



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

Curso Académico:

## RESUMEN

Debido a los avances médicos y mejoras en técnicas quirúrgicas cada vez son más los pacientes que utilizan prótesis o implantes internos. Es imprescindible diseñar estas prótesis con una larga vida útil y alta fiabilidad. Sin embargo, debido a las altas sollicitaciones mecánicas junto con el entorno corrosivo de trabajo, existe un problema acentuado de degradación en las mismas. La mejora del diseño de dichas prótesis pasa por su ensayo. Para ello es fundamental utilizar máquinas capaces de imponer condiciones de trabajo similares a las reales.

El presente Trabajo Fin de Grado se centra en la modificación de una máquina de ensayos de fatiga estándar ya existente con el fin de adaptarla al ensayo de probetas de biomateriales. Se deberá además integrar los sensores necesarios para la obtención de las magnitudes físico-químicas de interés.

Para ello, tras una introducción de los conocimientos teóricos necesarios, se establecen los requisitos que la máquina a rediseñar debe incluir. A continuación, tras el estudio de diferentes alternativas se llega a un diseño válido. Como apoyo gráfico se utiliza un software CAD 3D. Por último se valora de forma global el alcance de los objetivos de diseño y se presenta un presupuesto del trabajo realizado.

**Palabras clave:** Diseño, Máquinas, Sensores, Fatiga, Biomateriales.

## RESUM

A causa dels avanços mèdics i millores en tècniques quirúrgiques cada vegada són més els pacients que utilitzen pròtesi o implantats interns. És imprescindible dissenyar estes pròtesis amb una llarga vida útil i alta fiabilitat. No obstant això, a causa de les altes sollicitacions mecàniques junt amb l'entorn corrosiu de treball, hi ha un problema accentuat de degradació en les mateixes. La millora del disseny de la dites pròtesi passa pel seu assaig. Per a això és fonamental utilitzar màquines capaces d'imposar condicions de treball semblants a les reals.

El present Treball Fi de Grau se centra en la modificació d'una màquina d'assajos de fatiga estàndard ja existent a fi d'adaptar-la a l'assaig de provetes de biomaterials. Es deurà a més integrar els sensors necessaris per a l'obtenció de les magnituds fisicoquímiques d'interés.

Per a això, després d'una introducció dels coneixements teòrics necessaris, s'establixen els requisits que la màquina a redissenyar ha d'incloure. A continuació, després de l'estudi de diferents alternatives s'arriba a un disseny vàlid. Com a suport gràfic s'utilitza un programari CAD 3D. Finalment es valora de forma global l'abast dels objectius de disseny i es presenta un pressupost del treball realitzat.

**Paraules clau:** Disseny, Màquines, Sensors, Fatiga, Biomaterials.

## MOTIVACIÓN

En la actualidad, está muy extendido el uso de prótesis e implantes biomédicos para sustituir parcial o totalmente cualquier parte del cuerpo humano que falta o está dañada y así poder suplantar la función que ésta realizaba.

Con los avances médicos y mejoras en técnicas quirúrgicas las operaciones ortopédicas son cada vez más indicadas para tratar enfermedades como la artritis y así aliviar el dolor de los pacientes y mejorar su calidad de vida. Estas enfermedades suelen darse con frecuencia en personas mayores. Debido al incremento de la esperanza de vida, cada vez son más los pacientes que deben someterse a este tipo de intervención. Además, a esto hay que sumarle el hecho de que pacientes cada vez más jóvenes requieren cirugías ortopédicas debidas a accidentes de tráfico o realización de deportes. Esto repercute directamente en la cantidad de tiempo que las prótesis deben permanecer funcionando correctamente dentro del cuerpo humano, siendo éste uno de los principales problemas en el campo de los biomateriales. Y es que la necesidad de remplazo de cualquier prótesis por rotura o excesivo desgaste es ante todo una operación complicada y de elevado riesgo, con probabilidades de que la prótesis no vuelva a acoplar de la misma manera que la primera vez. Debido a sus mejores propiedades mecánicas los biomateriales metálicos son imprescindibles en aplicaciones estructurales como lo son las prótesis articulares. Aun así actualmente presentan problemas de degradación agravados por fenómenos electroquímicos y mecánicos. La necesidad de incrementar el tiempo útil de servicio de las prótesis exige una mejora cada vez mayor en propiedades como resistencia a la corrosión y al desgaste mecánico o fatiga y biocompatibilidad.

Actualmente existen dos líneas de investigación centradas en maximizar estas propiedades, la primera consiste en desarrollar nuevos métodos de conformación y composición de las aleaciones metálicas utilizadas en implantes, la otra consiste en la modificación de la superficie de los implantes utilizando diferentes tratamientos como recubrimientos, técnicas de deformación o tratamientos térmicos.

Independientemente del método escogido, cualquier material en proceso de desarrollo necesita someterse a ensayos in vitro, es decir, en un laboratorio bajo un ambiente controlado. De esta manera se puede observar y estudiar cómo afecta cualquier modificación al material antes de seguir adelante con la implementación de la mejora. Para que el ensayo se asemeje lo más posible a la realidad y así poder extrapolar los resultados es importante utilizar simuladores y máquinas de ensayo que permitan imponer estados de carga y medios circundantes similares a los que el material va a estar sometido una vez insertado.

Es por tanto importante poder diseñar una máquina de ensayo que pueda estudiar el comportamiento de diferentes probetas de biomateriales metálicos a fatiga y corrosión, mecanismos principales de desgaste en prótesis, y que lo haga replicando de la manera más fiel posible el entorno fisiológico donde van a trabajar. Contribuyendo así a la investigación en esta área de la biomedicina en la que aún queda mucho espacio para mejora y avance, con el fin de aumentar la calidad de vida y comodidad de los muchos pacientes que hoy en día necesitan prótesis.

# CONTENIDOS GENERALES

- DOCUMENTO I MEMORIA
- DOCUMENTO II: PRESUPUESTO
- DOCUMENTO III: ANEXOS

## *DOCUMENTO I: MEMORIA*

---

## ÍNDICE MEMORIA

1. OBJETIVO GENERAL .....	1
2. OBEJTIVOS ESPECÍFICOS .....	1
<b>CAPITULO 1: FATIGA DE MATERIALES</b>	
1. INTRODUCCIÓN .....	3
2. NATURALEZA DEL MECANISMO DE FALLO A FATIGA.....	3
2.1. Etapa primera: Nucleación .....	3
2.2. Etapa Segunda: Crecimiento .....	4
2.3. Etapa Tercera: Fallo final .....	4
3. DEFINICIÓN CARGA CÍCLICA .....	5
4. ENSAYO DE FATIGA .....	6
4.1. Enfoque del análisis a fatiga.....	6
4.2. Curva S-N .....	6
4.3. Máquinas de ensayo .....	8
4.3.1. Rotativas .....	8
4.3.2. Alternantes .....	8
4.3.3. Resonancia.....	8
5. INFLUENCIA DE LA CORROSIÓN EN LA FATIGA.....	9
5.1. Corrosión-Fatiga .....	9
5.2. Fretting-Fatiga.....	9
<b>CAPÍTULO 2: BIOMATERIALES METÁLICOS</b>	
1. APLICACIONES .....	11
2. ALEACIONES METÁLICAS PARA PROTESIS E IMPLANTES .....	12
2.1. Requisitos .....	12
2.2. Aleaciones comunes .....	13
2.2.1. Aceros Inoxidables .....	13
2.2.2. Aleaciones Cromo-Cobalto .....	14
2.2.3. Titanio y sus aleaciones .....	14
3. PROBLEMAS ASOCIADOS USO DE PRÓTESIS.....	15

3.1. Debidos al medio dinámico (Fatiga).....	15
3.2. Debidos al medio bioquímico (Corrosión) .....	16
4. MODIFICACIONES SUPERFICIALES Y ENSAYOS IN VITRO .....	18
<b>CAPÍTULO 3: MÁQUINA ORIGINAL A MODIFICAR</b>	
1. DESCRIPCIÓN .....	20
2. FUNCIONAMIENTO .....	21
3. DEFICIENCIAS.....	22
4. MODIFICACIONES A REALIZAR.....	23
<b>CAPÍTULO 4: REQUISITOS Y ALTERNATIVAS MÁQUINA A REDISEÑAR</b>	
1. ESTADO TENSIONAL.....	25
2. AJUSTE POSICIONAL INICIAL.....	27
3. SENSOR DE PAR .....	27
3.1. Transductor de par: .....	27
3.2. Sensor de fuerza: .....	28
3.3. Galga Extensiométrica: .....	28
4. ENGRANAJES .....	29
4.1. Unión a torsión .....	30
4.1.1. Chaveta.....	30
4.1.2. Piezas acanaladas: .....	31
4.1.3. Buje de sujeción a fricción .....	31
5. CAJA PARA FLUIDO SIMULADO .....	32
<b>CAPÍTULO 5: CÁLCULOS INICIALES</b>	
1. INTRODUCCIÓN .....	34
2. DATOS INICIALES EQUIPO .....	34
3. RESTRICCIÓN GEOMÉTRICA PREVIA .....	35
4. ANÁLISIS DE FUERZAS.....	36
4.1. Magnitud momento flector requerido.....	36
4.2. Giro inducido en las probetas bajo flector aplicado.....	37
4.3. Resumen Excel Flector y giro .....	39
4.4. Distancia necesaria entre el vástago y el engranaje conductor .....	39



4.5. Balance de fuerzas .....	40
4.6. Resumen Excel fuerzas actuantes sobre la máquina.....	43
5. VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE EJES Y ENGRANAJES .....	43
<b>CAPÍTULO 6: SOLUCIÓN ADOPTADA Y COMPROBACIÓN</b>	
1. INTRODUCCIÓN .....	46
2. SENSOR DE PAR .....	47
2.1. Transductor de Fuerza: .....	47
3. UNIÓN A TORSIÓN: BUJE DE SUJECIÓN A FRICCIÓN .....	49
3.1. Comparación y Ventajas .....	49
3.1.1. Rigidez Torsional .....	49
3.1.2. Flexibilidad posicional.....	50
3.1.3. Ausencia Concentrador Tensiones .....	51
3.2. Restricciones geométricas .....	51
3.3. Restricciones mecánicas .....	51
3.4. Modelo escogido .....	52
3.5. Comprobación Deslizamiento .....	52
4. ENGRANAJES .....	53
4.1. Consideraciones iniciales .....	53
4.2. Cálculo geometría.....	54
4.3. Cálculo ancho de los dientes .....	55
4.3.1. Tipos de fallo .....	55
4.3.2. Criterio de dimensionado .....	55
4.4. Solución adoptada .....	56
4.5. Comprobación lubricante .....	57
5. DISEÑO DE LOS EJES .....	59
5.1. Datos iniciales:.....	59
5.2. Propuesta de diseño de los ejes: .....	59
5.3. Determinación de los esfuerzos en los ejes:.....	60
5.3.1. Cálculo de las reacciones verticales: .....	60
5.3.2. Diagrama de Cortantes: .....	62

5.3.3. Diagrama de Momentos Flectores .....	62
5.3.4. Diagrama de Momento Torsor .....	63
5.4. Material Escogido y construcción .....	63
5.5. Comprobación del eje a rigidez torsional .....	64
5.6. Comprobación del eje a Fatiga.....	65
5.6.1. Estado tensional .....	65
5.6.2. Procedimiento .....	66
5.6.3. Cálculo del límite de fatiga para flexión y torsión: .....	67
5.6.4. Resultado .....	68
5.7. Comprobación deflexión lateral.....	68
6. RODAMIENTOS .....	70
6.1. Rodamiento Izquierda .....	71
6.1.1. Características geométricas .....	71
6.1.2. Características mecánicas .....	71
6.1.3. Esfuerzo a soportar .....	71
6.2. Rodamiento Derecha .....	71
6.2.1. Características geométricas .....	71
6.2.2. Características mecánicas .....	71
6.2.3. Esfuerzo a soportar .....	71
6.3. Cálculo Rodamientos .....	71
6.3.1. Fallo bajo Carga Estática: .....	71
6.3.2. Fallo a Fatiga .....	72
7. ANILLOS ELÁSTICOS .....	73
8. RETENES .....	73
9. CAJA SOPORTE.....	75
9.1. Función .....	75
9.2. Material .....	75
9.3. Construcción.....	76
10. PINZAS.....	77
11. BALANCÍN .....	77

12. FLUIDO CORPORAL SIMULADO .....	79
12.1. Introducción .....	79
12.2. Fluido corporal.....	79
12.3. Simulación .....	80
12.4. Medidor pH .....	80
13. DISEÑO COMPLETO FINAL .....	81
14. CONCLUSIÓN .....	84
15. CONTENIDO MEMORIA .....	85
15.1. Ilustraciones .....	85
15.2. Tablas.....	87
16. BIBLIOGRAFÍA .....	88

## 1. OBJETIVO GENERAL

El objetivo del presente Trabajo de Fin de Grado consiste en la aplicación de diferentes conocimientos adquiridos a lo largo del grado mediante la modificación y rediseño de una máquina de ensayos de fatiga de uso industrial con el objetivo de adecuarla al ensayo de probetas de biomateriales metálicos utilizados en el diseño de prótesis, incluyendo un sensor capaz de medir las señales necesarias para la realización del ensayo y análisis de los resultados.

## 2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Modificar la máquina de ensayos original de forma que podamos someter las probetas a un esfuerzo de flexión alternante, similar al que podrían sufrir las prótesis una vez insertadas, y así poder estudiar cómo afectaría este estado de carga al desgaste mecánico de las probetas.
- Estudiar la forma de incluir, teniendo en cuenta el limitado espacio geométrico, un recipiente que poder llenar de líquido y donde poder ensayar las probetas replicando el medio fisiológico donde las prótesis tendrán que trabajar para estudiar como contribuye la corrosión al desgaste.
- Integrar un sensor para medir las diferentes señales mecánicas y electroquímicas imprescindibles para el estudio del comportamiento de los diferentes biomateriales ante los diferentes mecanismos de desgaste que pueden afectarles como son la fatiga y corrosión.

# Fatiga de materiales

---

# 1. INTRODUCCIÓN

Cuando una pieza metálica se somete a cargas alternantes o cíclicas, puede ocurrir que esta falle, aun siendo el estado tensional aplicado a lo largo de la pieza notablemente inferior al valor crítico de tensión establecido si la misma estuviese siendo sometida a un esfuerzo de tipo estático.

Este tipo de fallo no se estudió hasta hace relativamente poco, fue a partir de 1830 cuando se sucedieron una serie de accidentes en componentes mecánicos provenientes tanto del sector ferroviario como aeronáutico. Las graves consecuencias que producía este fallo sorprendieron a la comunidad científica por su inexplicable causa y motivó la investigación al respecto.

Este fallo era además muy peligroso ya que el fallo y rotura de la pieza se daba generalmente de forma rápida y sin aparentemente ningún síntoma que pudiera predecirlo. La rotura se asemejaba más a la de un material frágil que a la de uno dúctil, como lo son los materiales metálicos.

Actualmente el fallo se conoce como fatiga, se ha comprobado que efectivamente este mecanismo de fallo reduce significativamente la resistencia mecánica de materiales sometidos a tensiones cíclicas. Es una de las causas principales de agotamiento y rotura en materiales metálicos.

## 2. NATURALEZA DEL MECANISMO DE FALLO A FATIGA

Aunque el fallo final que conlleva a la rotura de la pieza se produce de forma acelerada, el proceso que lleva hasta ese instante es sin embargo progresivo. El proceso de fatiga aparece en la pieza desde la misma puesta en marcha, pero el fallo suele estar localizado en ciertas áreas con mayor predisposición al avance del mismo.

Para entender el porqué del fallo por fatiga es imprescindible comprender los procesos micromecánicos que acompañan al mecanismo de fallo. El mecanismo de fatiga se puede dividir 3 etapas.

### 2.1. Etapa primera: Nucleación

Generalmente la nucleación o iniciación de grietas de fatiga suele producirse para cualquier material en los granos más cercanos a la superficie por varias razones.

- En la superficie la concentración de tensiones suele ser mayor debido a la existencia de cambios de sección, entallas, incisiones o rayado. Estas irregularidades actúan como concentradores de tensión favoreciendo la aparición de grietas.
- Los cristales exteriores se encuentran menos sujetos o soportados que los interiores, favoreciéndose su desprendimiento que da lugar a irregularidades.
- Las condiciones ambientales con las que la superficie de la pieza está en contacto también pueden favorecer y agravar el proceso de iniciación de grietas.

De todas formas la nucleación de grietas puede darse también en ausencia de factores externos que favorecen la aparición de las mismas. Para superficies lisas de materiales dúctiles el mecanismo de

iniciación se basa en la gradual generación de daños y cambios en la microestructura y topografía de ciertas zonas superficiales de la pieza.

1. El proceso comienza con la formación de bandas de deslizamiento. Las bandas se pueden describir como regiones situadas en ciertas zonas de la superficie del material donde existe un conjunto de planos paralelos que separan regiones cristalinas adyacentes entre las que se produce movimiento y por tanto deslizamiento.
2. El deslizamiento entre planos produce tensión cortante sobre la superficie del material que conduce a la aparición de dislocaciones que producen intrusiones y extrusiones en la superficie.
3. La formación de intrusiones favorece el crecimiento de pequeñas fisuras y grietas superficiales debido a los esfuerzos de tracción que se dan.

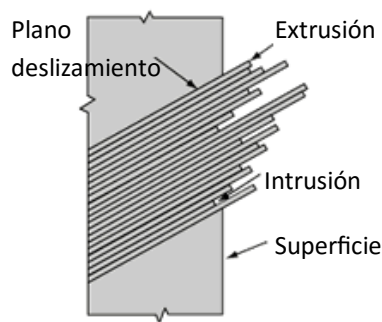


Ilustración 1: Detalle bandas de deslizamiento

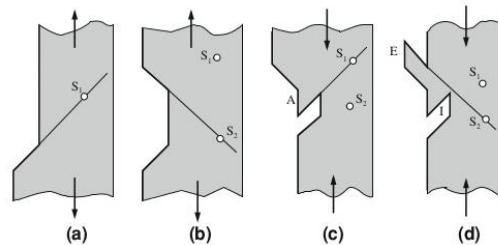


Ilustración 2: Formación dislocaciones en la superficie

## 2.2. Etapa Segunda: Crecimiento

Para materiales dúctiles el crecimiento de la grieta se divide en dos fases.

1. Crecimiento de grietas de distancias muy cortas, al ser de tamaño muy reducido se ven afectadas por los elementos micro-estructurales como el tamaño y crecimiento de grano. Las grietas crecen siguiendo el contorno de los granos en planos tangenciales a los de las bandas de deslizamiento.
2. El crecimiento de las grietas cambia al de un plano perpendicular a la dirección de máxima tensión normal. El tamaño de las grietas aumenta notablemente y con ello la zona de plastificación alrededor de las mismas, por lo tanto el crecimiento no se ve tan influenciado por las características micro-estructurales del material.

## 2.3. Etapa Tercera: Fallo final

A medida que avanzan los ciclos de carga las grietas se van propagando y van aumentando de tamaño reduciendo a medida la sección neta de material que está soportando las cargas.

Llega un momento en el que la sección restante es insuficiente para soportar las tensiones y la pieza rompe repentinamente.

La superficie de fractura suele presentar las siguientes características, en la zona desde donde se inicia la grieta en la superficie hasta la sección por la que se fractura aparecen unas marcas concoidales llamadas líneas de playa debidas a la carga cíclica que hacía que las dos superficies de fractura se abrieran y cerrarían. La posición de estas marcas depende del tipo de carga.

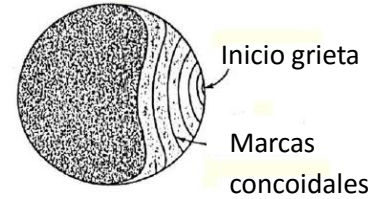


Ilustración 3: Superficie de fractura a fatiga

### 3. DEFINICIÓN CARGA CÍCLICA

Como se ha explicado el fenómeno de fatiga ocurre cuando un componente es sometido a cargas cíclicas. Estas cargas producen tensiones de tracción y compresión alternativamente. Las tensiones suelen variar entre un valor mínimo y máximo constantes. Un ciclo de carga se describe como el periodo de la onda de tensión alternante, que es el intervalo de tiempo entre dos puntos equivalentes de la onda.

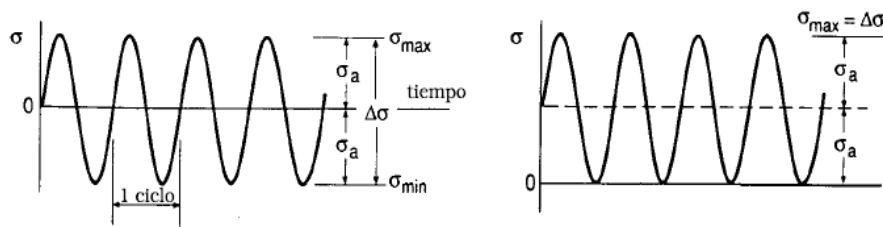


Ilustración 4: Ciclos de tensión alternante

Cada ciclo de carga se puede caracterizar en función de la tensión máxima y mínima  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$  :

- Rango de tensión:

$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min}$$

- Tensión media:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

- Tensión alternante:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

- Cociente de tensiones :

$$R = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}$$

El número de ciclos que se necesitan para causar el fallo por fatiga depende de la magnitud de tensión alternante. Pero se debe tener en cuenta que la magnitud de tensión alternante requerida para producir cierto fallo en el mismo número de ciclos disminuye al aumentar la magnitud de tensión media.

Cuando las tensiones máximas y mínimas son iguales pero de distinto signo ( $R=-1$ ) se considera que el ciclo es alternante y simétrico.



## 4. ENSAYO DE FATIGA

### 4.1. Enfoque del análisis a fatiga

El estudio de fatiga se divide en dos sectores, fatiga de alto ciclo y fatiga de bajo ciclo.

- **Fatiga de alto ciclo**

Se necesita aplicar un número de ciclos muy elevado para producir el fallo a fatiga, por tanto se considera que las tensiones aplicadas no son elevadas. Como la pieza ensayada está sometida a tensiones reducidas se considera que no se produce deformación plástica en la misma, siendo las tensiones y deformaciones proporcionales. Se puede por tanto relacionar en un gráfico el número de ciclos hasta la rotura o vida en función del rango de tensiones aplicado.

Este es el enfoque que se utilizará para el ensayo de probetas descrito en el presente tfg.

