residual}$$

El efecto es que la tensión media se incrementa (malo para la vida a fatiga) o se reduce (bueno para la vida a fatiga)

Existen varios métodos para generar tensiones residuales, pero el shotpeening es uno de los más empleados para introducir tensiones residuales de compresión. Consiste en realizar un bombardeo con perdigones. Cada perdigón produce una pequeña deformación plástica en la superficie.

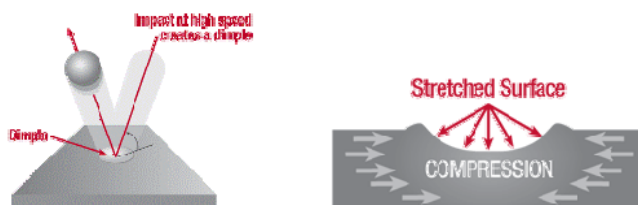


Figura 118 Deformación plástica producida por cada perdigón

Se obtiene una tensión de compresión entre 0,02 y 0,5 mm debajo de la superficie:

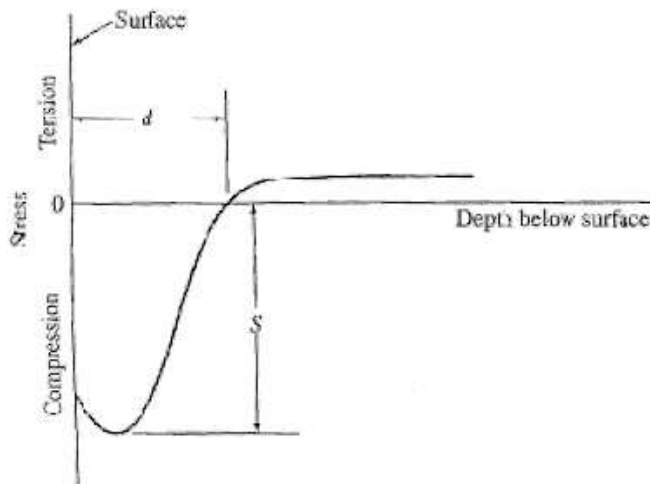


Figura 119 Tensión de compresión producida en la superficie

No todos los materiales tienen la misma capacidad para generar tensiones residuales. A mayor tensión última S_{ut} , mayor será el efecto del shot peening.

Del siguiente gráfico se puede obtener el valor de la tensión residual de compresión a aplicar en el caso del envarillador:

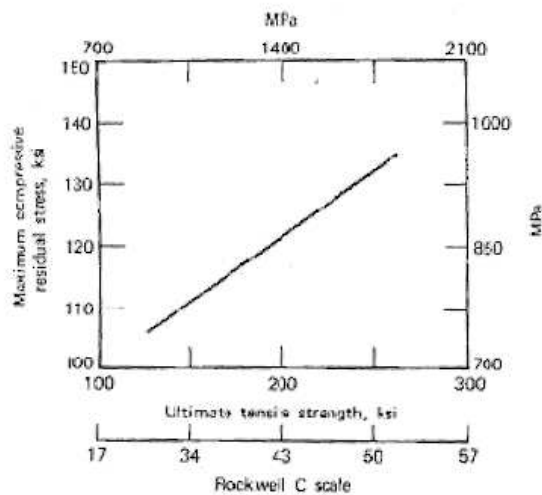


Figura 120 Tensión de compresión residual a restar en la tensión media en función de S_{ut} del material bombardeado

Si se entra con un valor de tensión última del material acero de 841 MPa, se tiene un valor aproximado de unos 740 MPa (sobre el punto inferior de la recta).

Por tanto, habrá que restar (tensión de compresión) a la tensión media del criterio de Goodman los 740 MPa. Así pues, se tiene:

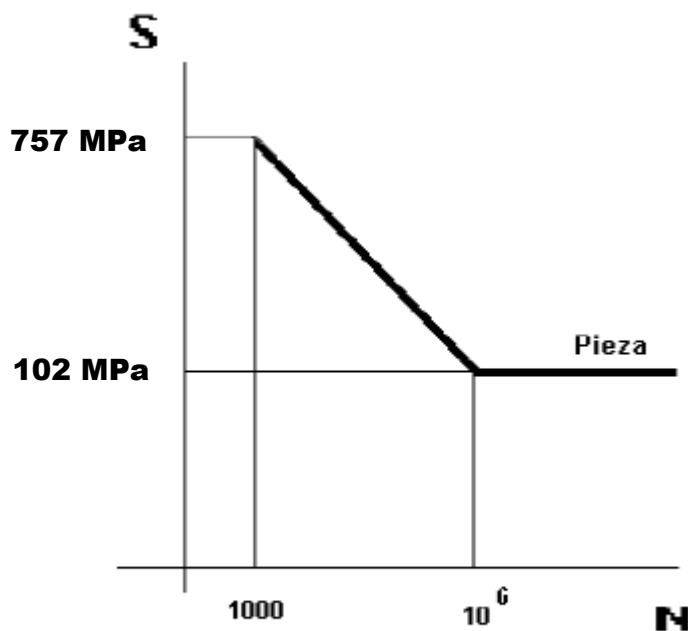
$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e^*} = \frac{1}{C_s}$$

$$\frac{304 - 740}{841} + \frac{340}{S_e^*} = \frac{1}{1}$$

$$\frac{-436}{841} + \frac{340}{S_e^*} = \frac{1}{1}$$

$$S_e^* = 200,2 \text{ MPa}$$

Al ser el problema inicial con soldadura, la curva S-N sería:



Flexión Rotativa/Alternada

Figura 121 Curva S-N para el envarillador soldado

$$b = \frac{\log\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = \frac{\log\left(\frac{757}{102}\right)}{\log\left(\frac{10^3}{10^6}\right)} = -0,2901$$

$$A = \frac{S_{1000}}{1000^b} = \frac{757}{1000^{-0,2176}} = 5618,13$$

$$N_f = \left(\frac{S_e^*}{A} \right)^{\frac{1}{b}} = \left(\frac{200,2}{5618,13} \right)^{\frac{-1}{0,2901}}$$

Con el valor de $S_e^* = 200,2MPa$, se obtiene el valor del nº de ciclos que aguanta el envarillador a fatiga:

$$N_f = 97.870$$

Lo que suponen unos 69 días laborables hasta la rotura a fatiga frente al valor teórico real de 4 días o a la estimación práctica real de unos 12 días. Por tanto, existe un aumento de entre 18 a 6 veces la vida a fatiga (comparación frente al dato teórico o práctico respectivamente).

8.4.- Estudio comparativo (Incremento de vida/Funcionalidad/Aumento de coste económico)

Para la realización de la tabla, se va a tener en cuenta el empleo de envarilladores para una línea de producción, asumiendo un año laboral de 242 días laborables (fue el calendario laborable de Volkswagen Navarra en 2014).

Para la estimación de los costes, se conoce que el precio que cobra Bideberri por cada reparación es de 12 € (el envarillador completo con mango se cobra por 28 €).

Se consulta a proveedor sobre el sobre coste de poner una varilla de 4 mm, obteniendo la respuesta de que no tiene ningún sobre coste.

La forja supone un coste inicial alto para proveedor en el diseño del utillaje, además del precio por el rectificado, lo que supone cobrar el precio unitario más elevado: estimación de unos 35 €/pieza.

El tratamiento shotpeening tiene un sobre coste aproximado de 15 €/pieza añadidos a la reparación de la soldadura de 12 €/pieza; siendo el precio total de 27 €/pieza.