- **Fatiga de bajo ciclo**

Las cargas aplicadas son muy elevadas y por tanto la vida del componente es corta. Se considera que existe deformación plástica, por tanto deformación y tensión dejan de ser proporcionales. Al haber plasticidad es el rango de deformaciones cíclicas el que describe mejor el comportamiento del fallo.

### 4.2. Curva S-N

Las curvas S-N o curvas tensión-vida de distintos materiales se obtienen del ensayo de probetas a fatiga. Para el estudio de los ensayos se aplica el enfoque de fatiga de alto ciclo.

En los ensayos las probetas son normalmente sometidas a ciclos de tensión uniaxial (solo una tensión principal) y alternante, por lo que el rango de tensión varía entre un máximo y un mínimo donde  $\sigma_{max} = -\sigma_{min}$ .

Las probetas se someten a estas tensiones cíclicas hasta su correspondiente fractura. Cuanto más alto sea el rango de tensiones cíclicas aplicadas menos durará el componente.

Las curvas S-N relacionan el rango de tensión aplicada con el número de ciclos hasta el fallo o vida del componente. Se suele representar la tensión alternante  $\sigma_a$  en función del número de ciclos hasta el fallo. El gráfico suele representarse en escala lineal-logarítmica.

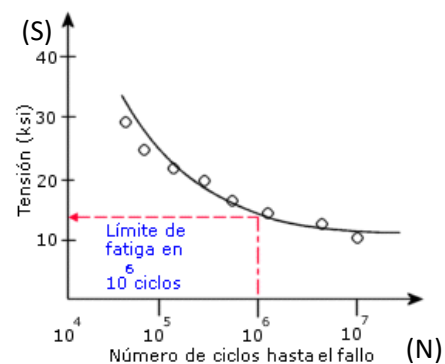


Ilustración 5: Ejemplo gráfica tensión-vida

Para ciertos materiales, como el acero por ejemplo, aparece una magnitud de tensión (S) para la cual por debajo no ocurre el fallo a fatiga asumiendo condiciones normales. Esta tensión es conocida como límite de fatiga  $S_e$ .

Existen tendencias entre el límite de fatiga  $S_e$  y el límite de rotura  $S_u$  de un material. El límite de fatiga estimado a partir del límite de rotura se identificará como  $S_e'$ .

Para el acero la estimación es la siguiente:

$$S_e' = 0.5 \cdot S_u \quad (S_u < 1400 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 700 \text{ MPa} \quad (S_u > 1400 \text{ MPa})$$

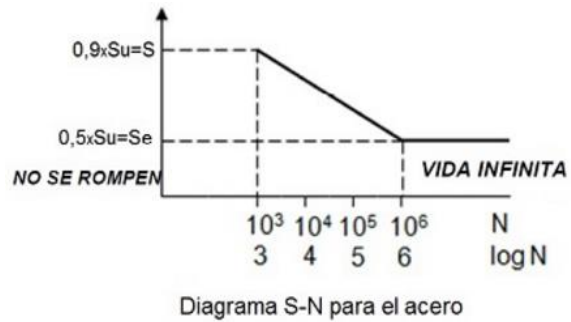


Ilustración 6: Gráfico tensión-vida para acero

Las curvas S-N se obtienen de ensayos con tensiones uniaxiales alternantes con tensión media  $\sigma_m$  nula. Pero las gráficas se pueden modificar para cuantificar diferentes efectos como pueden ser, tensiones medias no nulas, tensiones multiaxiales o tensiones cíclicas con valores máximo y mínimos variables.

Las curvas S-N siempre presentan cierta dispersión en los resultados, esto es debido a diferentes parámetros que pueden variar en cada ensayo.

Las curvas S-N pueden obtenerse para diversos materiales. Aun así no se debe utilizar directamente la curva obtenida del ensayo de probetas para predecir el fallo a fatiga en un punto o sección cualquiera de un componente mecánico de dicho material. Esto es debido a existen condiciones diferentes entre la probeta y la superficie del componente. Estas diferencias se cuantifican con una serie de factores modificadores del comportamiento a fatiga. Se puede por ejemplo obtener el límite de fatiga en un punto de un componente  $S_e$  en función del límite de fatiga de las probetas  $S_e'$ .

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_e \cdot K_x \cdot \frac{S_e'}{K_f} \quad \text{Ecuación (1)}$$

Para ello se aplican factores modificadores que incluyen:

- Acabado superficial  $K_a$
  - Tamaño de la pieza  $K_b$
  - Existencia de concentradores de tensión como cambios de sección bruscos, discontinuidades superficiales etc.  $K_f$
  - Confiabilidad en los resultados, tiene en cuenta la dispersión  $K_e$
  - Tratamientos superficiales.
  - Temperatura.
  - Corrosión.
- }  $K_x$

Algunos de ellos son más difícilmente cuantificables como es la corrosión o la aplicación de tratamientos superficiales.

## 4.3. Máquinas de ensayo

### 4.3.1. Rotativas

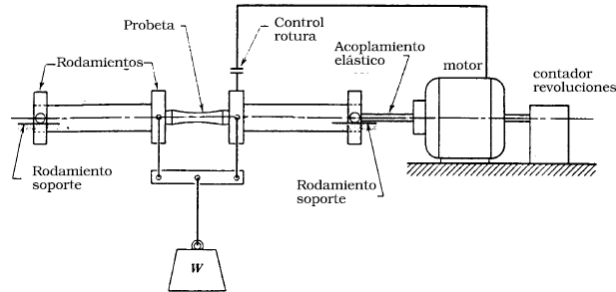


Ilustración 7: Esquema Equipo rotativo de fatiga

La máquina de flexión rotativa es una de las primeras máquinas de ensayos y sigue siendo comúnmente utilizada en la actualidad. Somete a las probetas a un flector constante que junto con la rotación produce un estado tensional uniaxial alternante donde cada punto de la probeta se somete a ciclos sucesivos de tracción-compresión. Se puede observar que la tensión media es nula  $\sigma_m$ .

### 4.3.2. Alternantes

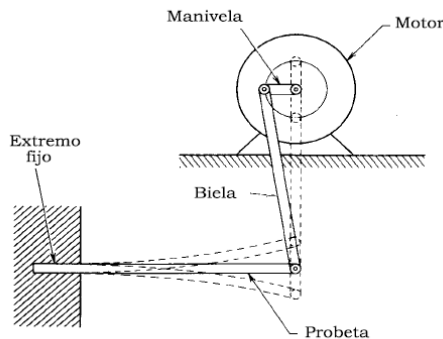
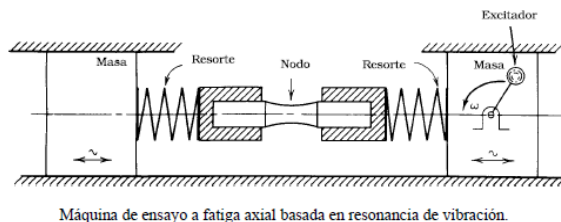


Ilustración 8: Esquema máquina fatiga alternante

Suele utilizarse en ensayos de flexión alternante. En este tipo de ensayos las probetas son sometidas a un esfuerzo de flexión alternante, pero este no es de magnitud constante a lo largo de la probeta, es función de la distancia al centro de aplicación de la fuerza. Se produce por tanto un estado tensional alternante, ciclos de tensión-compresión, variable a lo largo de la probeta. En este ensayo sí que se puede cambiar la tensión media del estado tensional aumentando o reduciendo la distancia de la biela.

### 4.3.3. Resonancia



Máquina de ensayo a fatiga axial basada en resonancia de vibración.

Ilustración 9: Esquema máquina fatiga de resonancia

Se puede aplicar tanto para ensayos de flexión, torsión como tracción.

En la imagen se muestra un ensayo de fatiga axial. Se consigue aplicar sobre la probeta tensiones axiales alternantes con tensión media nula.

## 5. INFLUENCIA DE LA CORROSIÓN EN LA FATIGA

### 5.1. Corrosión-Fatiga

Cuando un material trabaja en un medio agresivo su resistencia a la fatiga disminuye notablemente.

Como se explicó en el apartado Mecanismo de fallo a fatiga el proceso de iniciación de grietas se da prácticamente siempre en la superficie del material. Tiene por tanto sentido que la corrosión, que actúa directamente sobre la superficie de las piezas tenga un gran impacto sobre el mecanismo de fallo a fatiga.

La corrosión puede llegar a tener consecuencias muy negativas sobre la vida de componentes mecánicos. Aun así es un factor modificador del comportamiento a fatiga muy difícil de cuantificar. Esto es debido a que la fatiga y corrosión ocurren a la vez, al combinarse se produce un efecto de sinergia.

Cuando un componente trabaja en un medio agresivo siempre se dará el fallo del mismo a fatiga. Esto se debe a que bajo la presencia de corrosión siempre se iniciará el crecimiento de grietas en la superficie por diversas razones:

- **Iniciación:** Se crean pequeños agujeros y fisuras por el ataque electroquímico de la corrosión sobre la superficie, actuando como concentradores de tensión
- **Crecimiento:** Al iniciarse las grietas el efecto corrosivo produce la disolución del metal en la zona, aumentando la grieta.

Esto implica que bajo fatiga-corrosión no existe el límite de fatiga  $S_e$ .

La corrosión modifica también alguno de los parámetros que de normal afectan a la resistencia del metal a fatiga. En aplicaciones donde solo existe fatiga, la resistencia es independiente de la frecuencia de los ciclos de aplicación de carga. Sin embargo bajo la aparición de la corrosión la frecuencia si afecta a la vida de los componentes de forma que esta se reduce cuando disminuye la frecuencia del estado tensional.

### 5.2. Fretting-Fatiga

Se produce cuando existen dos superficies metálicas en contacto con un movimiento relativo pequeño entre ambas. En este fenómeno se combina por tanto el desgaste por abrasión entre ambas superficies y el ataque por corrosión, debido a que las partículas que se desprenden por abrasión actúan como partículas corrosivas.

Este fenómeno se relaciona con la aparición de picado superficial y micro-grietas, acelerándose el mecanismo de fallo a fatiga.

# Biomateriales Metálicos

---

## 1. APLICACIONES

Los biomateriales son materiales que han sido diseñados para su aplicación en seres vivos y por tanto deben ser capaces de interactuar con el medio biológico. Su misión es la de reparar o sustituir parcial o totalmente partes del cuerpo como pueden ser tejidos, órganos o huesos que han sido dañados y no pueden realizar sus funciones correctamente. Existen diferentes tipos biomateriales artificiales como los metálicos, cerámicos o poliméricos.

Debido a la alta resistencia mecánica que ofrecen los biomateriales metálicos son comúnmente utilizados en aplicaciones estructurales como lo son las prótesis quirúrgicas o elementos de osteosíntesis.

Las **prótesis quirúrgicas** o prótesis articulares son diseñadas para el reemplazo total de una articulación que no puede ser reparada. Entre las cirugías de reemplazo articular más comunes se encuentran las de cadera, rodillas, hombros o codos.



Ilustración 10: Prótesis de cadera



Ilustración 11: Prótesis de rodilla

Los implantes o **elementos de osteosíntesis** son elementos mecánicos utilizados en el tratamiento quirúrgico de fracturas de hueso con la misión de reducirlas y fijarlas. Los implantes más comunes son las placas, clavos o tornillos.



Ilustración 12: Clavo



Ilustración 13: Placa



Ilustración 14: Tornillos

## 2. ALEACIONES METÁLICAS PARA PROTESIS E IMPLANTES

### 2.1. Requisitos

#### **Biocompatibilidad**

No se debe producir un rechazo orgánico del material implantado. El material debe por tanto ser tolerado por el medio biológico donde va a trabajar así como por los elementos con los que va a estar en contacto como huesos o tejidos. Puede ocurrir que durante la vida del implante este desprenda productos de degradación, estos productos no deben producir daños colaterales en el tejido o superficie biológica circundante.

#### **Óseo-integración**

La óseo-integración o bio-adhesión es la capacidad de un implante o prótesis de adherirse a la superficie biológica en contacto. Debe existir la correcta interacción entre implante y superficie del hueso que lo rodea asegurando así el correcto posicionamiento y evitando desplazamientos relativos.

Cuando un componente biomaterial metálico es implantado en el cuerpo este es automáticamente encapsulado por una capa de tejido fibroso que puede proteger al biomaterial de la corrosión. El espesor de la capa depende del biomaterial metálico utilizado. El problema viene cuando la capa es demasiado espesa afectando a la unión entre el componente implantado y el hueso.

#### **Resistencia a la corrosión**

Las prótesis e implantes van a trabajar una vez insertadas en el medio fisiológico. Los fluidos extracelulares que están en contacto con los biomateriales se describen como disoluciones de oxígeno y sales además de compuestos inorgánicos. Este medio fisiológico resulta muy corrosivo para los metales al tratarse de un electrolito donde pueden moverse los electrones, resultando en la liberación de iones y degradación del material.

#### **Compatibilidad mecánica**

Los biomateriales metálicos deben presentar una buena resistencia mecánica para soportar las cargas requeridas.

Los biomateriales mecánicos deben además poseer ciertas propiedades mecánicas:

- Ductilidad
- Módulo de elasticidad y resistencia a la fluencia similares a los del hueso:

Si existe una diferencia notable entre la elasticidad del hueso y la del biomaterial metálico, al recibir cargas uno se deformará más que otro y se desarrollan por tanto fuerzas de reacción entre ambos, repartiéndose la carga de forma no uniforme y debilitándose el menos rígido.

Dentro del Anexo II se puede observar el *Gráfico Anexo 3* que compara el módulo de elasticidad del hueso y distintos biomateriales metálicos.

- Resistencia a la fatiga

Las prótesis e implantes están mayormente sometidas a cargas cíclicas. Según estudios médicos hay prótesis que deben soportar hasta 3 millones de ciclos/año dependiendo de su función. Debido a que las prótesis suelen ir insertadas un largo tiempo dentro del cuerpo es imprescindible el estudio a fatiga de los biomateriales que las componen. La fatiga puede dar lugar a la fractura de un componente biomecánico a tensiones inferiores de las esperadas y por tanto es muy importante tenerla en cuenta.

## 2.2. Aleaciones comunes

### 2.2.1. Aceros Inoxidables

Debido a su elevada fuerza mecánica y ductilidad fue uno de las primeras aleaciones que se utilizó para la fabricación de prótesis e implantes en el cuerpo humano en 1926.

Esta aleación está mayoritariamente compuesta por carbón y hierro a la que se le añade un porcentaje de cromo para mejorar su resistencia a la corrosión y hacerlos inoxidable.

En la actualidad se utilizan las aleaciones de acero inoxidable 316L (16-18 % Cr, 10-14 % Ni y del 2 al 3 % Mo) y 316LVM. Son aleaciones con bajo contenido en carbono a la que se añaden otros compuestos como cromo y níquel. Se utilizan por su elevada resistencia a la corrosión y biocompatibilidad en comparación con otros aceros inoxidables. Además se trata de un material no ferromagnético lo cual permite utilizar herramientas de diagnóstico médico que utilizan campos electromagnéticos sobre el paciente sin afectar al componente implantado.

Aun así tienen menor resistencia a la corrosión que otras aleaciones como las de titanio. Además de que poseen una reducida capacidad de oseo-integración debido a que la capa de tejido fibroso que se crea al implantar el metal es demasiado gruesa, impidiendo la correcta unión e interacción implante-hueso. Esto produce fallos tanto corrosiva como mecánicamente.

Por esta razón las aleaciones de acero inoxidable se utilizan sobre todo para la fabricación de elementos de osteosíntesis como son las placas, tornillos o clavos. Se tratan de implantes de fijación temporal ya que debido a la corrosión que sufre este material, puede desprender partículas o iones metálicos causando irritación.

Propiedades del Acero inoxidable AISI 316L

Tipo	Condición	Tensión de rotura (MPa)	Límite elástico (MPa)	Elongación (%)
316L	Recocido	505	195	40
	Terminado en frío	605	295	34
	Trabajado en frío	860	690	12

Tabla 1: Propiedades mecánicas acero inoxidable 316L



### 2.2.2. Aleaciones Cromo-Cobalto

Este tipo de aleaciones se introdujeron para la fabricación de prótesis e implantes por primera vez en 1936. Poseen muy buena resistencia a la corrosión y elevada resistencia mecánica y por tanto puede utilizarse para la fabricación de prótesis que van a estar implantadas a largo plazo.

Existen principalmente dos tipos de aleaciones:

- Cromo-Cobalto-Molibdeno-Carbono
- Cromo-Cobalto-Tungsteno-Níquel

Los elementos como Molibdeno y Tungsteno se añaden para el endurecimiento de la aleación.

Entre las aleaciones más comunes se encuentran las aleaciones ASTM F75 y ASTM F90 que contienen principalmente cromo y cobalto y las aleaciones ASTM F799 y ASTM F562 que contienen menos Cr-Co y se le añaden otros elementos como Tungsteno y Níquel respectivamente. Aun así cabe indicar que cada vez son menos utilizadas las aleaciones con Níquel debido a la reactividad biológica que posee.

En general las aleaciones Cromo-Cobalto poseen excelentes propiedades mecánicas y son indicadas para componentes que deben soportar elevadas cargas cíclicas debido a su elevada resistencia a la fatiga, son comúnmente utilizadas para el reemplazo total de articulaciones.

Tipo y condición	Tensión Rotura (MPa)	Límite elástico (MPa)	Elongación (%)
CoCrMo Colado	655	450	8
CoCrNiMo Forjado	1790	1580	8
CoCrNiMo Forjado + Recocido	600	276	50
CoCrNiMoWFe Forjado	1310	1172	12

Tabla 2: Propiedades mecánicas aleaciones Co-Cr

### 2.2.3. Titanio y sus aleaciones

El titanio es una de los biomateriales que más tarde se introdujo (1960) y aun así es el que más ventajas ha demostrado tener.

El titanio puro se comercializa en 4 grados diferentes para su aplicación en implantes y prótesis quirúrgicas. A mayor grado mayor es la cantidad de impurezas, como nitrógeno y oxígeno, y mayor es su resistencia mecánica.

El titanio puro se caracteriza por su excelente resistencia a la corrosión y biocompatibilidad, además de una excelente capacidad de óseo-integración (la capa de tejido fibroso que se forma en la encapsulación al insertarse el implante es de un espesor muy fino, de tan solo un par de micras en comparación con las 200 del acero inoxidable y aleaciones Co-Cr).

Destaca además por sus ventajas en cuanto a propiedades mecánicas. Entre ellas su baja densidad, que le confiere una excelente relación peso-resistencia, otra ventaja es su bajo módulo de Young o módulo

de elasticidad, este es de tan solo 110 GPa aproximadamente la mitad que el del acero y mucho más cercano al del hueso, haciendo que sea muy compatible con el hueso a la hora de recibir cargas.

La única desventaja que posee el titanio comercialmente puro es su baja dureza y resistencia para soportar cargas muy elevadas. Es por esta razón por la que se introducen aleaciones de titanio con el fin de mejorar las propiedades mecánicas y así poder soportar cargas elevadas.

La aleación de titanio más conocida y utilizada en la actualidad es Ti-6Al-4V que debido a su bajo módulo elástico, excelente resistencia a la corrosión y buenas propiedades mecánicas en comparación con el titanio puro lo hacen ideal para su utilización en aplicaciones ortopédicas.

Las desventajas de las aleaciones de titanio es su predisposición al desgaste y picado superficial que puede conllevar al fallo por fatiga, además de una menor dureza en comparación con aleaciones como las de Cr-Co.

### 3. PROBLEMAS ASOCIADOS USO DE PRÓTESIS

#### 3.1. Debidos al medio dinámico (Fatiga)

Las prótesis o implantes están sometidos a elevadas cargas cíclicas sobre todo las que se utilizan en aplicaciones ortopédicas o en la sustitución de articulaciones. Los componentes implantados deben soportar tanto cargas cíclicas que aparecen al haber movimiento como estáticas debidas a la fuerza de la gravedad así como fuerzas exteriores, estas cargas se combinan formando estados tensionales complejos. Ciertos huesos del cuerpo pueden llegar a soportar hasta 4 veces el peso de la persona. Las cargas cíclicas como se ha explicado ya, pueden conducir al fallo por fatiga.

Debido al continuo movimiento del cuerpo se repiten muchos ciclos de carga a lo largo del día que los componentes implantados deben soportar. Una persona que ande una media de 3h/día puede realizar 5400 ciclos de carga/día.

Los implantes deben soportar distintos tipos de carga y por tanto tensión dependiendo de su función. Existen cargas de tensión, compresión y flexión que producen tensiones axiales y cargas de torsión y cizalla que producen tensiones tangenciales sobre los huesos.

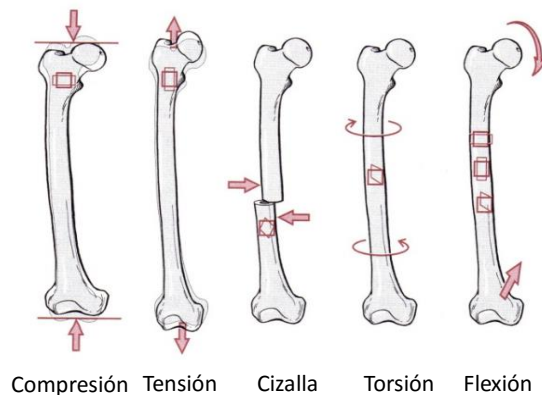


Ilustración 15: Cargas aplicadas sobre el hueso

Los esfuerzos de flexión suelen darse en los huesos largos de las extremidades inferiores. Son los implantes de osteosíntesis los que suelen soportar estos esfuerzos y tensiones debidas a flexión.

Fallos mecánicos típicos en elementos de osteosíntesis:

- Tornillos:  
Defectos en el roscado llevan al incorrecto agarre con el hueso y la aparición de choques.  
Rotura por falta de rigidez a flexión, también puede causar la descolocación del mismo.  
Rotura por fatiga bajo cargas cíclicas.
- Placas:  
Rotura por fatiga debida a cargas cíclicas de flexión y a la existencia de discontinuidades geométricas en el diseño.  
Esfuerzos de reacción indebidos entre placa y tornillos de sujeción debidos a la pérdida de posición de la placa por falta de rigidez a flexión.
- Clavos:  
Al insertarse a lo largo del eje tiene una elevada longitud de trabajo, suelen fallar por tanto por falta de rigidez a flexión así como fatiga debido a esfuerzos de flexión.

Existe además un problema añadido que aparece en la reparación de huesos dañados. En un sistema músculo-esqueleto donde el hueso se halle fracturado y con fragmentos faltantes las cargas se desestabilizan y no se distribuyen de forma uniforme sobre el implante o prótesis en contacto con el hueso. Esto conlleva a la concentración de tensiones debidas a esfuerzos de flexión y torsión en las zonas donde no hay hueso.