Método de fabricación	Estimación teórica de vida (días)	Estimación de nº de envarilladores anual	Precio unitario de reparación/pieza (€/pieza)	Estimación de coste anual (€)
Soldadura actual	4	61	12	732
	12	21	12	252
Aumento diámetro 4 mm y soldadura	280	1	12	12
Forja+Rectificado	47	6	35	210
Shot-peening sobre modelo actual	69	4	27	108

Por tanto, se puede observar que la mejor alternativa como rediseño sería la de aumentar el diámetro de la varilla siguiendo con el método de fabricación de soldadura actual. Si además se le aplicase un shotpeening, tendría una vida a fatiga todavía mayor. Sin embargo, para validar este prototipo habría que fabricarlo y verificar que no hay ninguna interferencia con la varilla de la funda en el proceso de envarillado, a pesar de que casi hay 1 mm más de sobra. Si funcionara, el ahorro frente al coste teórico es de 720 € anuales y el ahorro frente al coste que tiene en práctica, es de 240 € anuales.

En segundo lugar, se aprecia que el shotpeening es un tratamiento que sería muy útil para la fábrica, ya que supone un ahorro teórico de 624 € anuales. Si tenemos en cuenta el dato práctico de 12 días, el ahorro es de 144 € anuales. Para tener conclusiones más fiables, se debería tener un prototipo con shotpeening y hacer una estimación de vida a nivel práctico.

Por último, de la herramienta forjada y rectificada, se puede decir que mejora la vida de la herramienta actual ostensiblemente, pero debido a su alto coste, supone un ahorro teórico de 522 € anuales. Si tenemos en cuenta el dato práctico de 12 días, el ahorro es de tan sólo 42 € anuales. En cualquier caso, es una alternativa que también mejora la vida y el coste de la herramienta actual. Además, si la empresa es capaz de negociar un mejor precio, será una alternativa más interesante.

9.- CONCLUSIONES

A continuación recogemos alguna de las más destacadas:

- Se tiene un modelo en 3 dimensiones que simula la herramienta capaz de proporcionar información sobre las tensiones ante una carga estática o cualquier otro tipo de estudio mecánico. Además, este modelo permite calcular las variaciones en tensiones que sufre el modelo ante rediseños o pequeños cambios.
- Se ha empleado un método relativamente sencillo que permite estimar las cargas que sufre un sólido mediante acelerómetros triaxiales. Una vez recogida la aceleración de un punto en los 3 ejes, mediante la segunda ley de Newton, se puede extrapolar las fuerzas que sufre el sólido en ese punto.
- Se ha realizado el estudio de vida a fatiga aplicada a la herramienta teniendo en cuenta la teoría de uniones soldadas y se ha comparado el cálculo teórico frente a una estimación de media de vida con los datos que ha proporcionado el departamento de Mantenimiento en función de las reparaciones que han sufrido estas herramientas en un determinado periodo de tiempo.
- Se han realizado propuestas de la misma herramienta o similar con el fin de no afectar demasiado a la funcionalidad de la misma. Con el modelo en 3 dimensiones y las teorías de fatiga, se puede recalcularse fácilmente las tensiones y, por tanto, la vida a fatiga.
- Se han comparado los diferentes rediseños a nivel económico para poder estimar la rentabilidad de un rediseño o método de fabricación alternativo, obteniendo conclusiones interesantes: un aumento de diámetro sería la mejor opción para aumentar la vida y disminuir los costes anuales de la empresa. En segundo lugar, la misma herramienta con shotpeening y, en tercer lugar, la herramienta forjada y rectificada. Estas 2 últimas opciones superarían a la primera opción si diera problemas en el funcionamiento y no pudiesen ser modificables cotas dimensionales del modelo. En cualquier caso, todas las propuestas mejoran la herramienta actual en vida y costes.

- Por último, resaltar que el cálculo teórico de vida a fatiga de la herramienta (unos 4 días) no se aproxima tanto a la estimación de media de vida obtenida para los datos reales, si bien el error es muy asumible. Las fuentes de desviación y error son importantes: el proveedor no es capaz de asegurar con su método de fabricación que las herramientas tienen la misma geometría al modelo patrón, la propia naturaleza estadística de la fatiga conlleva unos márgenes de error de 5 en magnitud y el dato de estimación de vida de la herramienta proporcionada por el departamento de Mantenimiento es un valor medio.