Se debe añadir que las restricciones geométricas que existen a la hora de diseñar prótesis e implantes puede comprometer propiedades como la resistencia a la fatiga. Al fin y al cabo los componentes deben adaptarse y acoplarse a la forma de los huesos y tejidos que lo rodean. Estos son elementos con cavidades pequeñas y formas específicas, por lo que muchas veces es complicado diseñar prótesis sin concentradores de tensión como cambios en la superficie.

### 3.2. Debidos al medio bioquímico (Corrosión)

Los implantes y prótesis deben trabajar en permanente contacto con los fluidos fisiológicos con propiedades agresivas y corrosivas. Estos por tanto deben ser capaces de tolerar las reacciones bioquímicas que puedan tener lugar.

La corrosión es un factor crítico a considerar ya que no solo afecta directamente a los componentes implantados pero también afecta a su capacidad de biocompatibilidad o aptitudes mecánicas y estructurales.

El fluido extracelular en contacto con el biomaterial está compuesto por una disolución de oxígeno que contiene sales (Cloruro de sodio (NaCl), Cloruro de potasio (KCl), Cloruro de calcio (CaCl) y fosfato entre otros) siendo los iones de cloro los más perjudiciales para los biomateriales metálicos, además de otros componentes orgánicos como proteínas. El pH del fluido corporal se mantiene alrededor de 7.4 (neutro)

pero cambia a un pH ácido de 5.2 en zonas con heridas o a un pH alcalino de 8 cuando existe una infección, favoreciendo la corrosión. La temperatura se mantiene a 37 °C, lo cual afecta también a la capacidad de corrosión del fluido, incrementándola. Se trata de un fluido muy corrosivo para biomateriales, siendo el acero inoxidable y algunas aleaciones de cromo-cobalto las más afectadas por el mismo.

### Mecanismo de corrosión

La corrosión en componentes implantados es posible gracias al fluido corporal constituido de iones que actúa como un electrolito permitiendo el movimiento de electrones desde la superficie del componente.

Para que se efectúe el movimiento de electrones y degradación del biomaterial se necesita la presencia de dos electrodos conductores (ánodo y cátodo) y un fluido electrolito en contacto con ambos. Los electrodos pueden crearse si el implante o prótesis están fabricados a base de distintos metales o del resultado de las diferencias microscópicas que presentan las diferentes zonas de un mismo componente, como impurezas o defectos.

Una vez se tienen los 3 elementos necesarios empieza la migración de electrones de una parte a otra por reacciones de oxidación y reducción y la consecuente degradación de una de las zonas.

### Fallo Corrosión-fatiga

Es uno de los fallos más peligrosos que se pueden dar ya que puede desencadenar en el fallo y rotura total del componente.

Ocurre cuando se combina la acción de corrosión con la aplicación de cargas cíclicas. Como se explicó en el capítulo sobre fatiga, en un ambiente corrosivo la resistencia a fatiga de cualquier material se ve reducida. Es complicado calcular cuánto afecta la corrosión al mecanismo de fallo por fatiga ya que ambos ocurren a la vez. Cabe recordar que bajo corrosión no existe el límite elástico del material por lo el fallo a fatiga puede ocurrir para cualquier tensión, y si existe algún defecto sobre la superficie del componente donde la corrosión pueda actuar puede resultar muy peligroso.

La corrosión puede dar lugar a la iniciación de grietas en ciertas zonas del implante y acelerar además su crecimiento debido a la disolución química del metal en la superficie agrietada. Esto combinado con la continua aplicación de cargas cíclicas puede llevar a la fractura total del componente implantado.

*Corrosión fatiga en medio fisiológico*

Aleación	Ciclos hasta la falla	
	Aire	Solución de Ringer
Acero inoxidable 316L	$5 \times 10^5$	$9 \times 10^4$
Aleación de cobalto-cromo	$1,5 \times 10^7$	$3,3 \times 10^5$

*Tabla 3: Influencia corrosión en el fallo a fatiga de biomateriales metálicos*

### Fallo Corrosión-Rozamiento

También conocido como Fretting fatiga.

Se produce cuando existe un movimiento relativo continuo por muy pequeño que sea entre dos superficies combinado con la acción de corrosión. Las partículas metálicas que se desprenden de ambas superficies por la fricción se convierten en partículas de óxido solubles muy corrosivas. Esto termina con la degradación y disolución de las capas superiores del biomaterial, las partículas desprendidas pueden ser absorbidas por la sangre o tejidos circundantes, provocando reacciones.

Este tipo de fallo se da sobre todo en implantes de osteosíntesis como las placas que deben ir enganchadas mediante tornillos.

## 4. MODIFICACIONES SUPERFICIALES Y ENSAYOS IN VITRO

En la actualidad la investigación en el campo de los biomateriales se ha centrado en la modificación superficial de los mismos con el fin de mejorar su comportamiento ante fenómenos biocompatibilidad y óseo-integración. Modificando las superficies se puede conseguir un contacto funcional entre hueso e implante o prótesis.

La modificación de la superficie es un proceso importante ya que no solo es la parte que está en contacto con el fluido corporal corrosivo pero también es la zona donde se inicia el fallo a fatiga y la zona que está en contacto con los elementos corporales como huesos y tejidos con los que debe interactuar.

A continuación se muestran algunos de los tratamientos superficiales que se realizan en la actualidad:

- Granallado:  
Abrasión mecánica de la superficie del biomaterial con partículas cerámicas. Se consigue aumentar la rugosidad superficial para conseguir un mejor agarre. Se crean unas tensiones residuales de compresión en la superficie que dificultan el crecimiento de grietas.
- Procesado con agua a alta presión:  
Para aumentar la rugosidad superficial, aunque en menor medida, sin dejar partículas residuales. Como el anterior también genera tensiones residuales de compresión.
- Laser peening:  
Se somete la superficie a radiación láser. Se generan tensiones residuales de compresión a mayores profundidades.

Sin embargo estos tratamientos de modificación superficial pueden resultar en la pérdida de resistencia a fatiga y corrosión.

Es por tanto imprescindible la realización de ensayos in vitro para ver trabajan los biomateriales modificados ante la acción combinada de fatiga y corrosión. Para que los resultados del ensayo sean extrapolables a la realidad es importante realizarlos en un ambiente y condiciones lo más similar posible al que luego trabajarán una vez insertados.

Máquina original a modificar

---

Como se ha comentado anteriormente, el objetivo principal del presente trabajo fin de grado consiste en el desarrollo de una máquina de ensayos donde poder analizar el comportamiento de probetas de diferentes biomateriales ante la acción combinada de carga y corrosión. Para ello disponemos de una máquina industrial de ensayos a fatiga ya existente, que describiremos a continuación. La nueva máquina de ensayos se implementará a partir de ésta, modificándola y adaptándola a nuestras necesidades.

## 1. DESCRIPCIÓN

La máquina de la que partimos se puede observar en la imagen inferior, es un equipo de fatiga a flexión alternante de la marca Microtest. Tiene una potencia instalada de 1.5 kW y capacidad de carga de 1500 N (en el ANEXO II en la *Tabla Anexo 16* se pueden consultar los datos y especificaciones técnicas más relevantes del equipo, extraídos de su catálogo).

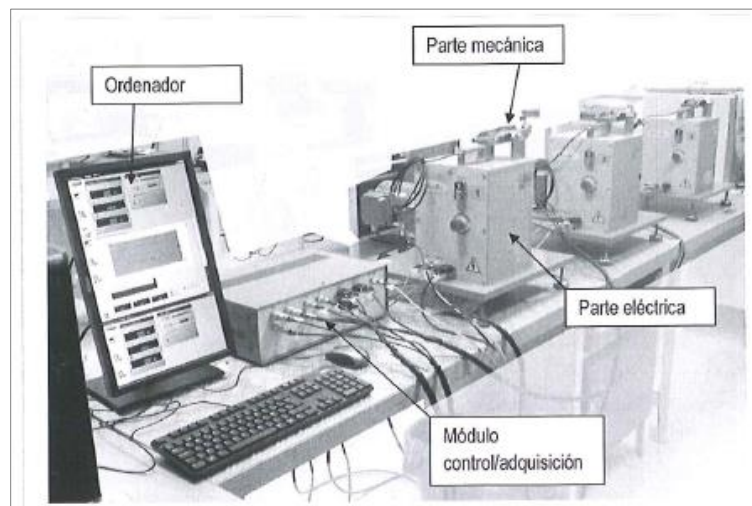
El equipo de fatiga consta de diferentes partes que se pueden observar en la imagen derecha inferior. El presente tfg se centrará en la modificación de la parte mecánica del equipo.

La parte mecánica de la máquina consta de varias piezas importantes:

- Motor eléctrico de 900 rpm.
- Vástago metálico conectado mediante un mecanismo manivela balancín al motor, traduciendo la rotación de éste en un movimiento circular alternante de amplitud máxima de  $\pm 3\text{mm}$ .
- Mecanismo de sujeción de probetas (2 bases metálicas).
- Célula de carga de tipo monoplato para medir las reacciones provenientes de la probeta y evaluar el estado de carga al que están sometidas.



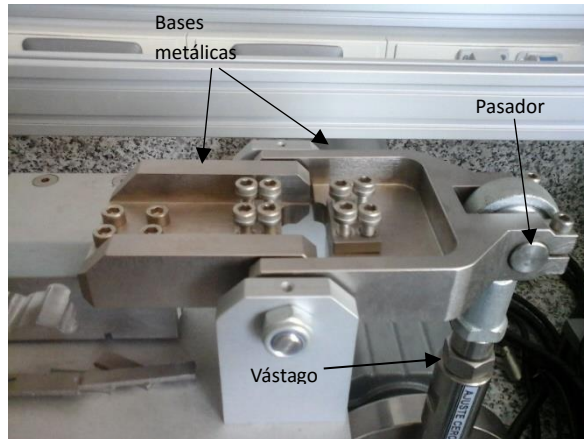
*Ilustración 16: Fotografía equipo de fatiga a flexión alternante original*



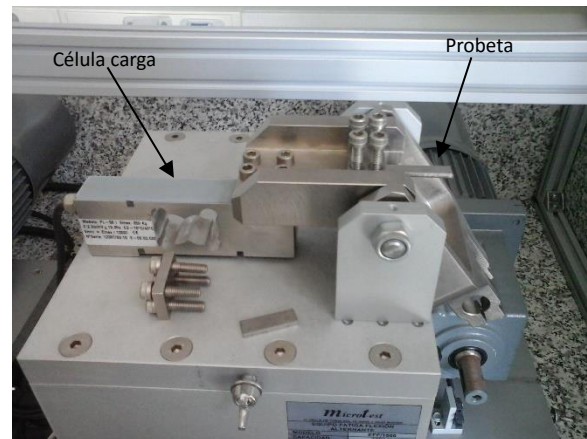
*Ilustración 17: Esquema componentes equipo a fatiga*

## 2. FUNCIONAMIENTO

Como se puede observar en la *Ilustración 18*, las probetas a ensayar se insertan y aseguran mediante atornillado entre dos bases metálicas. Una de las bases, la de la izquierda se encuentra empotrada contra una célula de carga y a continuación al banco de pruebas y por tanto no se puede mover, la de la derecha sin embargo se encuentra articulada contra el banco y unida en su extremo derecho, mediante un pasador, al vástago. Éste a su vez está conectado al motor mediante un mecanismo de cuadrilátero articulado.

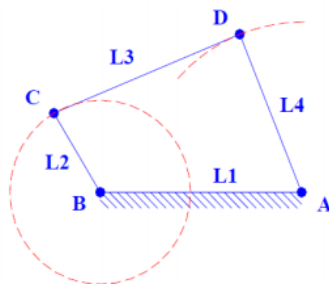


*Ilustración 18: Fotografía detalle zona agarre probetas*

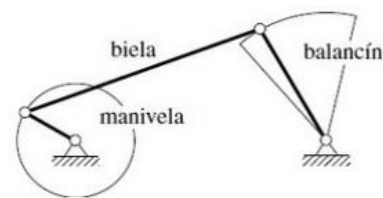


*Ilustración 19: Fotografía detalle banco del equipo*

El mecanismo de cuadrilátero articulado es del tipo manivela balancín. Este mecanismo está formado por la articulación de cuatro barras formando una cadena cinemática. La barra más pequeña es la manivela que accionada por el motor realiza giros completos alrededor del eje. El vástago que se puede observar en las imágenes superiores actúa como biela, mientras que la base metálica derecha se corresponde con el balancín. El mecanismo traduce el movimiento circular introducido en la manivela en un movimiento oscilatorio (movimiento de rotación alternativo) en el balancín. Este mecanismo puede verse con mayor claridad en la ilustración inferior.



*Ilustración 21: Mecanismo manivela-balancín*



*Ilustración 20: Partes mecanismo manivela-balancín*



El funcionamiento del equipo es por tanto el siguiente, se pone en marcha el motor, acoplado al eje del motor se encuentra una rueda o excéntrica que actúa como manivela, ambos giran conjuntamente. La cabeza del vástago está unida a un eje excéntrico de la rueda. El movimiento circular de la rueda y cabeza del vástago se traduce en una trayectoria circular alternativa en el pie del vástago que está articulado mediante un pasador a la base metálica derecha. Esta base está a su vez articulada contra el banco de ensayos y por tanto actúa como balancín.

El movimiento circular inducido en el pie del vástago es muy uniforme y prácticamente vertical debido a la escasa amplitud del movimiento oscilatorio, tan solo de  $\pm 3\text{mm}$  máximo. Al estar conectado el pie del vástago al extremo de la placa derecha mediante un pasador, cada vez que el vástago sube y baja, ésta pivota de forma alternante alrededor del eje donde está articulada contra el banco, induciendo de esta manera un momento flector y cortante oscilantes sobre el extremo derecho de la probeta que se encuentra atornillada sobre la placa.

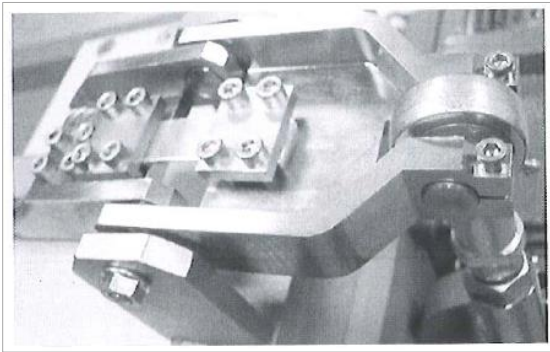


Ilustración 23: Detalle máquina en funcionamiento

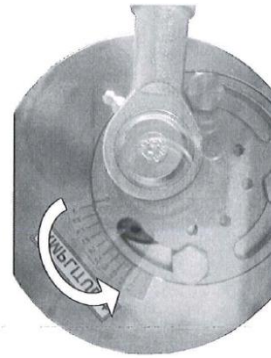


Ilustración 22: Mecanismo modificación amplitud

Para medir la fuerza que se está introduciendo en la probeta se utiliza una célula de carga monoplato. El momento y cortante que se inducían en el extremo derecho de la probeta se transmiten hasta el otro lado. Al estar el otro extremo empotrado aparecen reacciones sobre la base metálica. Estas reacciones son absorbidas por la célula de carga que es capaz de medir la diferencia de cortante entre sus dos extremos.

Se debe añadir que el mecanismo cuadrilátero articulado formado por el vástago y motor dispone de un mecanismo que permite modificar la amplitud del movimiento alternativo inducido sobre la parte superior del vástago. La amplitud máxima es de  $\pm 3\text{mm}$ . (Ilustración 22: Mecanismo modificación amplitud)

### 3. DEFICIENCIAS

El principal problema que presenta la máquina de ensayos actual es la distribución asimétrica de tensiones que induce sobre la probeta. Como se ha explicado en el apartado anterior sobre el funcionamiento de la máquina, la probeta se encuentra empotrada e inmovilizada por un extremo mientras que en el otro se permite un movimiento de traslación vertical.

Al introducirse cortantes y flector en el extremo libre, se induce sobre la probeta un flector creciente con la distancia a ese extremo. Esto conduce a una tensión mucho mayor sobre el extremo que está empotrado y por tanto desencadena en la rotura descentrada de la probeta, siempre por el lado más próximo a ese extremo.

Al haber una distribución no constante del momento y por tanto una distribución de tensiones variable a lo largo de la longitud de la probeta, es difícil determinar de forma precisa durante el ensayo el momento y por tanto tensión que la probeta estaba aguantando en el instante anterior a la rotura, en la sección por la que se fractura. A esto se le suma el hecho de que en la probeta se está introduciendo en el extremo derecho una combinación de flector y cortante, siendo aún más complicado de obtener la tensión real en la probeta utilizando sólo una galga monoplato.

Lo más importante en el ensayo de fatiga es poder determinar con exactitud la tensión que está soportando el material en el momento de fractura, para así poder obtener las curvas Tensión-Vida (S-N) de distintos materiales.

## 4. MODIFICACIONES A REALIZAR

El primer cambio de todos y el más importante, consiste en la modificación de la zona y forma de agarre de las probetas, influyendo así en el tipo de carga al que éstas van a estar sometidas. Como objetivo se pretende conseguir únicamente un momento flector alternante constante a lo largo de toda la longitud de la probeta. Para ello se debe eliminar el empotramiento que existe en el lado derecho, teniéndose que buscar otra manera de medir la fuerza que se introduce en la probeta al tener que prescindir también de la célula de carga, adicionalmente se debe modificar la forma en la que se introduce la carga ya que actualmente se introduce tanto flector como cortante y además solo por un extremo.

Consiguiendo un flector constante resultará mucho más sencillo determinar con alta precisión la tensión que sufren las probetas antes de la fractura, además éstas deberían romper siempre por la mitad, consiguiendo un ensayo más consistente. Adicionalmente al cargar la probeta únicamente con flector se puede elaborar fácilmente un diagrama S-N donde se pueda observar la relación Tensión-Vida de diferentes biomateriales ante fatiga por flexión pura. Esto es importante ya que en el presente trabajo se pretende ensayar probetas de biomateriales, materiales que suelen ser utilizados en prótesis para la suplantación de huesos o articulaciones dañadas, siendo la flexión un tipo de carga muy común al que suelen estar solicitados.

Otro cambio importante a realizar sería la integración en el equipo de un recipiente donde ensayar las probetas y que poder llenar de líquido. De esta manera se pretende ensayar las probetas replicando el medio fisiológico donde más adelante las prótesis tendrán que trabajar. Ya se ha explicado en la introducción lo importante que es la corrosión, de hecho la combinación corrosión-fatiga constituye una de las principales causas en la degradación de prótesis constituidas a partir de biomateriales metálicos. Por lo que para poder extrapolar los resultados obtenidos del ensayo de fatiga es importante poder imponer sobre las probetas estados de carga y medios circundantes similares a los que el material va a estar sometido una vez insertado.

# Requisitos y Alternativas máquina a rediseñar

---

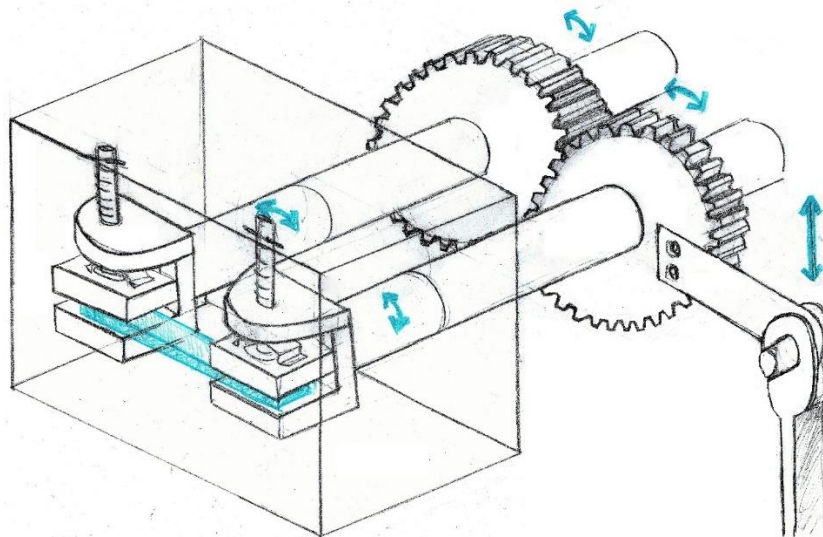
## 1. ESTADO TENSIONAL

El primer requisito que se pretende solventar con el rediseño de la máquina es el estado tensional cíclico a inducir en las probetas ensayadas. Como se explicó en el anterior capítulo, la máquina inicial somete las probetas a una tensión no uniforme a lo largo de las mismas. Esto dificulta la obtención de los resultados necesarios para la elaboración del diagrama tensión-vida (S-N) ya que es complicado determinar la tensión exacta que está siendo aplicada a lo largo del ensayo en el punto donde la probeta rompe.

Para facilitar el estudio y obtención de resultados precisos se decide rediseñar la máquina de forma que se aplique un estado tensional constante a lo largo de la probeta. Se pretende aplicar un esfuerzo de flexión pura simétrica constante, de forma que la carga y por tanto tensión sea uniforme.

Tras barajar distintas posibilidades de inducir el flector constante sobre las probetas, se decide que la más apropiada, dadas las restricciones de espacio y tamaño, es la utilización de engranajes.

En la inferior se puede visualizar la idea de la que se parte.



*Ilustración 24: Boceto idea básica inicial para el rediseño de la máquina a fatiga*

Como se puede observar se decide mantener del equipo inicial lo que es el mecanismo manivela-balancín compuesto por el motor y vástago que va en la parte inferior de la máquina, y en cambio se decide sustituir toda la parte superior de la máquina, la que actualmente está encima del banco.

El vástago irá unido al engranaje derecho mediante una pieza metálica llamada balancín. Al subir y bajar alternativamente el vástago se induce un giro sobre el engranaje de la derecha que a su vez mueve el de la izquierda. Al ir acoplados los engranajes sobre unos ejes estos reciben el giro proveniente de los engranajes y giran simultáneamente en sentidos opuestos. Al final de los ejes se soldarán unas pinzas de forma que el giro se traslade directamente desde las mismas a los extremos de las probetas. De esta

manera se induce el mismo momento flector pero con sentidos opuestos en los extremos de las probetas.

La eficiencia de los engranajes es muy alta a la hora de transmitir potencia, esta suele ser de alrededor de un 98%, por tanto el giro y torsor inducido sobre ambos ejes por los engranajes es prácticamente el mismo.