10.- FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

Las futuras líneas de investigación del proyecto pasarían por:

1.- Tener una mejor estimación del dato de la vida real de la herramienta. Este factor pasaría porque el proveedor facilitara las herramientas tal y como están diseñadas en el plano y porque se fuera capaz de monitorizar el nº de ciclos exacto de unas 6 herramientas en concreto (mediante la teoría de Weibull se aproximaría mejor el dato de estimación de vida real de la herramienta y no sólo con un simple valor medio).

Desafortunadamente, en una fábrica de este tamaño es muy complicado monitorizar la vida de varias herramientas en concreto, ya que hay operarios que las pierden, algunos emplean su herramienta y no la ceden a los compañeros... Se intentó monitorizar la vida exacta de varios ejemplares marcándolos en el mango (de forma que se apuntaba la fecha de entrega y cuando se rompiera, Mantenimiento podría proporcionar el dato de fecha de rotura) sin éxito.

2.- Probar varios prototipos de los rediseños aumento de diámetro y shot-peening propuestos (ya que la forja no supone un aumento de vida considerable para el aumento de precio/pieza que conlleva):

- Pedir una herramienta con aumento de diámetro de varilla a 4 mm y testear con varios operarios si realmente tiene alguna interferencia real en el funcionamiento. En cuanto a cota, el grosor de la varilla entra en la curva de la varilla metálica de la funda, pero hay que validar cualquier prototipo antes de realizar una inversión.
- Si se valida el punto anterior, pedir unas 6 herramientas con aumento de diámetro a 4 mm y tener monitorizada la vida de estos ejemplares para poder compararla al dato teórico de vida obtenido.
- Pedir unas 6 herramientas con el diseño actual sometiéndolas al tratamiento shot-peening y tener monitorizada la vida de estos ejemplares para poder compararla al dato teórico de vida obtenido (en este caso no es necesario validar el prototipo, ya que la funcionalidad no se ve afectada).

11.- REFERENCIAS

- [1] <http://www.faurecia.com>
- [2] Manual de acogida de la empresa/Código ético de la empresa
- [3] <http://sitna.navarra.es/navegar/>
- [4] TEC-I-PSS-1330
Instrucciones de trabajo de montaje de la línea de cojín anterior derecho
- [5] Hoja de características del acelerómetro Brüel&Kjaer
- [6] https://www.solidworks.com/sw/docs/Student_WB_2011_ESP.pdf
- [7] Apuntes de la asignatura “Representación de Formas”
Marta Benito
Máster Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional (UPNA)
- [8] https://www.solidworks.com/sw/docs/Simulation_Instructor_WB_2011_ESP.pdf
- [9] <http://www.solidworks.es/sw/products/simulation/videos.htm>
- [10] Apuntes de la asignatura “Fatiga de componentes y estructuras”
I. Zabalza, V. Badiola, F.J. García
Máster Ingeniería Mecánica Aplicada y Computacional (UPNA)
- [11] Fatigue and Fracture
ASM Handbook Volume 19
- [12] Diseño en ingeniería mecánica de Shigley
Richard Budynas
Ed Mcgraw-Hill, 2009
- [13] Metal Fatigue in Engineering
Ralph I. Stephens, Ali Fatemi, Robert R. Stephens, Henry O. Fuchs
Ed Wiley Interscience
- [14] Código structural British Standard BS 7608
- [15] <https://es.wikipedia.org/wiki/Forja>
- [16] https://es.wikipedia.org/wiki/Tensi%C3%B3n_de_rotura

12.- ANEXOS

Se recogen en un documento aparte, el cual presenta el siguiente índice:

12.1.- Instrucción de trabajo para el modo de empleo del envarillador de la línea de Cojín Anterior

12.2.- Plano del prototipo de envarillador del departamento de Ingeniería

12.3.- Tablas del British Standard BS 7608

12.4.- Gráficos de las 9 tomas experimentales realizadas en la fábrica