El estado de carga al que estarían sometidas las probetas sería el siguiente:

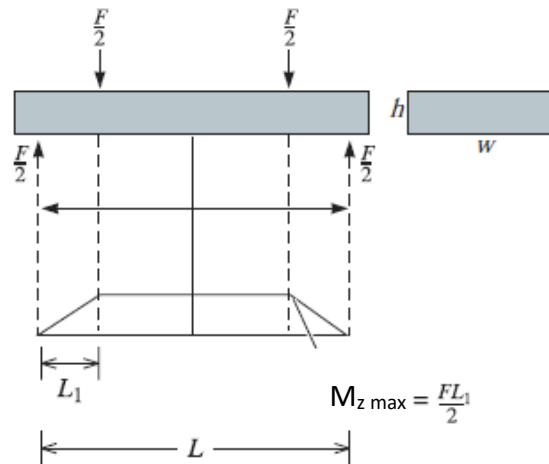


Ilustración 25: Carga de flexión pura alternante aplicada en las probetas

Como se puede comprobar se estaría induciendo un momento  $M_z$  constante sobre la zona libre de la probeta de magnitud igual al momento torsor que produce el giro sobre cada eje. El momento torsor producido en los engranajes se traslada directamente como flector sobre las probetas.

La tensión que se induce sobre las probetas durante el ensayo es constante a lo largo de las mismas y depende del valor de momento flector  $M_z$  aplicado. Ambos valores se relacionan mediante la ecuación de Navier, que permite conocer la tensión normal que existe en un punto de una sección sometida a axil y flector.

La ecuación de Navier cuando sólo existe momento flector  $M_z$  queda de la siguiente manera:

$$\sigma_x = \frac{M_z}{I_z} y \quad \text{Ecuación (2)}$$

Donde:

$\sigma_x$  : Tensión normal

$M_z$ : Momento flector

$I_z$ : Segundo momento de área de la sección de la probeta (Momento de inercia del área)

$y$ : Distancia desde el punto donde calcular la tensión a la línea neutra

Al realizar este cambio en la máquina resulta mucho más fácil conocer la tensión a la que se someten las probetas en el ensayo, tan solo hay que conocer el momento  $M_z$  de flexión que se está induciendo. Como se puede observar el estado tensional que se va a inducir en las probetas es el de ciclos de tensión normal alternante con valor de tensión media  $\sigma_m$  en principio nulo. Los ciclos de tensión van desde un máximo positivo cuando el vástago sube hasta arriba a un mínimo negativo e igual en magnitud al máximo, cuando el vástago baja. Si la carrera del vástago se inicia al principio del ensayo y se asegura que esta plano con respecto al eje del engranaje, los ciclos serán simétricos y de media nula. Pero sin embargo el vástago se puede subir o bajar de posición de forma que inicie descentrado, de esta manera se conseguirá una carrera de bajada y subida asimétricas y por tanto una media no nula.

## 2. AJUSTE POSICIONAL INICIAL

Para la realización de un ensayo consistente y válido se debe poder asegurar la correcta posición inicial de cada una de las probetas y de ciertos elementos de la máquina.

Primero se debe poder asegurar la posición totalmente horizontal de la probeta en su zona de agarre. Para ello las pinzas que sujetan los extremos de las probetas también deben situarse de manera horizontal y coplanarias entre sí. Si las pinzas no estuvieran coplanarias la probeta podría quedar flectada. De esta manera se asegura la ausencia de tensiones residuales que pudieran modificar el resultado a lo largo del ensayo.

Además si se quiere realizar un ensayo simétrico se debe poder asegurar la posición horizontal de la pieza metálica balancín al inicio del ensayo. De manera que la posición cero de la parte superior del vástago se corresponda con el centro del engranaje derecho. De esta manera se asegura una carrera simétrica tanto en la subida como en la bajada, induciéndose tensiones alternantes simétricas.

## 3. SENSOR DE PAR

Como se ha comentado es importante medir el par de flexión que se induce sobre las probetas ya que se puede despejar a partir de este la tensión a la que están sometidas las probetas. Conocer esta tensión es imprescindible para elaborar la curva tensión-vida de las probetas de distintos biomateriales.

La medición de par se puede realizar de diferentes formas:

### 3.1. Transductor de par:

Una de las propuestas es la de utilizar un transductor de par directamente acoplado sobre el eje. Sería necesario partir el eje en dos, separando la zona de las pinzas y la de los engranajes y uniéndolas mediante un transductor

El transductor mide directamente el par torsor que existe sobre el eje, este par torsor es igual al flector que más adelante se traslada a las probetas.



Ilustración 26: Transductor de par marca HBM

La ventaja de utilizar un transductor de par es la posibilidad de medir el torsor aplicado sobre el eje de forma muy directa y fácil y con alta precisión. Sin embargo la desventaja es la perdida de rigidez torsional, esto implica que se pierde un cierto porcentaje del giro producido por los engranajes al llegar a las pinzas y por tanto extremos de las probetas.

### 3.2. Sensor de fuerza:

Otra opción sería la de acoplar al vástago un sensor de fuerza de compresión-tracción. De esta manera se estaría midiendo la fuerza vertical existente en el vástago durante su subida y bajada, esta fuerza proviene del motor. La fuerza que existe en el vástago es más tarde trasladada al engranaje como flector y cortante mediante la biela que los une.

Con este método no se estaría midiendo directamente el par. Lo que se consigue es medir la fuerza del vástago que es la que introduce el par que se necesita conocer sobre los engranajes. De forma que haciendo un balance de fuerzas en los engranajes se podría llegar a una ecuación que relacionara directamente la fuerza en N del vástago, fuerza que estamos midiendo, con el par torsor aplicado sobre los engranajes que es el que se desea conocer.

Este sensor se debería acoplar en el vástago, proceso que sería fácil ya que el vástago existente se encuentra ya dividido en dos partes y unido mediante un roscado, solo habría que introducir en medio el sensor de fuerza.

La desventaja de utilizar este método es el hecho de que no se mide el par directamente y hay que realizar una conversión para obtenerlo. De todas formas la ventaja es que al no girar junto al eje, no hay pérdida de giro debido a la rigidez torsional.



*Ilustración 27: Transductor de fuerza (compresión-tracción) marca HBM*

### 3.3. Galga Extensiométrica:

Este método consistiría en la colocación de una galga sobre la propia superficie del eje para medir el torsor aplicado, que es igual al flector a inducir sobre las probetas. Las galgas extensiométricas sin embargo miden deformaciones superficiales y no fuerzas. Lo que estaríamos midiendo son las deformaciones tangenciales máximas que ocurren en el eje al aplicarse un torsor, el momento torsor se puede hallar sin embargo en función de la deformación.

Existen rosetas, conjunto de galgas, específicas para medir torsores sobre ejes (*Ilustración 28*).

Estas rosetas en forma de V de puente completo están especialmente indicadas para la medición de deformaciones de torsión. Cuando existe torsión sobre un eje las tensiones normales se encuentran en

un plano de 45° con respecto al eje longitudinal, al utilizar rosetas en V coinciden las rejillas de las galgas que miden la deformación con las direcciones principales de tensión.

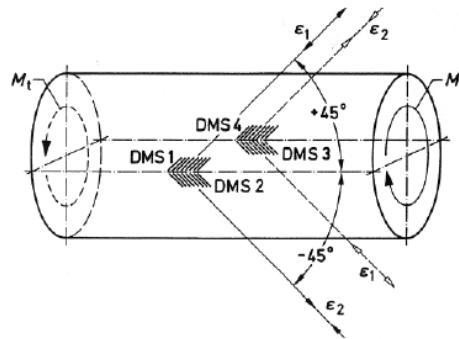


Ilustración 28: Galga extensiométrica en forma de V

A partir de las deformaciones medidas por la roseta se puede hallar la tensión tangencial que es máxima en la superficie.

$$\tau_{max} = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_a \cdot G \quad \text{Ecuación (3)}$$

Donde:

$\varepsilon_a$  Valor de la deformación obtenido en el circuito de puente completo.

$G$  Módulo cortante del material del eje.

A partir de la tensión tangencial máxima se puede hallar el valor del  $M_T$  aplicado sobre el eje:

$$M_T = \frac{1}{2} \cdot \varepsilon_a \cdot G \cdot W_P \quad \text{Ecuación (4)}$$

Donde:

$W_P$  Módulo resistente polar de la sección transversal del eje.

La ventaja de utilizar este método es que es el menos invasivo de todos ya que no debe formar parte del mecanismo de transmisión de fuerza y potencia. Sin embargo tiene desventajas como el hecho de que el resultado puede resultar impreciso ya que las galgas se deben colocar y pegar a mano y para que estas den una lectura correcta se deben colocar de forma longitudinal con el eje, siendo esto complicado hacerlo a ojo. Además es un poco más laborioso el proceso de hallar el torsor ya que se deben aplicar diferentes ecuaciones.

## 4. ENGRANAJES

Tras estudiar diferentes formas de aplicar un flector puro simétrico sobre las probetas se llegó a la conclusión de que si se quería aprovechar el mecanismo biela-excéntrica formado por el vástago y el motor se debía utilizar engranajes.



Para inducir un momento flector puro sobre las probetas se debe inducir la misma cantidad de giro y momento flector pero en sentidos opuestos en ambos extremos de la probeta.

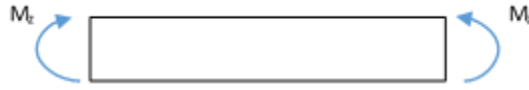


Ilustración 29: Flector puro a inducir en las probetas

Con el movimiento vertical alternativo ejercido por el conjunto vástago motor se podía inducir un giro alternativo sobre un extremo de la probeta, para conseguir ese mismo giro pero en sentido opuesto en el otro extremo se opta por utilizar un engranaje. De esta manera el vástago consigue hacer girar uno de los engranajes y su respectivo eje, este giro se traslada al otro engranaje que mueve su respectivo eje los mismos grados en sentido opuesto. Al estar los extremos de las probetas agarrados al final de cada eje, se induce en cada uno el mismo giro, consiguiéndose un momento flector constante.

Los engranajes tienen eficiencias muy altas a la hora de transmitir potencia y por tanto par, siendo esta de alrededor del 98%, siendo por tanto un mecanismo de transmisión muy preciso y efectivo.

Los engranajes resultaban ser la opción más compacta y eficaz. Para que el giro y torsor transmitido por ambos sea el mismo, ambos deben ser del mismo tamaño, módulo y número de dientes.

Hay diferentes tipos de engranajes que se pueden usar:

- Engranajes cilíndricos de dientes rectos: Son los más simples, se utilizan entre arboles paralelos. Rendimiento en cada etapa de transmisión es de 97-99%.
- Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales: Igual que los anteriores pero menos ruidosos. Al tener dientes helicoidales aparece una fuerza de reacción axial sobre los árboles.

## 4.1. Unión a torsión

La unión a torsión entre los engranajes y ejes se puede realizar de distintas maneras en función de los requerimientos necesarios.

En esta aplicación como se verá más adelante es imprescindible tener una buena rigidez torsional, de manera que el giro que se introduce en los engranajes llegue a los ejes y a continuación a las pinzas y probetas de forma precisa. Esto es debido a que en los ensayos a fatiga bajo cargas cíclicas los movimientos inducidos sobre las probetas son realmente muy pequeños. En el caso del ensayo de fatiga a flexión esto incluye al giro a transmitir a las probetas, al ser tan pequeño, este debe llegar con la mayor precisión, sin perderse a lo largo del mecanismo.

### 4.1.1. Chaveta

Esta opción es la más comúnmente utilizada para la unión a torsión de engranajes sobre ejes.

La unión se efectúa por un ajuste mecánico de interferencia entre la chaveta y la ranura realizada sobre el cubo del engranaje, el giro del árbol o eje y engranaje se hacen solidarios.

#### 4.1.2. Piezas acanaladas:

Se realiza un ranurado coincidente sobre el cubo del engranaje y el eje o árbol, de manera que ambos encajen. El acople también es por interferencia y ajuste mecánico entre ambas piezas. Se consigue también una unión solidaria al giro entre ambos componentes, siendo esta más precisa que la anterior al haber mayor superficie de agarre entre ambas piezas.

Esta opción suele utilizarse en aplicaciones con elevada velocidad de rotación donde se necesita que los ejes de ambas piezas permanezcan bien centrados.

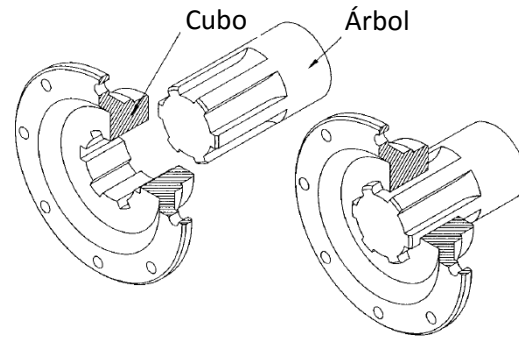


Ilustración 30: Ejemplo unión acanalada

#### 4.1.3. Buje de sujeción a fricción

Esta opción no suele utilizarse para la unión de engranajes en aplicaciones corrientes. Se utiliza en aplicaciones con altos requerimientos de precisión.

La unión a torsión entre ambos componentes en este caso no se realiza por interferencia mecánica.



Ilustración 31: Buje de sujeción a fricción

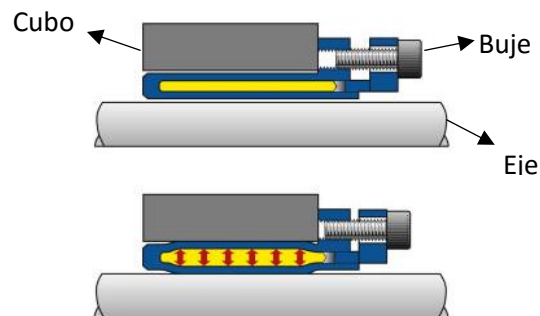


Ilustración 32: Funcionamiento buje a fricción

El buje a fricción utiliza un fluido de trabajo para crear la unión solidaria al giro entre ambos componentes. El eje se inserta en el buje y a continuación el cubo del engranaje se acopla sobre el buje. Una vez todos los componentes se colocan en su sitio tan solo hay que girar los tornillos del buje, al girar estos comprimen el fluido del interior que se expande induciendo una tensión superficial uniforme sobre la pared interior del cubo y sobre la exterior del eje. Esta tensión mantiene todos los componentes en su sitio y crea una unión solidaria al giro debido a la fricción que existe entre las paredes.

## 5. CAJA PARA FLUIDO SIMULADO

Como se puede observar en el boceto de la máquina, la zona de las pinzas donde las probetas se aseguran está metida dentro de una caja. Esta caja es un requisito indispensable ya que se pretende ensayar las probetas a fatiga dentro de un fluido parecido al fluido corporal.

Ya se explicó en la introducción como la corrosión que sufren los implantes durante su funcionamiento dentro del cuerpo afecta negativamente a la resistencia de estos ante la fatiga. Es por tanto muy importante poder realizar los ensayos de los biomateriales que más tarde se utilizarán para la fabricación de prótesis en un medio similar al que luego tengan que trabajar. De esta manera los resultados se podrán extrapolar y ser de verdadera utilidad a la hora de diseñar las prótesis y predecir su vida una vez implantadas.

La caja se deberá diseñar de manera que se eviten fugas a través de la misma, teniendo en cuenta que dos ejes rotatorios deben atravesarla.

Para el fluido se deberá estudiar que formas existen de fabricar un fluido similar al del cuerpo humano.

# Cálculos Iniciales

---

## 1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se detallan los diferentes cálculos y procedimientos que se deben tener en cuenta previos a la definición total de la máquina. Basándonos en el modelo escogido, debemos tener en cuenta diferentes factores que serán imprescindibles más adelante para el diseño final de los diversos componentes de la máquina, entre ellos se incluyen restricciones geométricas, dinámicas o mecánicas.

## 2. DATOS INICIALES EQUIPO

Velocidad rotación máxima del motor	900 rpm
Amplitud máxima seleccionable	$\pm 3$ mm
Potencia Máxima Instalada	1.5 kW
Rango de fuerza	$\pm 1500$ N
Dimensiones generales equipo	390x445x380 mm
Dimensiones probeta	
-Sección	8x5 mm
-Longitud	60 mm

### 3. RESTRICCIÓN GEOMÉTRICA PREVIA

El modelo de máquina finalmente escogido impone una restricción en el diseño de la misma. Los extremos de la probeta deben estar asegurados sobre las pinzas a la altura del centro de los ejes, para así transmitir directamente el torsor que viene de los ejes en flector sobre las probetas.

Las probetas se fabrican utilizando moldes de 60 mm de longitud, la longitud de las probetas es sin embargo un par de milímetros menor ya que hay que tener en cuenta la contracción que sufre el metal al enfriarse. Se decide por tanto dejar una distancia entre centros de eje de 50 mm, de manera que exista de margen a ambos lados de los extremos de las probetas para facilitar el agarre de estas. Como objetivo se pretende dejar una longitud de probeta libre mayor de 30 mm.

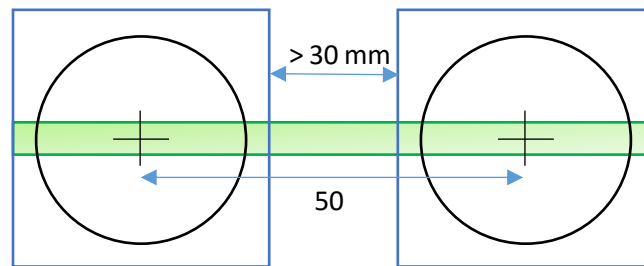


Ilustración 33: Restricción geométrica

La restricción geométrica de 50 mm entre centros de ejes afecta directamente al diámetro máximo de los engranajes que van montados sobre los ejes. La distancia entre centros de engranajes será también de 50 mm.

La circunferencia primitiva de un engranaje es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes de dos engranajes.

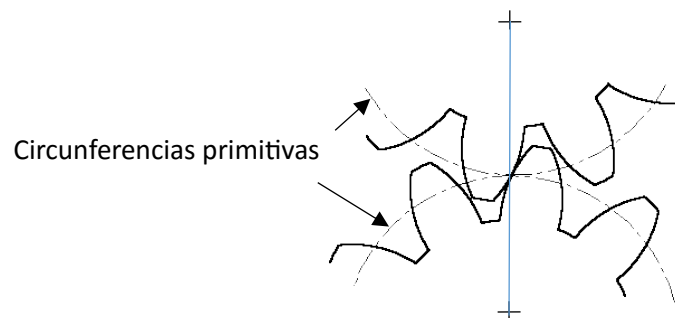


Ilustración 34: Dibujo definición circunferencia primitiva

A partir de esta circunferencia se determinan las demás características que definen a un engranaje. Las circunferencias primitivas de dos engranajes son siempre tangente entre sí.

La suma de los radios primitivos de los dos engranajes es igual a la distancia entre centros de los mismos. Como los engranajes a utilizar van a ser de las mismas dimensiones, ya que queremos transmitir el mismo par, el radio primitivo de cada engranaje será de 25 mm.

## 4. ANÁLISIS DE FUERZAS

Este apartado explica los pasos necesarios para calcular el momento que debemos aplicar sobre las probetas para realizar el ensayo a fatiga y corrosión correctamente, y las fuerzas y reacciones que aparecen en algunas de las partes más importantes del equipo al ofrecer ese flector.

### 4.1. Magnitud momento flector requerido

Lo primero que debemos calcular es el rango de momento flector que debemos aplicar sobre las diferentes probetas con el fin de inducir en ellas las tensiones necesarias para trazar la gráfica Tensión-Vida (S-N) de los distintos biomateriales metálicos que estamos ensayando.

Para ello se hace uso de la Ley de Navier. Esta ley permite conocer mediante una ecuación, el valor de la tensión normal en un punto cualquiera de una sección perteneciente a una pieza prismática, sometida a esfuerzo axial y momento flector.

En nuestro caso, las probetas están sometidas a flexión pura simétrica, que tiene lugar cuando existe únicamente un momento flector aplicado en un único plano y no aparecen además cortantes ni axiles.

Para la situación de flexión simétrica, con solo momento flector alrededor del eje z de la probeta, la ley de Navier se simplifica de la siguiente manera:

$$\sigma_x = -\frac{M_z}{I_z}y \quad \text{Ecuación (5)}$$

Donde:

$\sigma_x$ : Tensión normal

$M_z$ : Momento flector

$I_z$ : Segundo momento de área (Momento de inercia del área)

y: Distancia de la línea neutra

Al aplicar un momento flector sobre una pieza prismática sus secciones transversales giran, haciendo que las fibras longitudinales se curven, dependiendo de su disposición algunas se acortarán y otras alargarán al curvarse. Habrá algunas fibras que no se deformen, estas son llamadas fibras neutras. Las líneas neutras son las fibras transversales de la superficie neutra.

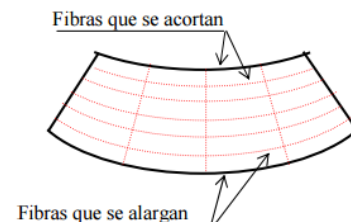


Ilustración 35: Fibras a flexión

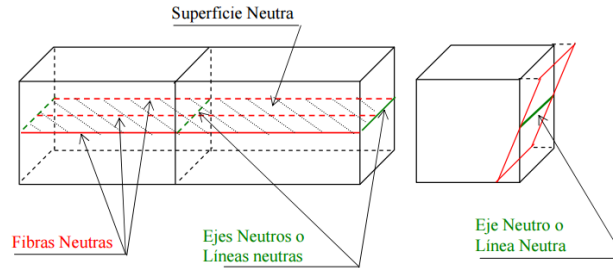


Ilustración 36: Descripción línea neutra

Cuando se trata de flexión pura simétrica la línea neutra coincide con el centro de gravedad de la sección, como la tensión normal máxima siempre se da en las fibras más alejadas de la línea neutra, cogeremos para  $y$  la mitad del espesor de la probeta ( $b/2$ ), de esta manera nos aseguramos que estamos trabajando con la máxima tensión que va a aparecer en la probeta.

El segundo momento de área, es una propiedad geométrica, se podría explicar cómo el momento de inercia de la sección transversal del prisma respecto a la línea neutra. En este caso la sección transversal es la de un rectángulo.

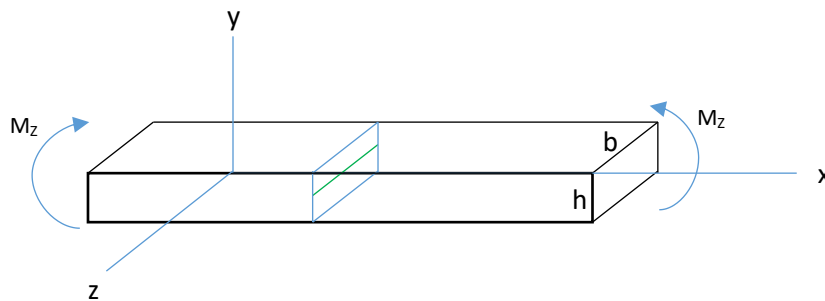


Ilustración 37: Croquis probeta bajo flector

Sustituyendo  $y$  e  $I_z$  correspondientes en la Ecuación (5) y despejando nos queda para nuestra probeta:

$$\sigma_x = \frac{6M_z}{bh^3} \quad \text{Ecuación (6)}$$

Con esta ecuación podemos calcular para las tensiones máximas y mínimas que queramos inducir en las probetas, que momento flector debemos aplicar.

## 4.2. Giro inducido en las probetas bajo flector aplicado



Una vez se ha calculado el flector a aplicar en las probetas, es importante comprobar cuantos grados se curvarán estas bajo flexión. Esto dependerá del material de la probeta y de la magnitud de la carga aplicada. Es necesario calcular el giro para así comprobar si con la amplitud máxima seleccionable de  $\pm 3$  mm que nos ofrece el vástago se pueden girar los ejes, sobre los que giran los extremos de las probetas, los grados necesarios y además a que distancia se debe colocar el vástago respecto del eje para conseguir ese giro.

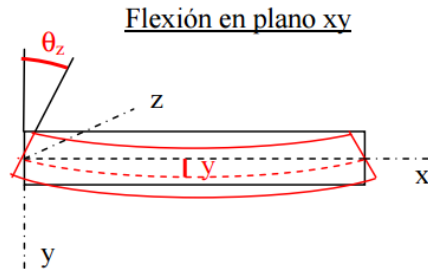


Ilustración 38: Giro prisma bajo momento flector

Para ello partimos de la conocida Ecuación Diferencial de la Elástica. Esta ecuación describe el conjunto de desplazamientos que sufre el eje de un prisma desde su posición inicial hasta llegar a su posición final curvada. Bajo el principio de pequeñas deformaciones y asumiendo que se trata de flexión pura, la ecuación queda:

$$y''(x) = \frac{M_z(x)}{EI_z} \quad \text{Ecuación (7)}$$

Integrando la Ecuación (7) de la elástica y aplicando ecuaciones de contorno, estando nuestra probeta articulada en ambos lados se permite giro en los extremos pero flecha nula, se puede obtener las ecuaciones de flecha (desplazamiento vertical):  $y(x)$  y giro:  $y'(x)$  para nuestras probetas.

La ecuación del giro quedaría:

$$\varphi_A = \varphi_B = \frac{6LM_z}{Ebh^3} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Siendo

$\varphi$ : Ángulo de giro de los extremos de la probeta en radianes.

$E$ : Módulo de Young del material de la probeta.

$L$ : Longitud entre apoyos de las probetas = Distancia entre centros de los engranajes (50 mm).

### 4.3. Resumen Excel Flector y giro

En la tabla inferior se puede observar el momento flector máximo a inducir sobre las probetas de los distintos biomateriales metálicos y el giro máximo que estos sufren al aplicarlos. Cabe indicar que la tabla se ha obtenido para la sección máxima de probeta (bxh) 8x5mm.

Material Probetas	Su (MPa)	E (GPa)	$\sigma_{\max}$ (MPa)	$\sigma_{\min}$ (MPa)	$M_{z,\max}$ (Nm)	$M_{z,\min}$ (Nm)	Giro <sub>max</sub> (rad)	Giro <sub>max</sub> (°)	Giro <sub>min</sub> (rad)	Giro <sub>min</sub> (°)
Acero inox AISI 316L	580	193	522	290	17,40	9,67	0,0270	1,55	0,0150	0,86
Ti-6Al-4V	900	118	810	450	27,00	15,00	0,0686	3,93	0,0381	2,19
CoCrWNI Alloy	860	220	775	430	25,83	14,33	0,0352	2,02	0,0195	1,12
F75	890	230	802	445	26,73	14,83	0,0349	2,00	0,0193	1,11

Es necesario conocer el momento flector a inducir en las probetas ya que este será igual al torsor que tiene que transmitir el eje y por tanto será necesario para su dimensionamiento a rigidez torsional.

El dato del giro máximo a inducir sobre las probetas es además necesario para el cálculo de la longitud y diseño de la pieza metálica balancín que une el vástago con el engranaje conductor.

Estos datos son además imprescindibles para el cálculo de las fuerzas que la máquina y sus distintos elementos deben soportar al aplicar el momento flector requerido sobre las diferentes probetas. Estas fuerzas son necesarias para el dimensionamiento de la máquina.

### 4.4. Distancia necesaria entre el vástago y el engranaje conductor

De la *tabla de Excel del apartado 4.3* se puede obtener el ángulo de giro máximo que sufrirán los extremos de las probetas de los distintos materiales. Como los extremos de las probetas se encuentran atornillados solidariamente sobre las pinzas que están soldadas a los ejes, ambos deben compartir el mismo ángulo de giro.

El giro del eje es inducido mediante el vástago. El vástago se encuentra situado a una cierta distancia del eje. En la parte superior del vástago se acoplará mediante un pasador una pieza metálica llamada balancín, el otro extremo de la pieza metálica irá atornillado al engranaje. Al desplazarse verticalmente el vástago hace girar el engranaje. Al estar solidario el eje y engranaje ambos giran conjuntamente. El ángulo de giro dependerá de la distancia  $x$  a la que se coloque el vástago. La longitud de la pieza metálica dependerá de esta distancia al ser la unión entre el vástago y el engranaje y eje.

Teniendo en cuenta que el desplazamiento vertical máximo que puede ofrecer el vástago es de  $\pm 3$  mm aproximadamente, se puede despejar la distancia  $x$  necesaria para conseguir cierto giro.

La distancia  $x$  será diferente para probetas de distintos metales. Al utilizar diferentes balancines para el ensayo de las diferentes probetas te aseguras que haya una mayor precisión en el rango de tensiones a poder inducir para cada biomaterial metálico.

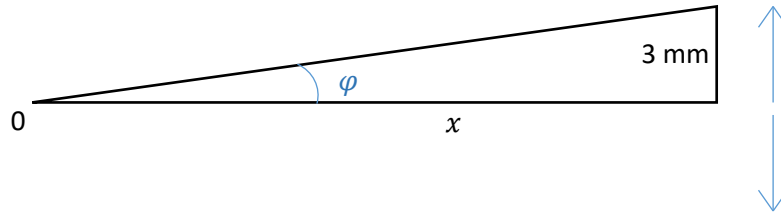


Ilustración 39: Esquema distancia desde centro engranaje a vástago

Usando trigonometría,

Para Acero Inoxidable:

$$\tan(\varphi) = \frac{3}{x} \quad \xrightarrow{\varphi=1.55} \quad x \cong 115 \text{ mm}$$

Para la aleación de Titanio:

$$\tan(\varphi) = \frac{3}{x} \quad \xrightarrow{\varphi=3.93} \quad x \cong 45 \text{ mm}$$

Para las aleaciones de Cobalto:

$$\tan(\varphi) = \frac{3}{x} \quad \xrightarrow{\varphi=2.02} \quad x \cong 85 \text{ mm}$$

## 4.5. Balance de fuerzas

Es imprescindible calcular la fuerza que el motor debe transmitir al vástago para que este logre inducir en los ejes, por medio de los engranajes, el momento flector necesario que se trasladará como torsor sobre los ejes y a continuación en flector sobre la probeta. También se debe calcular las reacciones que surgen en la máquina en este proceso.

La fuerza que debe hacer el motor no debe en ningún caso superar la fuerza máxima de  $\pm 1500 \text{ N}$  que puede ofrecer.

Estas fuerzas y reacciones servirán más adelante para diseñar otros componentes de la máquina, como el cálculo de engranajes, comprobación de la resistencia del eje, tamaño de los rodamientos, etc.

En la *Ilustración 41* se puede observar el diagrama de fuerzas o diagrama de cuerpo libre de los dos engranajes. El engranaje de la derecha será denominado engranaje 1, el de la izquierda 2. El engranaje 1 es el engranaje conductor, va conectado mediante una pieza metálica que actúa balancín de longitud variable para cada material, al vástago. Por lo tanto la fuerza proveniente del motor y transmitida mediante el vástago está aplicada con respecto al engranaje 1 a una distancia  $x$  variable. Al trasladar esa fuerza del motor al centro del engranaje se traduce en un flector  $M_2 = F_M \cdot x$  aplicado sobre el

engranaje. Siendo  $x$  la distancia entre el centro del engranaje y el punto donde el vástago se articula con el balancín calculada en el apartado anterior.

Si la transmisión de potencia se realiza mediante engranajes, hay que considerar las fuerzas y reacciones que se generan entre ellos. En este caso se utilizan engranajes cilíndricos de dientes rectos con ángulo de presión  $\alpha = 20^\circ$  (valor normalizado), ambos engranajes tienen el mismo diámetro primitivo  $d$ . El ángulo de presión es el formado entre la línea de acción, línea normal a la superficie de los dientes en su punto de contacto y tangente a los engranajes tomando como base su respectivas circunferencias base, con la línea tangente, línea tangente a ambos engranajes a la vez tomando como base las circunferencias primitivas.

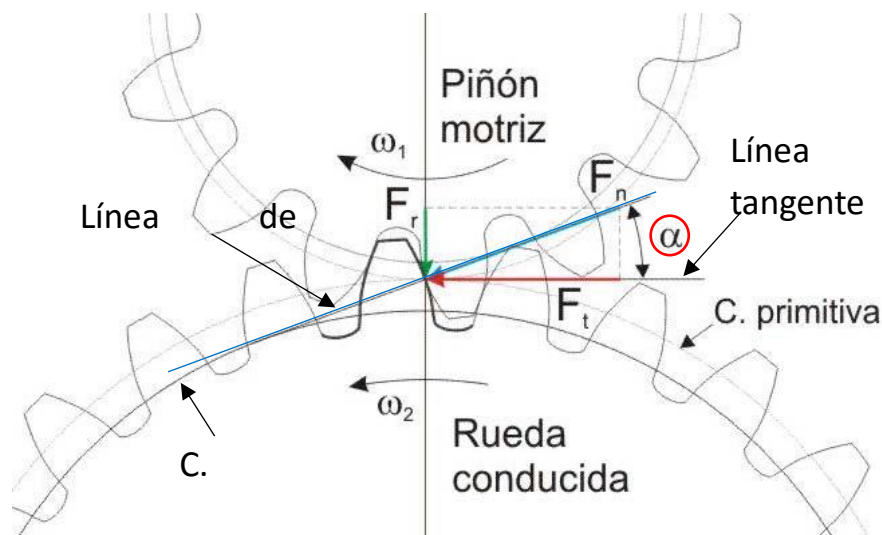


Ilustración 40: Definición geometría engranajes

La fuerza normal de contacto entre los perfiles de los dos engranajes ( $F_N$ ) coincide en dirección con la línea de acción. Esta fuerza se puede descomponer en una fuerza radial y otra tangencial.

La fuerza tangencial  $F_T$  tiene el mismo sentido que el movimiento de giro en el engranaje conducido, y sentido contrario a su velocidad de giro en el conductor. La fuerza radial  $F_R$  siempre va hacia el centro de los engranajes.

Al realizar el diagrama de cuerpo libre de cada engranaje aparece una  $F_R$  y  $F_T$  en cada uno. Estas fuerzas tienen la misma magnitud en ambos engranajes, pero sentidos contrarios.

La fuerza radial se puede escribir en función de la tangencial de la siguiente manera:

$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha \quad \text{Ecuación (9)}$$

Con  $\alpha = 20^\circ$

El diagrama de cuerpo libre quedará por tanto de la siguiente manera:

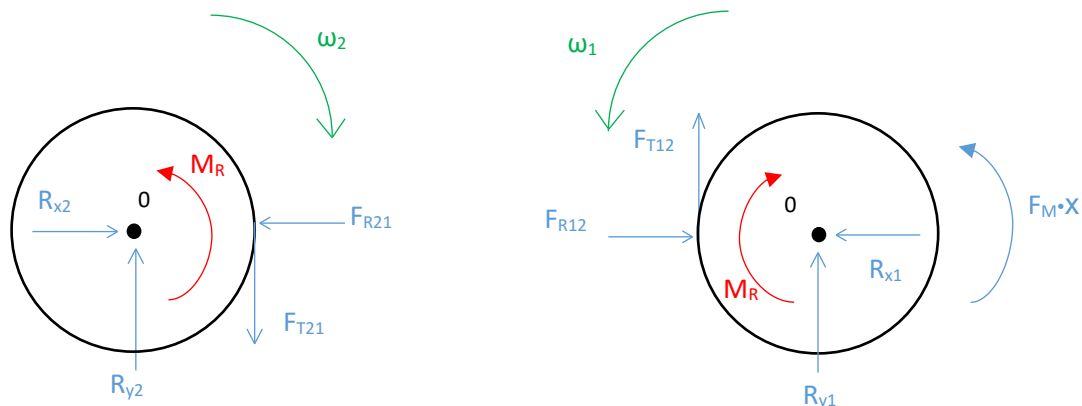


Ilustración 41: Diagrama cuerpo libre de engranajes 2 y 1 respectivamente

Siendo  $M_R$  el momento resistente proveniente de la reacción en las probetas, que será igual al momento requerido para cada material, explicado en el apartado 4.1.

Aparecerán también reacciones  $R_y$  y  $R_x$  en ambos engranajes, actuando estas sobre el centro de cada engranaje, al estar estos sujetos por ese punto.

Una vez definida cada una de las fuerzas y reacciones que aparecen en los diagramas de cuerpo libre, solo queda resolver las ecuaciones de equilibrio de cada diagrama.

Cabe puntualizar que debido a que  $F_{T21} = F_{T12}$  y  $F_{R21} = F_{R12}$  son iguales en magnitud se utilizará directamente para simplificar las ecuaciones  $F_T$  y  $F_R$ .

Para el engranaje 2 se tiene:

$$\sum F_V = 0 \rightarrow R_{y2} - F_T = 0 \quad [1]$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow R_{x2} - F_R = 0 \quad [2]$$

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow F_T \cdot \frac{d}{2} - M_R = 0 \quad [3]$$

De la ecuación [3] se puede despejar  $F_T$  al ser  $M_R$  y  $d$  conocidos. Con  $F_T$  se puede despejar  $R_{y2}$  en la ecuación [1]. Además al aplicar la Ecuación (9) se puede hallar  $R_{x2}$  en función de  $F_T$ .

Para el engranaje 1 se tiene:

$$\sum F_V = 0 \rightarrow R_{y1} + F_T + F_M = 0 \quad [1]$$

$$\sum F_H = 0 \rightarrow F_R - R_{x1} = 0 \quad [2]$$

$$\sum M_0 = 0 \rightarrow F_T \cdot \frac{d}{2} + M_R - F_M \cdot x = 0 \quad [3]$$

Se puede despejar  $R_{x1}$  de la ecuación [2] y  $F_M$  de la ecuación [3]. A continuación se puede despejar  $R_{y1}$  de la ecuación [1].

NOTA: La distancia  $x$  se calcula para cada material en el 4.4.

#### 4.6. Resumen Excel fuerzas actuantes sobre la máquina

Material Probetas	$F_{T21}=F_{T12}$ (N)	$F_{R21}=F_{R12}$ (N)	$R_{y2}$ (N)	$R_{x2}$ (N)	$R_{y1}$ (N)	$R_{x1}$ (N)	$F_m$ (N)
Acero inox AISI 316L	696,00	253,32	696,00	253,32	-944,57	253,32	248,57
Ti-6Al-4V	1080,00	393,09	1080,00	393,09	-1851,43	393,09	771,43
CoCrWNi Alloy	1033,33	376,10	1033,33	376,10	-1503,03	376,10	469,70
F75	1069,33	389,21	1069,33	389,21	-1555,39	389,21	486,06

La tabla superior muestra un resumen de las diferentes fuerzas y reacciones que aparecen en la máquina al suministrar el momento flector requerido máximo. Se puede comprobar que la fuerza que debe realizar el motor por medio del vástago no supera en ningún caso los  $\pm 1500$  N máximos.

También es importante conocer la magnitud de la fuerza tangente que surge entre los dientes de los engranajes al engranar  $F_T$  ya que se necesitará para calcular el ancho de estos.

También se puede observar el valor de las reacciones  $R_y$  y  $R_x$  que aparecen en los centros de los engranajes, estas reacciones serán absorbidas por los rodamientos que se distribuirán a lo largo del eje, por tanto es necesario conocer su magnitud para determinar el tamaño y posición de los mismos. También será necesaria a la hora de diseñar y comprobar mecánicamente el eje.

## 5. VELOCIDAD DE ROTACIÓN DE EJES Y ENGRANAJES

Para calcular la velocidad de giro de los ejes y engranajes en rpm hay que tener en cuenta la velocidad de giro del motor, esta es de 900 rpm como máximo. La rotación del motor se traduce en un movimiento circular alternante en la parte superior del vástago mediante el uso de un mecanismo manivela-balancín.

La velocidad del movimiento circular alternante de la parte superior del vástago y por tanto del balancín, es variable y máxima a su paso por el punto medio de la trayectoria (Movimiento circular alternante de amplitud  $\pm 3\text{mm}$ ). Su magnitud es además función de la longitud de la manivela y vástago.

Dado que para dimensionar los elementos no se necesita conocer la evolución temporal de la velocidad, si no solo su máximo, se simplificará el método para la obtención de la misma. Debido a la reducida amplitud del movimiento que recorre la parte superior de la biela, tan solo 3 mm, se simplificará el movimiento circular a uno vertical con velocidad de subida y bajada constante.

Para un mecanismo manivela-balancín se puede comprobar que en una revolución del eje de la manivela, el pie de la biela (parte superior del vástago que está unida con el engranaje conductor) realiza un recorrido de 2 veces la carrera. Para nuestro equipo de fatiga la carrera es igual a la amplitud máxima que el vástago puede ofrecer de  $\pm 3\text{ mm}$  por lo tanto la carrera= $3-(3)=6\text{ mm}$ . Se puede afirmar por tanto que en una revolución del motor el pie del vástago recorre  $2 \cdot \text{carrera} = 12\text{ mm}$ .

Para obtener el ángulo que los engranajes y ejes están girando en una revolución hay que hallar el ángulo que el vástago induce sobre el engranaje al recorrer esa distancia de 12 mm. Este ángulo depende de la distancia entre el pie del vástago y engranaje, ya  $x$  calculada para cada material. Siendo la fórmula que los relaciona:

$$\varphi = \tan^{-1}(3/x)$$

Este ángulo es igual al que giran los ejes y engranajes en cada subida o bajada y por tanto es igual a media carrera. Para conocer el ángulo que giran en lo que tarda una revolución del motor habrá que multiplicar ese valor por cuatro.

Sabiendo que el motor va a 900 rpm se puede calcular que cada revolución tarda 0.06667 s en realizarse.

Para conocer la velocidad de rotación de los ejes y engranajes se utiliza finalmente la siguiente fórmula:

$$\omega_{\text{ejes}} = \omega_{\text{engranajes}} = \frac{4 \cdot \varphi(\text{rad})}{0.06667} \quad \text{Ecuación (10)}$$

Quedando el resultado en rad/s, para calcularlo en rpm solo hay que dividir por  $2\pi/60$ .

Material Probetas	$\varphi$ (rad)	$\omega$ (rad/s)	$\omega$ (rpm)
Acero inox AISI 316L	0,0261	1,57	14,95
Ti-6Al-4V	0,0666	4,00	38,16
CoCrWNI Alloy	0,0375	2,25	21,49
F75	0,0375	2,25	21,49

En la tabla se resume los resultados obtenidos, vemos que velocidad angular máxima se da para las probetas de aleación de titanio ya que son las que más tienen girar.

# Diseño adoptado y Comprobación

---



# 1. INTRODUCCIÓN

El presente capítulo describe y acota el diseño final adoptado para la modificación del equipo de ensayo a fatiga inicial. Para llegar a la solución final se ha hecho uso de los capítulos anteriores. En el *Capítulo 4: Requisitos y Alternativas máquina a rediseñar* se llevaba a cabo una descripción de la máquina que se pretendía obtener y de los diferentes elementos que debía incluir. En el *Capítulo 5: Cálculos Iniciales* se obtienen diferentes restricciones tanto geométricas como mecánicas que imponen limitaciones a la hora de dimensionar los diferentes componentes de la máquina.

Para el diseño de varias de las piezas de la máquina se requiere un proceso de cálculo iterativo, hay que comprobar que las dimensiones inicialmente escogidas para esas piezas cumplen ciertos criterios de resistencia. El proceso iterativo consiste de una larga sucesión de modificaciones y comprobaciones entre los diferentes componentes mecánicos de la máquina hasta llegar a la solución óptima. Con motivo de ahorrar tiempo y espacio, en este capítulo se procede a la descripción de la solución final adoptada y la comprobación a resistencia de esta solución.

Para la mejor visualización de la solución se ha hecho uso de un programa CAD 3D llamado INVENTOR Profesional 2014 de la marca Autodesk, accesible al ser alumno de la UPV. En este programa se ha elaborado una maqueta 3D de la solución, esto ha facilitado también el proceso de diseño al servir de apoyo visual. A lo largo de este capítulo se incluirán imágenes obtenidas a partir de este programa para la descripción de las piezas.

## 2. SENSOR DE PAR

A la hora de diseñar la máquina de ensayo a fatiga y sus demás componentes se empezó por decidir de que forma se iba a medir el par. Y es que al fin y al cabo lo más importante es poder medir el par que se está introduciendo a través de los engranajes y ejes sobre las probetas. Conocer ese par de forma precisa es indispensable para conocer las tensiones que se están produciendo en las probetas en cada momento para así poder construir la gráfica tensión vida de probetas de distintos biomateriales metálicos.

Este elemento debía además ser el primero en escogerse ya que afecta de forma directa al posterior dimensionamiento de los demás componentes de la máquina.

En el *Capítulo 4 apartado 3*, se explican las diferentes formas en las que se podría medir el par, utilizando un transductor de par acoplado en los ejes, utilizando un transductor de fuerza acoplado en el vástago o utilizando galgas extensiométricas sobre el eje.

Utilizando el transductor de par se obtiene la medida más directa. Al ir acoplado en el eje mide directamente el par que hay sobre el mismo. El eje debería partirse en alguna zona donde se acoplaría el buje, quedando separada la parte de las pinzas de la de los engranajes. El problema al usar este componente viene por la falta de rigidez torsional. Como se ha visto ya en el apartado de cálculos iniciales el ángulo que deben girar los ejes durante el ensayo es muy pequeño, siendo de alrededor de  $1.5^\circ$ , por tanto es imprescindible que ese ángulo llegue con la mayor precisión a las probetas. Según el catálogo de transductor de par se pierde un ángulo de alrededor de  $0.26^\circ$  entre un extremo y otro del mismo. De esta manera se induciría un error de 18%, siendo inadmisibile.

En cuanto a la utilización de una galga extensiométrica pegada sobre el eje es el componente menos intrusivo pero también el menos directo, ya que las galgas extensiométricas miden deformaciones y no fuerzas. Por lo tanto habría que pasar esas deformaciones muy pequeñas a fuerza y se perdería precisión en el camino. Además para medir par torsor correctamente sobre un eje se debe colocar la galga perfectamente alineada sobre un plano longitudinal del eje y hacer eso manualmente introduciría muchos errores.

Se decide finalmente optar por el transductor de fuerza acoplado en el vástago como método para calcular el par. En el apartado siguiente se explicarán sus ventajas respecto a las demás opciones.

### 2.1. Transductor de Fuerza:

Finalmente se decide por tanto utilizar el transductor de fuerza acoplado sobre el vástago. Se trata de un transductor de fuerza que puede medir tanto fuerzas estáticas como dinámicas de compresión y tracción. Se decide escoger el **modelo U9C de la marca HBM**, puede medir fuerzas de entre 50N - 50kN según las dimensiones escogidas.



Ilustración 42: Transductor fuerza marca HBM

El transductor irá acoplado al vástago. Se desenroscará la parte que actualmente está enganchada en la zona superior del vástago (recuadrada en la imagen inferior).



Ilustración 43: Detalle enganche del vástago a modificar

A continuación se enroscará en el espacio libre la parte inferior del transductor de fuerza. En la parte superior del transductor se enroscará una cabeza diseñada para unión con bulón ofertado en el mismo catálogo del transductor como complemento y hecho por tanto a medida para el mismo. De esta manera se podrá unir mediante un bulón la zona superior del vástago con la biela que va enganchada al extremo del engranaje derecho y así conectar los dos elementos.

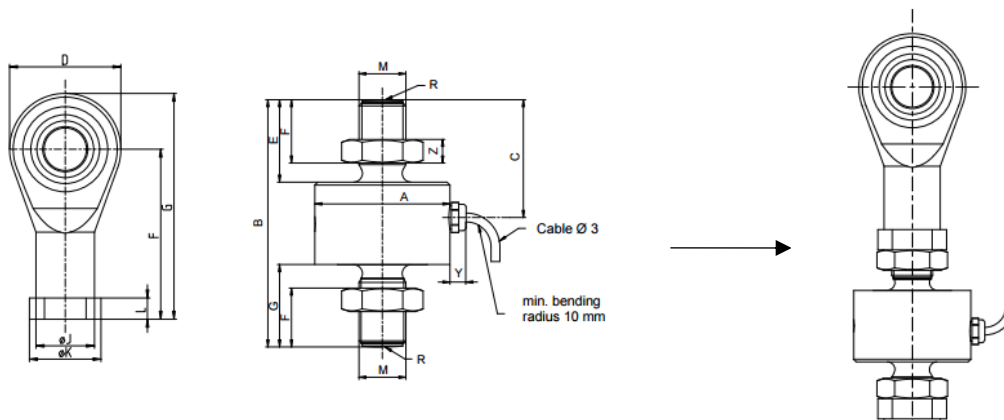


Ilustración 44: Unión a bulón

Al utilizar el transductor de fuerza lo que realmente se está midiendo es la fuerza de compresión y tracción que el motor está ejerciendo sobre el vástago para vencer el momento de reacción generado al flectarse las probetas. Para hallar el par generado por esta fuerza se debe despejar este de las ecuaciones que se desarrollaron en el apartado 4.4 del Capítulo 5.

La fuerza medida por el transductor es igual a la  $F_M$  de ese apartado.

Despejando las ecuaciones se puede hallar el momento en función de la fuerza del motor:

$$M_R = \frac{F_M \cdot x}{2} \quad \text{Ecuación (11)}$$

Donde:

$x$  Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza proveniente del motor  $F_M$  y el centro del engranaje derecho (según planos). Esta distancia fue calculada en el apartado  $x$  para las probetas de diferentes biomateriales metálicos.

Al usar el transductor de fuerza como sensor desaparece el problema de rigidez torsional y pérdida de ángulo en la medida ya que el componente no debe girar junto al mecanismo. La fuerza del motor se puede medir con una precisión muy alta.

De todas formas hay que tener en cuenta que como la medición de la fuerza se realiza en una de las primeras etapas del mecanismo, para asegurar que esa fuerza y par y por tanto ángulo llega a las pinzas de forma precisa se debe controlar la rigidez torsional de los distintos elementos que proceden en el mecanismo. Esto implica diseñar un eje con alta rigidez torsional además como un mecanismo de unión a torsión entre engranaje y eje fiable.

## 3. UNIÓN A TORSIÓN: BUJE DE SUJECCIÓN A FRICCIÓN

### 3.1. Comparación y Ventajas

Tras analizar los diferentes métodos de unión a torsión que podían ser utilizados, expuestos en el apartado 4.1 del Capítulo 3, se concluye que el buje de sujeción a fricción es el más adecuado para asegurar los engranajes sobre los ejes.

#### 3.1.1. Rigidez Torsional

Al observar la tabla *Excel del apartado 4.3 del capítulo 5* se puede apreciar el escaso ángulo de giro con el que se deben girar los extremos de las probetas a lo largo del ensayo de fatiga. Ese ángulo apenas llega a los 2° para probetas de algunos de los metales escogidos. Es por tanto imprescindible que los ejes induzcan sobre los extremos agarrados de las probetas ese giro con la mayor precisión posible. Al ser los engranajes los encargados de transmitir ese giro al eje, ambos deben estar acoplados a la perfección. Cualquier deslizamiento, por pequeño que fuese, entre el engranaje y el eje tras la aplicación del tursor proveniente del vástago, reduciría el giro que se debería estar aplicando a las probetas. Al ser el giro tan pequeño se induciría un error bastante elevado. Una imprecisión de tan solo 1° de desalineación angular introduciría un error del 50% sobre los resultados obtenidos.

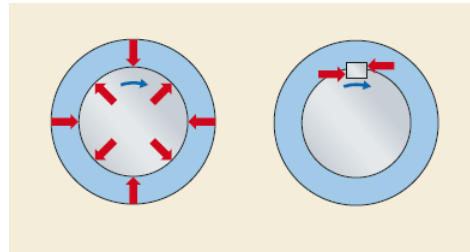
Con un requerimiento de precisión tan elevado se desaconseja el uso de chavetas como elemento de unión para transmisión de potencia. Uno de los principales problemas que se puede presentar al usar chavetas como método de acoplamiento es conocido como backlash o juego. Backlash se describe

como una pérdida de movimiento en un mecanismo producida al existir huecos entre las diferentes partes y uniones del mismo. Se podría definir como la máxima distancia o ángulo que un sistema mecánico se puede mover en una dirección sin aplicar ninguna fuerza ni movimiento en la pieza del mecanismo que lo precede. Este juego reduciría el ángulo que se debe transmitir de los engranajes a los ejes y por tanto a las probetas.

El buje de sujeción a fricción sin embargo ofrece la precisión angular necesaria. Gracias a su principio de funcionamiento hidráulico el buje consigue ejercer tanto en el eje como en el interior del engranaje una presión muy uniforme creando una unión rígida entre ambos.

Al contrario que con la chaveta, el movimiento no se transmite por contacto o interferencia mecánica, en este caso la transmisión de potencia y movimiento se realiza por fricción entre las superficies.

De esta manera se evita que puedan aparecer huecos entre los componentes eliminando casi por completo el problema de juego. Esta propiedad confiere al buje de una rigidez torsional excelente.



*Ilustración 45: Distribución de la carga en una unión a fricción en comparación con una unión mediante chaveta.*

### 3.1.2. Flexibilidad posicional

Otra de las razones por las que se ha decidido escoger el buje se debe a la gran flexibilidad que ofrecen. Como se ha visto en el *apartado 2 del Capítulo 4* además del requerimiento de precisión angular, es importante poder asegurar una correcta alineación horizontal entre las dos pinzas entre las que va a ir sujeta la probeta, de forma que al inicio del ensayo la probeta esté totalmente horizontal y sin tensiones residuales que se puedan arrastrar durante el ensayo, comprometiendo la validez de los resultados.

Se debe además asegurar a la vez la posición totalmente horizontal de la pieza metálica unión del vástago con el engranaje, de forma que en la posición inicial el extremo superior del vástago esté a la altura del centro del engranaje y eje. De esta manera el vástago subirá y bajará respecto al centro del eje la misma distancia de amplitud, induciendo el mismo ángulo de giro en la bajada y la subida y por tanto induciendo sobre la probeta una distribución de tensiones alternantes simétricas.

El buje nos ofrece la posibilidad de poder modificar en cualquier momento la posición angular de los ejes respecto de los engranajes y al contrario. Con la chaveta solo tenemos una posibilidad de posición donde intersecta la ranura del engranaje con la del eje, de forma que una vez todo montado, si algún elemento quedara inclinado no podría modificarse. Sin embargo con el buje se pueden hacer todos los retoques necesarios una vez montado. En los diferentes catálogos sobre bujes a fricción se establece que estos están especialmente indicados para aplicaciones donde se necesite sincronización entre varios elementos, se necesite hacer cambios y ajustes rápidos y precisos y en aplicaciones donde se necesiten fijar posiciones exactas.

### 3.1.3. Ausencia Concentrador Tensiones

Un último beneficio que obtenemos al escoger el buje por encima de las chavetas es el no tener que sobredimensionar el eje. Al no tener que ranurar el eje para crear un chavetero, no introducimos un concentrador de tensiones pudiendo escoger un eje de menor diámetro que aguante las mismas tensiones.

### 3.2. Restricciones geométricas

A la hora de escoger las dimensiones del buje hay que tener en cuenta que el diámetro primitivo de los engranajes es de 50 mm. Los engranajes van a ir montados sobre la base cilíndrica de diámetro  $D$  y distancia  $L$ .

En la siguiente imagen se pueden observar las medidas principales que definen al buje.

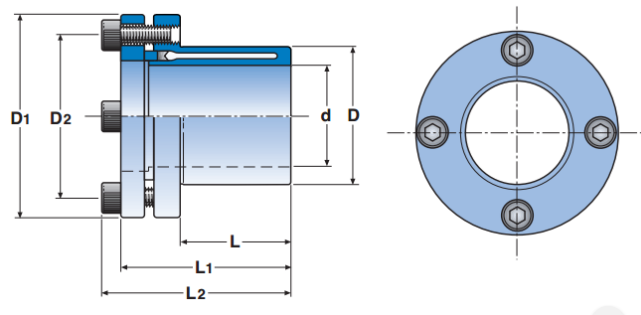


Ilustración 46: Dimensiones geométricas del buje de fricción

La consideración más importante a la hora de elegir el buje es que la medida  $D_1$  debe ser inferior a 50 mm, si no fuera así los engranajes no podrían engranar una vez montados sobre los bujes ya que las superficies cilíndricas exteriores, donde se encuentran los tornillos, de ambos bujes chocarían antes de que el engrane fuera posible.

Otra consideración muy importante a tener en cuenta es la elección del diámetro del cilindro interior del buje,  $d$ , donde va a ir acoplado el eje. Dado que el diámetro del eje debe ser el mismo que el diámetro del cilindro interior, si se elige un diámetro interior demasiado pequeño se compromete la rigidez torsional del eje.

### 3.3. Restricciones mecánicas

En cuanto a sollicitaciones mecánicas hay que comprobar que el modelo de buje escogido pueda transmitir el par torsor que las probetas requieren. En la tabla *Excel del apartado 4.3 del Capítulo 5* se puede observar que el par máximo a transmitir es de 27 Nm.

Se debe comprobar que este torsor es inferior al torsor nominal con el que puede trabajar cada modelo. El catálogo incluye este valor máximo para cada modelo pero advierte que este puede variar función de las condiciones de trabajo. El torsor que ellos ofrecen es para cargas estáticas, para cargas alternantes

como la nuestra, el torsor transmisible máximo se reduce un 50-60% en función del diámetro interior del buje. Esto se puede *comprobar en la Tabla Anexo 12 de Anexo II*.

### 3.4. Modelo escogido

En la *Tabla Anexo 11 del Anexo II* se puede observar un extracto del catálogo con las diferentes dimensiones de ETP Classic ofertadas por la marca ETP.

Se decide escoger el modelo de 25 mm de diámetro interior de manera que no se comprometa el valor de rigidez torsional del eje como se verá más adelante.

Este modelo ofrece una magnitud  $D_1$  de 49 mm por debajo de los 50 mm. Aunque hay varios modelos con distancia  $D_1$  de 49 mm, se decide coger el más grande de estos al disponer de una distancia  $L$  superior dejando así más margen en el cálculo del ancho de los engranajes, la distancia  $L$  es 27 mm.

El torsor nominal es de:  $250 \cdot 0.6 = 150$  Nm muy superior al torsor máximo que debe inducir la máquina de 27 Nm.

Se recomienda además una tolerancia de H7 para el engranaje y h7 para el eje.



*Ilustración 47: Bujes a fricción escogido*

### 3.5. Comprobación Deslizamiento

El catálogo pone también a nuestra disposición una gráfica que muestra el máximo deslizamiento que puede darse entre el eje y el engranaje acoplados al buje en función del porcentaje de torsor nominal que apliquemos. El *Gráfico Anexo 2 del Anexo II* relaciona el ángulo de deslizamiento con el torsor.

En este caso se está aplicando un  $27/150 = 20\%$  del  $T_N$

El deslizamiento sale de:

$$\alpha = 0.25 \cdot 0.001 \text{ rad} = 0.00025 \text{ rad}$$

$$\alpha = 0.014^\circ$$

Con este deslizamiento máximo se podría inducir un error máximo en los resultados de  $\tan$  solo  $(0.014/0.86) \times 100 = 1.66\%$

Siendo  $0.86^\circ$  el giro más pequeño a inducir correspondiente a las probetas de Acero Inoxidable AISI 316.

## 4. ENGRANAJES

### 4.1. Consideraciones iniciales

Lo principal a tener en cuenta es que el diámetro primitivo de ambos engranajes debe ser de 50 mm. Ambos son del mismo tamaño y número de dientes de forma que la relación de transmisión sea igual a 1. En esta aplicación interesa que los engranajes transmitan la misma potencia y giro a sus respectivos ejes.

También hay que tener en cuenta que el cubo o agujero de los engranajes debe tener el mismo diámetro que el cilindro exterior del buje donde van a ir insertados. Para el modelo escogido ese diámetro es de  $D=34$  mm.

El ancho que pueden adoptar los engranajes debería además ser de 27 mm como máximo, pero debido a que el diámetro de la base o fondo de los dientes del engranaje es inferior al diámetro exterior,  $D_1$  del buje elegido, se decide dejar una pequeña separación para evitar la posible fricción y desgaste que pueda surgir entre los dientes al engranar y las paredes laterales de los bujes.

Para calcular el diámetro de la circunferencia de fondo hay que tener en cuenta la altura de dedendo. Esta altura describe la distancia entre la circunferencia primitiva y la base del diente.

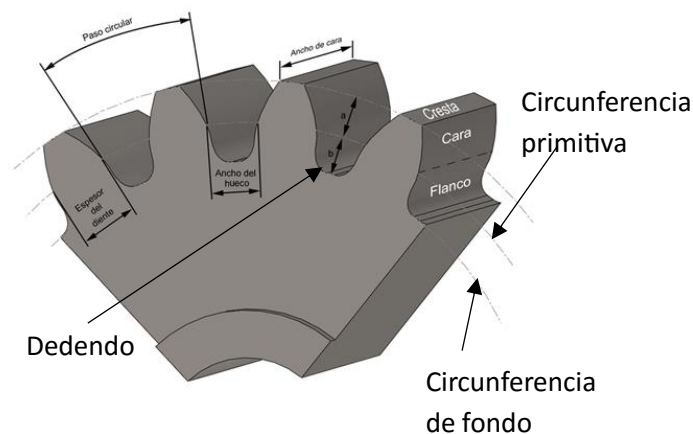


Ilustración 48: Descripción geometría del engranaje

Para engranajes normalizados el dedendo es igual a  $1.25 \cdot m$

El diámetro de la circunferencia de fondo se calcula por tanto de la siguiente manera:

$$d_f = 50 - (2 \cdot 1,25 \cdot 1) = 47.5 \text{ mm} \quad \text{Ecuación (12)}$$

Como se puede observar este valor es inferior al diámetro exterior  $D_1$ .



Otro parámetro a calcular es la velocidad tangencial de los engranajes. Para ello partimos de la velocidad angular del engranaje calculada en el apartado 5 del Capítulo 5. A partir de la velocidad angular, la tangencial se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$v = \omega \cdot R \quad \text{Ecuación (13)}$$

Siendo

$\omega$  = velocidad angular en rad/s

$R$  = radio del engranaje en m

Para una velocidad angular máxima de 4.12 rad/s se obtiene una velocidad tangencial de 0.1 m/s

## 4.2. Cálculo geometría

Se decide escoger dos engranajes de 50 mm de diámetro primitivo. En cuanto al ángulo de presión se escoge el comúnmente utilizado de 20°. Para este ángulo la norma ISO establece una serie de módulos normalizados que se pueden consultar en el apartado 1.1 del Anexo I.

Conviene escoger el módulo más pequeño, 1, ya que la altura de los dientes del engranaje crece con el módulo. La altura del diente es igual a la suma de la distancia de adendo y de dedendo, estas distancias son para engranajes normalizados,  $1 \cdot m$  y  $1.25 \cdot m$  respectivamente. Al coger el módulo más pequeño no se incrementa el tamaño de los dientes demasiado. De esta manera se puede escoger un buje mayor que soporte mayores esfuerzos.

Para calcular el número de dientes se utiliza la siguiente fórmula aplicada a engranajes normalizados:

$$z = \frac{d}{m} \quad \text{Ecuación (14)}$$

Siendo:

**Z** número de dientes

**d** diámetro circunferencia primitiva

**m** módulo

Por tanto el número de dientes será de 50 en cada engranaje. Se debe comprobar para el número de dientes escogido para los engranajes que no se produzca interferencia entre ambos. En la tabla x del Anexo 1 del Anexo II se puede comprobar los requisitos para evitar la interferencia. Se puede comprobar que para dos engranajes de 50 dientes ese no es el caso.

Se ha establecido que el cubo o agujero de los engranajes debe ser de 28 mm, igual al diámetro exterior del buje donde van a ir acoplados, pero se debe comprobar que la distancia entre la base o fondo de los dientes y el agujero no sea muy pequeña, de manera que se pueda producir la rotura de los dientes a flexión con una alta probabilidad.

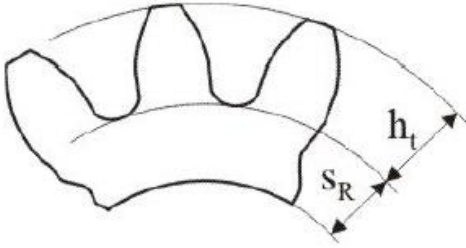


Ilustración 49: Comprobación en el diseño del diente de engranaje

$s_R/h_t$  nunca debe ser menor que 0,5.

En nuestro caso tenemos que,

$$h_t = 1 + 1,25 = 2,25$$

$$s_R = \frac{(50 - 2 \cdot 1,25) - 34}{2} = 6,75$$

Por lo tanto,  $s_R/h_t$  quedaría igual a 3, resultado válido.

### 4.3. Cálculo ancho de los dientes

Todos los cálculos necesarios para determinar el ancho de los dientes se han realizado en una hoja de cálculo debido a la serie de iteraciones que hay que llevar a cabo. En este apartado se explica el procedimiento utilizado para el cálculo y se presenta la solución final con su correspondiente comprobación. En el Anexo de Cálculos se detallan las fórmulas utilizadas para el cálculo que por cuestiones de espacio no se pueden incluir en la memoria.

#### 4.3.1. Tipos de fallo

Para el dimensionamiento de los engranajes se debe tener en cuenta que tipos de fallos se dan con más frecuencia, estos incluyen:

- Fallo superficial
- Rotura por la base del diente

En el apartado 1.2.1 del Anexo I se describe en que consiste específicamente cada fallo. Al ser estos los fallos más comunes se debe dimensionar los engranajes de manera que no cedan ante ellos.

#### 4.3.2. Criterio de dimensionado

El procedimiento se basa en el cálculo de un ancho de diente que permita alcanzar un coeficiente de seguridad deseado ante los dos tipos de fallos descritos anteriormente. Estos coeficientes deben cumplir una serie criterios.

El objetivo consistiría en obtener una serie de coeficientes que sean superiores a un mínimo establecido siendo además el coeficiente de seguridad a flexión superior al de fallo por presión superficial, por ser este más perjudicial. Se decide escoger para el cálculo un coeficiente mínimo  $X$  de **1.5**.

$$X_F > X_H > X \quad \text{Ecuación (15)}$$

Donde  $X_F$  es el coeficiente de seguridad a presión superficial y  $X_H$  es el coeficiente de seguridad a flexión.

Se debe primero seleccionar un material con el que hacer el cálculo. A continuación se debe obtener el ancho  $b$  que haga cumplir el criterio anterior para ese material dado. A partir de aquí se debe tener en cuenta otra restricción, el ancho  $b$  obtenido no puede ser ni mucho menor que el valor del diámetro primitivo del piñón ni mayor que dos veces el diámetro, si esto ocurriera habría que escoger un material con peores o mejores propiedades respectivamente y volver a realizar el cálculo hasta que llegar a una solución válida.

Si  $b > 2 \cdot d_1$  → Escoger material mejores propiedades

Si  $b \ll d_1$  → Escoger material peores propiedades

El cálculo de los coeficientes de seguridad se detalla en *apartado 1.2 del Anexo I*.

#### 4.4. Solución adoptada

Debido a la restricción impuesta de menos de 27 mm de ancho de diente, se debe escoger desde el principio un material con buenas propiedades mecánicas con la intención de acortar el proceso de iteración.

En la tabla x del Anexo de Cálculos se puede observar una tabla con diferentes materiales que suelen emplearse en la construcción de engranajes.

Finalmente se decide escoger un acero de designación **AISI 4140**, comúnmente utilizado para engranajes o piezas sometidas a cargas elevadas. El acero será sometido a un proceso de forja y posterior tratamiento térmico de templado y revenido hasta conseguir una dureza superficial de 321 HV.

Sus características principales son:

Módulo elasticidad  $E = 205$  GPa

Coefficiente de Poisson  $\nu = 0.29$

Límite de rotura  $S_u = 1200$  MPa

Límite de fluencia  $S_y = 950$  MPa

Este acero posee unas tensiones máximas admisibles a presión superficial y flexión calculadas de:

**$S_{HP}$       849 MPa**

**$S_{FP}$       708 MPa**

Igualando el coeficiente mínimo requerido de 1,5 al de presión superficial y tras iterar se obtiene un ancho mínimo para la seguridad a fallo superficial de 23.93 mm.

bi	Ka*Ft/b	Kv(b)	Khb(b)	bi+1
15	99	1,01200522	1,0758	22,29688755
22,2968876	100	1,01189881	1,14913942	23,81440636
23,8144064	100	1,01189881	1,15440523	23,92353337
23,9235334	100	1,01189881	1,15479668	23,93164572
23,9316457	100	1,01189881	1,15482585	23,9322502
23,9322502	100	1,01189881	1,15482802	23,93229525
23,9322952	100	1,01189881	1,15482819	23,93229861
23,9322986	100	1,01189881	1,1548282	23,93229886
23,9322989	100	1,01189881	1,1548282	23,93229888
23,9322989	100	1,01189881	1,1548282	23,93229888

Tabla 4: Extracto iteración del espesor engranaje en Excel

Finalmente se escoge un ancho de **b= 25 mm**.

Con el material y ancho escogido se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad,

$$X_F = 3.4 > X_H = 1.56 > 1.5$$

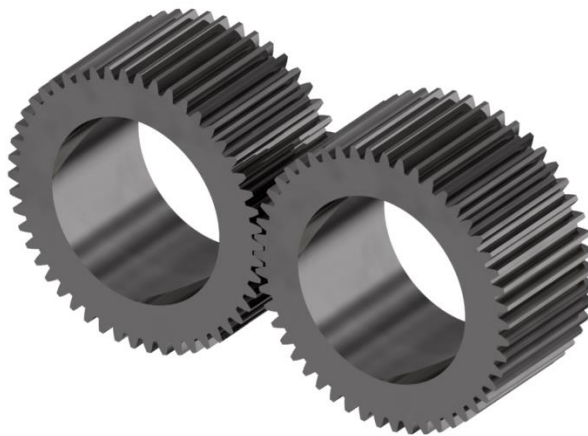


Tabla 5: Modelo final escogido para engranajes

#### 4.5. Comprobación lubricante

Una lubricación inadecuada favorece la aparición de problemas superficiales como el picado o en casos más extremos el gripado.

Para engranajes que trabajan a bajas velocidades con cargas elevadas, situación que se da en este dispositivo mecánico, los daños superficiales surgen al ser la capa o película de lubricante inferior a la rugosidad del material que compone los engranajes. Es conveniente por tanto elegir una lubricación con elevada viscosidad.

Para determinar la lubricación requerida se utilizará el método DAVID-BROWN, especialmente indicado para aplicaciones con engranajes trabajando a baja velocidad con cargas elevadas. Este método relaciona la viscosidad a 60°C requerida en función de un coeficiente  $K_{DB}$  a calcular. En el apartado 1.3 del Anexo I se puede comprobar la fórmula necesaria para el cálculo de este coeficiente.

Operando,  $K_{DB}$  sale  $>10000$  y por tanto según la *Tabla Anexo 14 del Anexo II* el lubricante debe tener una viscosidad a 60 grados  $\nu_{60^{\circ}\text{C}} > 250$  cSt.

Debido a que los engranajes no van a estar trabajando dentro de una caja cerrada hermética se decide utilizar como lubricante grasa. Se decide escoger el lubricante OKS 427, especialmente indicado para engranajes de marcha lenta con cargas elevadas donde se necesite además minimizar el riesgo de fugas.

En la imagen inferior se puede ver un extracto del catálogo OKS. La viscosidad del aceite base que compone la grasa es de 490 cSt a 40 °C, a este aceite se le añaden además aditivos y espesantes.

## 5. DISEÑO DE LOS EJES

### 5.1. Datos iniciales:

El rango de velocidad angular a la que giran los ejes es de 20-40 rpm.

De la tabla Excel se obtienen las fuerzas de reacción que aparecen en ambos ejes debidas a cargas externas, como la fuerza inducida por el vástago y las fuerzas debidas a la interacción entre los engranajes. Se asume que estas fuerzas actúan a la altura de la sección media del ancho de los engranajes, ya que estos están montados sobre los ejes.

Estas reacciones son máximas cuando el equipo está trabajando con probetas de la aleación de titanio. Su magnitud es la siguiente,

**Para el eje 1**, el más cercano al vástago:

$$R_{X1}=393.09 \text{ N}$$

$$R_{Y1}=1851.43 \text{ N}$$

$$R_1=\sqrt{R_{X1}^2 + R_{Y1}^2}=1892.70 \text{ N}$$

**Para el eje 2:**

$$R_{X2}=393.09 \text{ N}$$

$$R_{Y2}=1080 \text{ N}$$

$$R_2=\sqrt{R_{X2}^2 + R_{Y2}^2}=1149.31 \text{ N}$$

Como los dos ejes se van a dimensionar con el mismo tamaño utilizaremos para el diseño las fuerzas aplicadas sobre el eje 1 al resistir fuerzas más elevadas.

De la tabla Excel también se puede obtener el par de torsión que actúa sobre los ejes debido a la fuerza de reacción que oponen las probetas a girar. Este par actuará a lo largo del eje desde el extremo donde irán soldadas las pinzas que sujetan las probetas hasta mitad del ancho de los engranajes, al ser los engranajes los que están resistiendo el momento de reacción procedente de las probetas. El tursor máximo que se da es de 27 Nm.

En cuanto a restricciones geométricas tenemos que en la zona donde los engranajes van a ir insertados, el diámetro del eje debe ser de 25 mm, al ser este el diámetro de la superficie interior del buje que va a ir montado encima del eje.

### 5.2. Propuesta de diseño de los ejes:

Se debe recordar que el proceso de diseño de los ejes es iterativo. Para poder determinar los diagramas de esfuerzo de los ejes y realizar la comprobación de los mismos ante diferentes mecanismos de fallo, es necesario conocer las dimensiones de estos y determinar además en que puntos irán apoyados. Tras conocer los coeficientes de seguridad ante los diferentes tipos de fallo se debe decidir si modificar las dimensiones escogidas tanto si no alcanzan los requerimientos establecidos o si cumplen con demasiada holgura. Se debe iterar hasta encontrar una solución óptima.

En este apartado se muestra la solución final alcanzada y su comprobación.

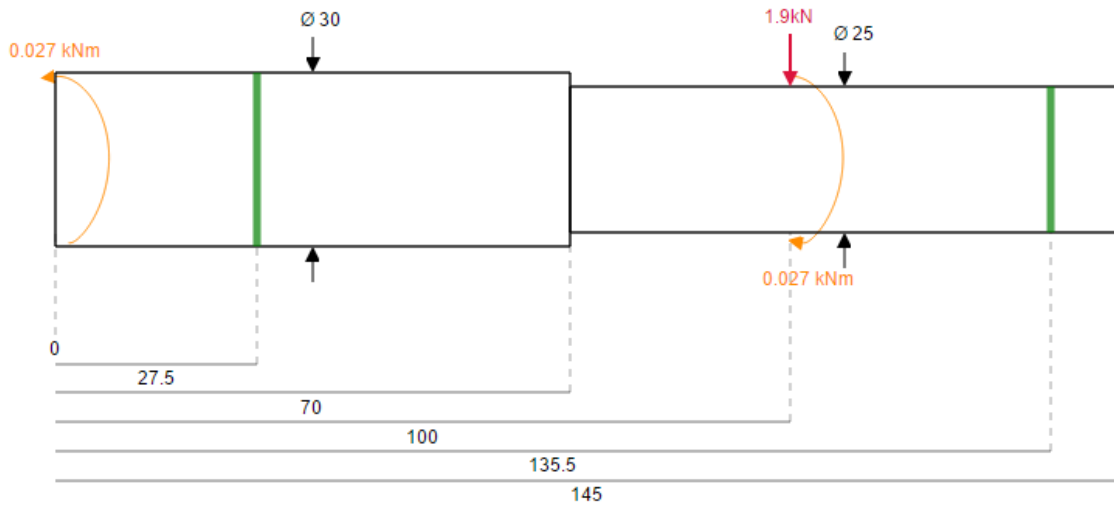


Ilustración 50: Esquema del eje a diseñar

En la imagen superior se puede observar un esquema del eje diseñado, las bandas verdes indican los puntos donde va a ir apoyado el eje.

### 5.3. Determinación de los esfuerzos en los ejes:

Del apartado **x** de consideraciones iniciales se puede extraer la fuerza de reacción máxima que aparece en el eje durante el funcionamiento de la máquina debida a la fuerza que introduce el vástago sobre los engranajes. Esta fuerza está aplicada sobre el eje a la altura de los engranajes y es absorbida por los rodamientos sobre los que este se apoya.

Para la obtención de los diferentes diagramas de esfuerzos que actúan sobre el eje se hace uso del programa de apoyo SkyCiv.

#### 5.3.1. Cálculo de las reacciones verticales:

Como fuerza inducida en el eje se utilizará la anteriormente calculada de 1892.70 N. Esta fuerza es la resultante de las fuerzas horizontal y vertical que aparecen en el eje 1, se redondeará a 1900 N.

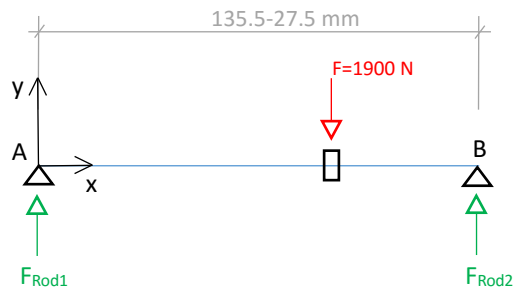


Ilustración 51: Esquema reacciones sobre eje

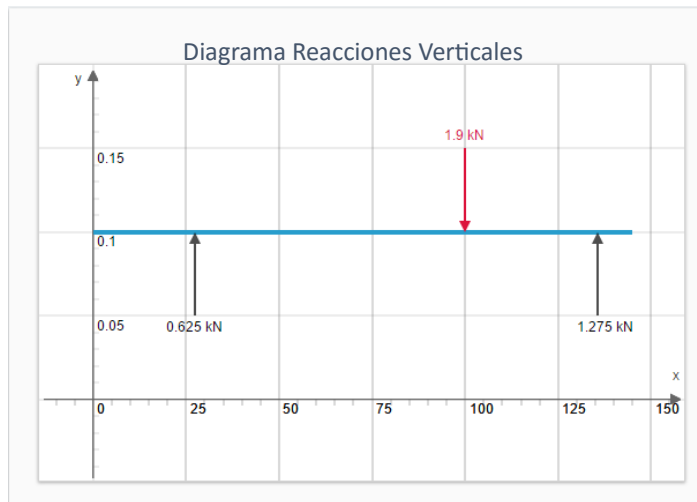
Esta fuerza es absorbida por los rodamientos sobre los que el eje se apoya. Para calcular las fuerzas de reacción que ambos rodamientos tienen que soportar se procede resolviendo las ecuaciones de equilibrio para fuerzas horizontales y verticales y momentos flectores alrededor de un punto del eje. En la *Ilustración 50* se puede ver a que altura del eje están situados los rodamientos.

$$\sum F_V = 0 \quad \text{Ecuación (1)}$$

$$\sum F_H = 0 \quad \text{Ecuación (17)}$$

$$\sum M_A = 0 \quad \text{Ecuación (18)}$$

Resolviendo quedaría:



*Ilustración 52: Diagrama Reacciones Verticales*

Como se puede observar la fuerza que debe soportar el rodamiento de la izquierda,  $F_{Rod1}=625$  N. El de la derecha tiene que soportar,  $F_{Rod2}=1275$  N. Cabe indicar que las referencias izquierda y derecha se utilizan basándose en los planos de los ejes.

Una vez se obtiene el diagrama de cuerpo libre del eje con las reacciones y fuerzas aplicadas sobre el mismo se puede proceder a calcular los momentos y obtener el diagrama de momentos a lo largo del eje.



### 5.3.2. Diagrama de Cortantes:

Conociendo las fuerzas verticales que actúan sobre el eje se puede obtener el diagrama de cortantes a lo largo del eje.

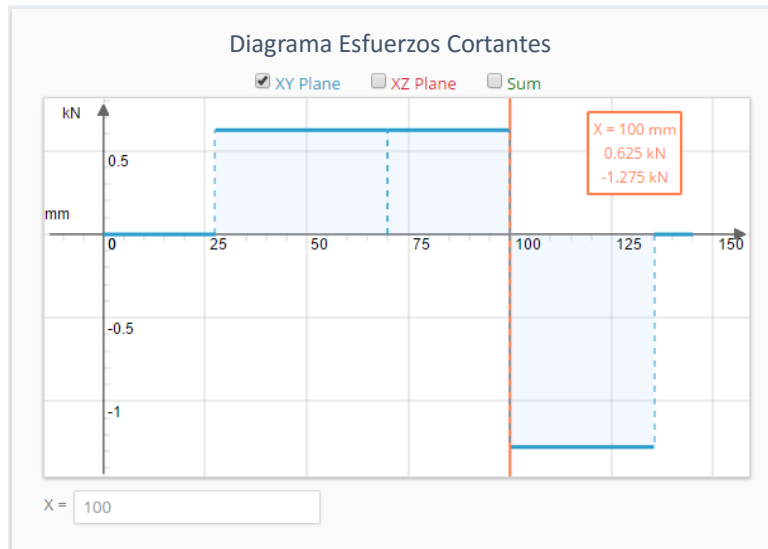


Ilustración 53: Diagrama Esfuerzos Cortantes

### 5.3.3. Diagrama de Momentos Flectores:

El diagrama de momentos flectores alrededor del eje z,  $M_z$  quedaría de la siguiente manera:

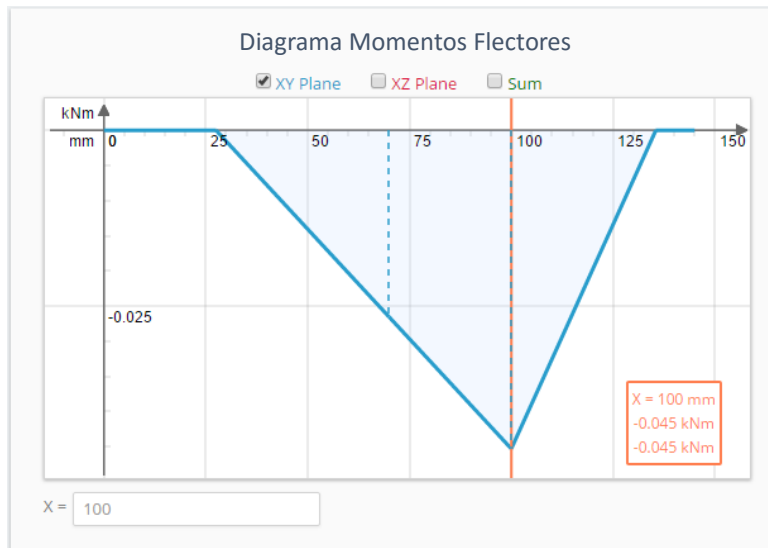


Ilustración 54: Diagrama Momento Flector

Se puede observar que el momento flector máximo se da para  $x=100$  mm, donde se encuentra situada la fuerza exterior que actúa sobre el eje proveniente del vástago y engranajes y es de 45 Nm.

### 5.3.4. Diagrama de Momento Torsor:

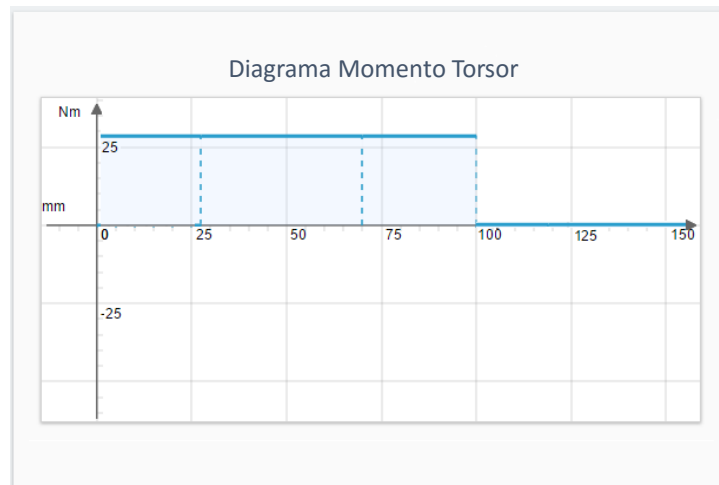


Ilustración 55: Diagrama Momento Torsor

### 5.4. Material Escogido y construcción

Como material para el diseño del eje se ha escogido un **acero AISI 5120 (20MnCr5)** sometido a un tratamiento térmico de temple y revenido hasta alcanzar una dureza superficial de **280 HV**.

Se trata de un acero que suele utilizarse para el diseño de ejes, árboles y otras piezas de tamaño medio.

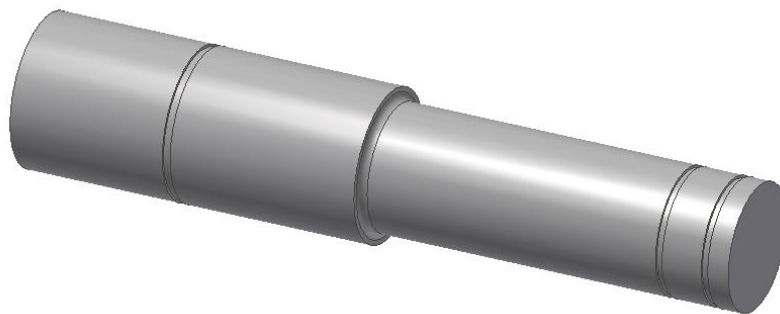
Sus características principales son:

**Módulo elasticidad**  $E = 205 \text{ GPa}$

**Coefficiente de Poisson**  $\nu = 0.29$

**Límite de rotura**  $S_u = 834 \text{ MPa}$

**Límite de fluencia**  $S_y = 635 \text{ MPa}$



Para su construcción se obtendrá un cilindro macizo de diámetro igual a 30 mm, este a continuación se mecanizará mediante torneado y fresado para el rebaje de diámetro en las partes necesarias y para la creación de las ranuras necesarias para las arandelas.

Además se recubrirá con pintura especial la parte del eje que va a ir en contacto con el agua, esto es la parte izquierda del eje donde van soldadas las pinzas que también se cubrirán. De esta forma se evitará la corrosión del metal en las zonas de contacto continuo con el fluido corporal simulado.

Para el recubrimiento se utilizará dos capas:

#### Categoría de corrosión Im1, Im2 e Im3

Tipo de pintura	Sistema	Espesor seco (micrómetros)
Imprimación epoxi rica en zinc	1 × C-Pox Primer ZN905	60 μm
Epoxi tolerante de superficie	2 × C-Pox ST165 MP-WN	400 μm
<b>Espesor total</b>		<b>460 μm</b>

*Ilustración 56: Capa pintura protectora eje*

## 5.5. Comprobación del eje a rigidez torsional

El factor más limitante a la hora de diseñar un eje es el de rigidez torsional. Es imprescindible diseñar el eje con una rigidez torsional elevada de forma que pueda transmitir potencia de forma uniforme. Una rigidez torsional insuficiente produce problemas de vibraciones y puede conducir al desgaste prematuro de distintos elementos como cojinetes, rodamientos o engranajes.

Además como se ha explicado con anterioridad para poder realizar los ensayos con precisión se debe transmitir el giro, inducido en los engranajes por el vástago, hasta el otro extremo donde están las pinzas y la probeta con una precisión elevada. Por lo tanto el eje debe tener una elevada rigidez torsional de manera que no se pierda parte del giro en la torsión del mismo.

En la práctica el valor de deformación torsional por unidad de longitud suele establecerse en  $0,25 \text{ }^\circ/\text{m}$  para aplicaciones de alta precisión como ejes de herramienta y se limita a  $2.5 \text{ }^\circ/\text{m}$  para arboles de transmisión. La fórmula para el cálculo de la deformación por unidad de longitud puede consultarse en el apartado 2.1 del Anexo I.

En la *Ilustración 55* se puede observar las zonas del eje que están sometidas a momento torsor. Esta zona abarca desde el extremo izquierdo de los ejes, parte donde van soldadas las pinzas que sujetan las probetas hasta mitad del ancho de los engranajes, al ser los engranajes los que están resistiendo el momento de reacción procedente de las probetas. Como los engranajes están sujetos al eje por medio del buje que distribuye de manera uniforme las tensiones se tomará como punto de aplicación la mitad del ancho del engranaje.

Para calcular la deformación torsional por unidad de longitud se procederá a calcular la deformación o giro para la sección del eje de 30 mm y la de 25 mm por separado y a continuación se dividirá por la longitud total del eje que está sometida a torsión. En la *Ilustración 50* se puede ver un esquema con la longitud de cada sección.

$$\theta_{\text{Sección 30 mm}} = \frac{32 \cdot 27 \cdot 70 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0.03)^4 \cdot 80 \cdot 10^9} = 0.000297 \text{ rad} = 0.0170^\circ$$

$$\theta_{\text{Sección 25 mm}} = \frac{32 \cdot 27 \cdot (100 - 70) \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0.025)^4 \cdot 80 \cdot 10^9} = 0.000264 \text{ rad} = 0.0151^\circ$$

$$\frac{\theta_{\text{Total}}}{L_{\text{Total}}} = \frac{0.0170 + 0.0151}{102 \cdot 10^{-3}} = 0.31 \text{ }^\circ/\text{m}$$

La deformación torsional por unidad de longitud queda de  $0.31 \text{ }^\circ/\text{m}$  y por tanto se encuentra muy por debajo del límite de  $2.5 \text{ }^\circ/\text{m}$ , dotando al eje de una muy buena rigidez torsional.

El giro máximo que sufre el eje al transmitir el torsor requerido es de  $0.0170^\circ + 0.0151^\circ = 0.0321^\circ$ . Este giro se pierde y no llega a ser transmitido a las probetas induciéndose un error en los resultados. Este error será máximo cuando se deba transmitir el giro más pequeño, este giro es de  $0.86^\circ$  para el ensayo de las probetas de acero. El error máximo será de  $\left(\frac{0.0321^\circ}{0.86^\circ}\right) \cdot 100 = 3.7 \%$ .

## 5.6. Comprobación del eje a Fatiga

### 5.6.1. Estado tensional:

Durante el funcionamiento de un árbol o eje aparece en sus secciones una combinación de tensiones debido a los esfuerzos y momentos que este soporta. Este estado de tensiones puede ser variable con el tiempo. En el *apartado 2.2.1 del Anexo I* se puede comprobar los diferentes tipos de tensiones que diferentes estados de carga pueden generar sobre el eje.

La suma de los diferentes componentes tensionales genera sobre las secciones y superficie del eje un estado bidimensional de tensiones, normales y tangenciales. Estas tensiones, al girar el árbol, pueden ser medias ( $\sigma_m, \tau_m$ ) o alternantes ( $\sigma_a, \tau_a$ ), dependiendo de la aplicación.

Estas tensiones cíclicas aceleran el desgaste de la pieza y producen su fallo final por el mecanismo de fatiga, siendo este uno de los principales mecanismos de fallo que compromete la resistencia de árboles y ejes.

En este caso ya que el eje tiene un movimiento giratorio oscilante y cambia de sentido de giro cada cierto tiempo las tensiones inducidas por el momento flector y torsor aplicados serán alternantes.

### 5.6.2. Procedimiento

El fallo a fatiga suele estar localizado en ciertas zonas superficiales de la pieza con mayor predisposición al avance del mismo. La predisposición de estas zonas se debe a la existencia de concentradores de tensión, estos incluyen:

- Cambios bruscos de sección.
- Existencia de ranuras, chaveteros o chavetas.

Analizar todas las secciones del eje a fatiga supondría un proceso muy largo e innecesario. Para analizar el comportamiento del eje ante la fatiga bastará con analizar aquellas secciones que se consideren críticas y comprobar si cumplen el criterio de fallo. En especial seleccionarán las secciones que presenten algún concentrador de tensión o aquellas secciones que sufren mayores tensiones.

En la imagen inferior se puede observar un esquema con las distintas secciones escogidas para el análisis.

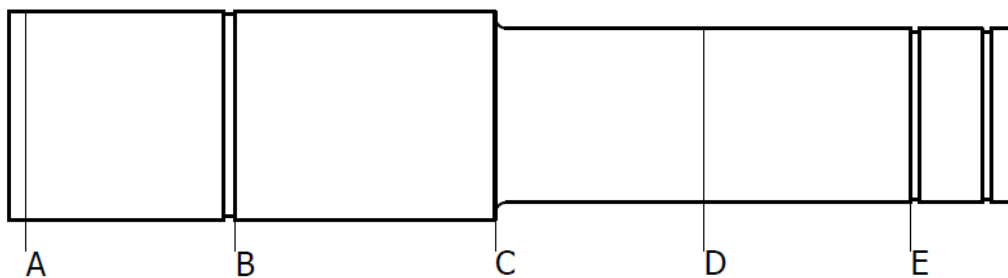


Ilustración 57: Secciones a analizar eje

En la siguiente tabla se puede observar un resumen de los esfuerzos que actúan en las diferentes secciones del eje seleccionadas para realizar la comprobación a fatiga.

Sección	A	B	C	D	E
L (mm)	2,5	32,6	70	100	129,7
M (Nm)	0	3,19	26,56	45,31	7,45
T (Nm)	27	27	27	27	0
d (mm)	30	30-29	30-25	25	25-24

Tabla 6: Tabla Resumen secciones

Para el análisis del eje se debe primero traducir las tensiones cíclicas que aparecen en el eje en tensiones estáticas equivalentes, para ello se utilizará el criterio de Soderberg. Una vez se obtienen las tensiones equivalentes se debe aplicar un criterio de fallo estático sobre las mismas, en este caso se utilizará el criterio de máxima tensión tangencial. Además se asumirá que el eje no está sometido a fuerzas axiales que contribuyan a la suma de tensiones normales.

Tras aplicar los diferentes conceptos se llega a la siguiente ecuación:

$$d^3 = \frac{32X}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e^F} M_a\right)^2 + \left(T_m + \frac{S_{sy}}{S_e^T} T_a\right)^2} \quad \text{Ecuación (19)}$$

Dado que en esta aplicación el momento flector y torsor medios son nulos, la ecuación que se utilizará para hallar el coeficiente de seguridad en cada sección quedará:

$$X = \frac{d^3 \pi S_y}{32} \left[ \left(\frac{S_y}{S_e^F} M_a\right)^2 + \left(\frac{S_{sy}}{S_e^T} T_a\right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación (20)}$$

Donde:

$S_y$  Límite de fluencia del material.

$S_{sy}$  Límite tangencial del material, utilizando el criterio de máxima tensión tangencial se considera  $= 0.5 \cdot S_y$ .

$S_e^F$  Límite de fatiga para flexión en la sección escogida.

$S_e^T$  Límite de fatiga para torsión en la sección escogida.

$M_a$  Momento flector alternante en la sección.

$T_a$  Momento torsor alternante en la sección.

Para esta aplicación se establecerá un coeficiente de seguridad a fatiga de  $X > 4$ .

### 5.6.3. Cálculo del límite de fatiga para flexión y torsión:

El límite de fatiga para un punto sobre el eje se puede calcular utilizando la siguiente formula:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_e \cdot \frac{S_e'}{K_f} \quad \text{Ecuación (21)}$$

Para aceros con un límite de rotura menor que 1400 MPa,  $S_e'$  puede aproximarse a:

$$S_e' = 0.5 \cdot S_u$$

Para nuestro acero  $S_u$  es de 834 MPa.

Cabe destacar que  $S_e'$  es el límite de fatiga del material estimado a partir del límite de rotura del mismo. Esta estimación se ha hecho basándose en los resultados obtenidos sobre probetas normalizadas en

laboratorios y su valor puede diferir mucho del que puede existir sobre diferentes secciones de una pieza. Por ello se aplican factores modificadores que tienen en cuenta las condiciones de funcionamiento y características geométricas y físicas de cada sección. La definición de cada uno de los factores modificadores se detalla en *el apartado 2.2.2 del Anexo I*.

#### 5.6.4. Resultado:

Finalmente tras la aplicación del procedimiento de comprobación del eje a fatiga se obtiene el coeficiente de seguridad para cada sección. Cabe recordar que el coeficiente deberá ser mayor de 4 para cada sección.

Sección	d (mm)	M (Nm)	T (Nm)	$K_a$	$K_b$	$K_c$	$K_f^F$	$K_f^T$	$Se^F$ (Mpa)	$Se^T$ (Mpa)	$\chi$
A	30	0	27	0,7587	0,8636	0,814	1,00	1,00	224,40	222,40	<b>43,67</b>
B	29	3,19	27	0,7587	0,8667	0,814	2,20	2,20	101,46	101,46	<b>17,51</b>
C	25	26,56	27	0,7587	0,8806	0,814	1,78	1,29	127,41	152,20	<b>6,77</b>
D	25	45,31	27	0,7587	0,8806	0,814	1,00	1,00	226,78	226,78	<b>7,36</b>
E	24	7,45	0	0,7587	0,8845	0,814	2,20	2,20	103,54	103,54	<b>18,86</b>

En la tabla superior se puede ver un resumen con el valor de los diferentes componentes necesarios para el cálculo del coeficiente de seguridad y el resultado final.

En el Anexo de tablas se puede consultar una tabla resumen del cálculo de  $K_f$  para las diferentes secciones seleccionadas del eje.

#### 5.7. Comprobación deflexión lateral:

El programa SkyCiv también ofrece la posibilidad del cálculo de la deflexión lateral a lo largo de todo el eje debida a los esfuerzos de flexión, cálculo que podría resultar laborioso si se realiza a mano.

Es importante limitar la deformación lateral del eje ya que un valor excesivo puede reducir la vida y acelerar el desgaste de los componentes que estén montados sobre el eje como los engranajes o rodamientos.

Para arboles la deflexión no debería ser mayor de 1 mm/m de longitud. Dado que eje es de 147 mm, la deformación por flexión debe ser menor de 0.147 mm. Además hay que tener en cuenta que en las zonas del eje donde haya engranajes rectos la deformación se debe limitar a  $0.01 \cdot m$ , siendo  $m$  el módulo del engranaje, en este caso 1.

En la imagen inferior se puede observar la cantidad de deflexión en milímetros a lo largo del eje. Se puede comprobar que la deformación máxima es de 0.007 mm y por tanto es inferior al límite.

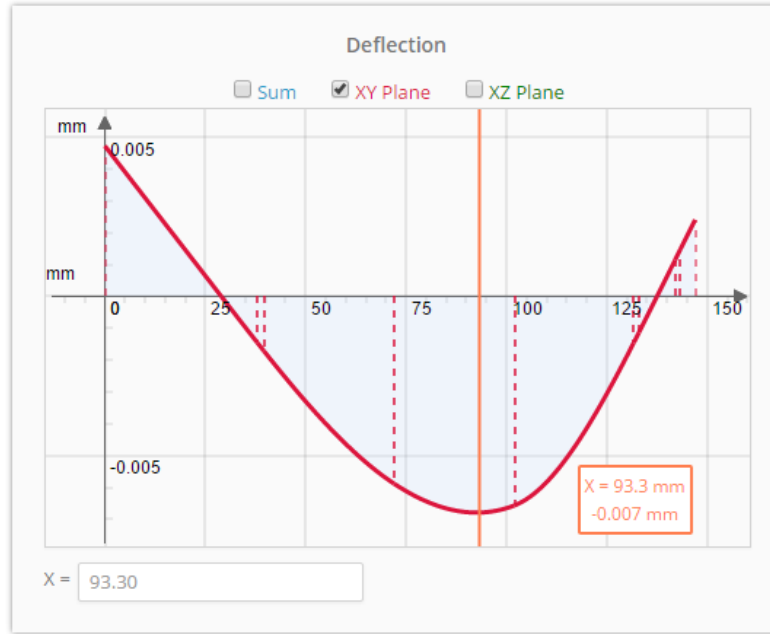


Ilustración 58: Gráfica deflexión lateral

También se debe limitar la pendiente máxima en función de los elementos que se vayan a montar en cada punto del eje. Para rodamientos rígidos de bolas la pendiente máxima debería ser de 0.001-0.003. Se puede comprobar que la pendiente máxima en radianes que presenta el eje de 0.00025 es menor que los límites establecidos en la tabla.

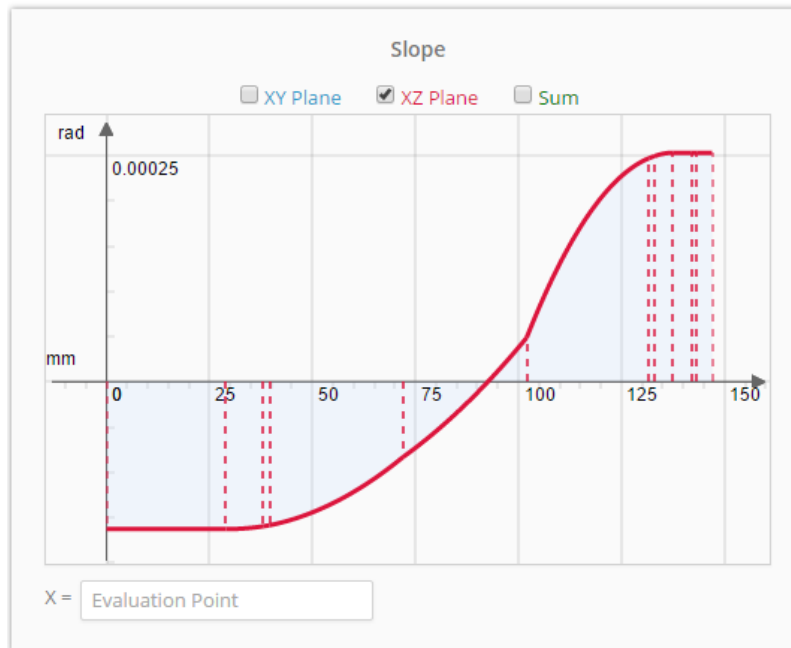


Ilustración 59: Gráfica pendiente máxima



## 6. RODAMIENTOS

Los rodamientos son los componentes mecánicos que sirven de apoyo a los ejes, su principal función es disminuir la fricción que estos sufren al girar. Para ello utilizan un movimiento de rodadura obtenido al utilizar una cierta cantidad de bolas u otros elementos rodantes entre dos anillos con sus respectivos caminos de rodadura. Dependiendo del modelo escogido los rodamientos son capaces de transmitir tanto cargas radiales como axiales.



*Ilustración 60: Rodamiento de bolas*

Los rodamientos deben ser capaces de soportar las fuerzas provenientes del eje y transmitirlas a la carcasa o alojamiento sobre los que van insertados.

En este caso no existen fuerzas axiales sobre el eje, por lo que cada rodamiento deberá ser capaz de soportar la fuerza radial y vertical de reacción que viene del eje. Esta fuerza se calculó en el apartado del eje y es de  $F_{Rod1}=625$  N para el rodamiento de la izquierda mientras que el de la derecha tiene que soportar  $F_{Rod2}=1275$  N. Cabe indicar que las referencias izquierda y derecha se utilizan basándose en los planos de los ejes.

En este apartado se mostrarán los rodamientos finalmente escogidos, en el anexo de cálculos se muestra el procedimiento utilizado para la selección de los mismos. Los rodamientos se seleccionan en función de la vida que se les quiera dar y de las condiciones en las que trabajan a lo largo de esa vida.

Todos los rodamientos han sido obtenidos del catálogo de la conocida marca SKF.

## 6.1. Rodamiento Izquierda

Rodamiento modelo **61806** de la marca **SKF**.

### 6.1.1. Características geométricas

Diámetro interior	<b>d=30 mm</b>
Diámetro exterior	<b>D=42 mm</b>
Ancho	<b>B=7 mm</b>

### 6.1.2. Características mecánicas:

Capacidad de carga Dinámica	<b>C = 4.5 kN</b>
Capacidad de carga Estática	<b>C<sub>0</sub> = 2.9 kN</b>
Carga límite de Fatiga	<b>P<sub>u</sub> = 0.146 kN</b>

### 6.1.3. Esfuerzo a soportar:

La reacción que debe soportar es de **625 N**.

## 6.2. Rodamiento Derecha

Rodamiento modelo **16005** de la marca **SKF**.

### 6.2.1. Características geométricas

Diámetro interior	<b>d=25 mm</b>
Diámetro exterior	<b>D=47 mm</b>
Ancho	<b>B=8 mm</b>

### 6.2.2. Características mecánicas:

Capacidad de carga Dinámica	<b>C = 8.1 kN</b>
Capacidad de carga Estática	<b>C<sub>0</sub> = 4.8 kN</b>
Carga límite de Fatiga	<b>P<sub>u</sub> = 0.212 kN</b>

### 6.2.3. Esfuerzo a soportar:

La reacción que debe soportar es de **1275 N**.

*En el apartado 3 del Anexo II extractos con la descripción de los rodamientos escogidos del catálogo de SKF.*

## 6.3. Cálculo Rodamientos

### 6.3.1. Fallo bajo Carga Estática:

Este fallo puede ocurrir cuando el rodamiento no gira o gira a velocidades muy bajas. Si durante este funcionamiento se transmite un esfuerzo muy elevado se podrían deformar algunos elementos del rodamiento., produciéndose vibraciones indeseadas.

El coeficiente de seguridad para cargas estáticas se define de la siguiente manera:

$$X_0 = \frac{C_0}{F_0} \quad \text{Ecuación (22)}$$

Donde:

$C_0$  Capacidad de carga estática función del rodamiento escogido.

$F_0$  Carga estática equivalente. Al no haber carga axial en esta aplicación se utilizará la carga máxima vertical que puede llegar a aparecer en los rodamientos, que es igual a las reacciones que tienen que absorber cada uno.

El valor de  $X_0$  debe estar dentro de unos límites establecidos en función de la precisión en el funcionamiento que se quiera conseguir. Estos límites se pueden comprobar en la *Tabla Anexo 6 del Anexo II*. En esta aplicación se requiere una elevada precisión y por tanto  $X_0 > 3$ .

- Para el **rodamiento de la izquierda:**

$$X_0 = \frac{2900}{625} = 4.64$$

- Para el **rodamiento de la derecha:**

$$X_0 = \frac{4800}{1275} = 3.76$$

### 6.3.2. Fallo a Fatiga

Los rodamientos se deben elegir en función de la vida que se quiera obtener del mismo para las condiciones de funcionamiento en las que va a trabajar. El procedimiento para el cálculo del fallo a fatiga sería el siguiente, se debe escoger un número de horas de funcionamiento deseado y unas condiciones de funcionamiento, con esos parámetros se obtiene la capacidad de carga dinámica que el rodamiento debería tener para conseguir una vida de al menos la duración elegida. Se debe a continuación comprobar que la capacidad de carga estática que ofrece el catálogo de rodamiento es superior a la carga mínima calculada.

Para ello se utiliza la siguiente fórmula:

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}} \quad \text{Ecuación (2)}$$

La descripción de la fórmula superior para el cálculo de la capacidad de carga dinámica mínima puede consultarse en el apartado 3.1 del Anexo 1.

A continuación se puede ver una tabla con los resultados de la comprobación a fatiga para los dos rodamientos.

Modelo	Datos catálogo					$\vartheta_1$ (mm <sup>2</sup> /s)	k	$\eta_c \cdot P_w / F_{eq}$	$a_{ISO}$	$C_{min}$
	C (N)	D (mm)	d (mm)	$d_m$ (mm)	$P_u$ (N)					
61806 (Izq.)	4500	42	30	36	146	512,72	1,37	0,12	11	2371
16005 (Der.)	8100	47	25	36	212	512,72	1,37	0,08	2,8	7630

## 7. ANILLOS ELÁSTICOS

Con el fin de evitar que los rodamientos se desplacen axialmente sobre el eje durante el funcionamiento se hará uso de anillos elásticos.

Se necesitarán dos para sujetar el rodamiento de la derecha y una para el de la izquierda. Su posición exacta se puede observar en el Plano *Pieza nº 3*.

Se han escogido los anillos del catálogo de la marca NBS especialmente diseñados con el fin de evitar el desplazamiento de los aros de rodamientos.

En el *apartado 4 del Anexo II* se puede consultar un extracto del catálogo NBS con los anillos escogidos.

- Para el rodamiento de la izquierda:

El eje en esa zona es de 30 mm de diámetro. Se necesitará únicamente un anillo elástico que ira insertado a la derecha del rodamiento.

Se utilizara un anillo **AE 30** de diámetro interior d3 de 28.5 máximo y espesor 1.5 mm.

Se tendrá que realizar un ranurado en el eje de 1.6 mm de espesor y  $(30-29)/2=0.5$  mm de profundidad.

- Para el rodamiento de la derecha:

El eje en esa zona es de 25 mm de diámetro. Se necesitará un anillo a cada lado del rodamiento.

Se utilizarán dos anillos **AE 25** de diámetro interior d3 de 23.5 máximo y espesor 1.2 mm.

Se tendrá que realizar un ranurado en el eje de 1.3 mm de espesor y  $(25-24)/2=0.5$  mm de profundidad.

## 8. RETENES

Las probetas de biomateriales van a ensayarse estando sumergidas dentro de un líquido semejante al fluido fisiológico. Para ello se introducen dentro de una caja de metacrilato especialmente diseñada.



Ilustración 62: Retén

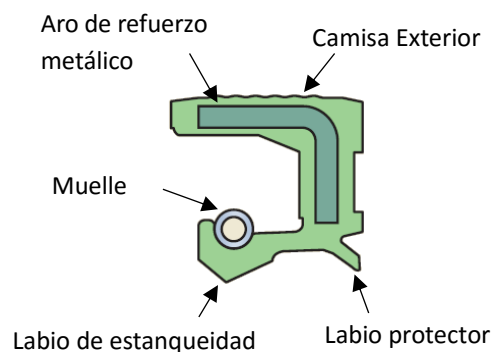


Ilustración 61: Partes retén

Con el fin de evitar la fuga de fluido a través de los agujeros realizados sobre la caja por los cuales se insertan los ejes y pinzas sobre los que se asegura la probeta, se hará uso de un retén.

Los retenes se utilizan para asegurar la estanqueidad de ejes rotativos y tienen dos funciones básicas:

- Asegurar la estanqueidad estática entre la camisa exterior del retén y el alojamiento donde irá acoplado. Para ello se utiliza como camisa un elastómero que dispone del ajuste de interferencia necesario para actuar como sello contra el alojamiento.
- Asegurar la estanqueidad tanto estática como dinámica entre el labio de estanqueidad y el eje que va insertado. Para asegurar el contacto del labio contra el eje se utiliza un muelle toroidal flexible que presiona el labio contra la superficie.

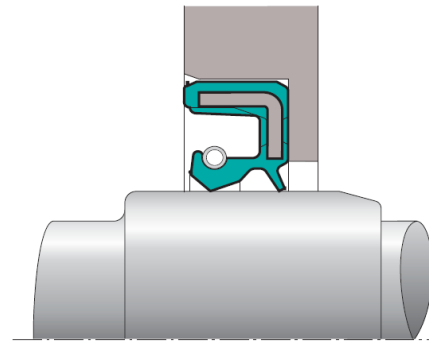


Ilustración 63: Alojamiento Retén

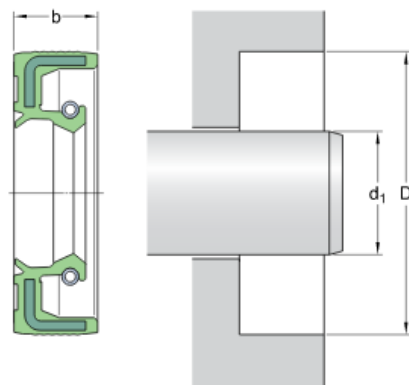
Se puede además añadir un labio protector o labio guardapolvo que protege al labio de estanqueidad de suciedad o cualquier contaminante. Además este labio es imprescindible si se pretende retener un medio con bajas propiedades lubricantes como es el agua. Para ello se debe utilizar un retén con labio protector y se debe además llenar de grasa el espacio entre ambos labios.

Los retenes se utilizarán además para proteger los rodamientos, evitando que grasa lubricante se retire del rodamiento e impidiendo la entrada de suciedad.

Se decide utilizar retenes de la marca SKF por la gran variedad que ofrecen.

Para la retención del agua en la zona donde se inserta la probeta se utilizará un retén **SKF modelo HMSA10 RG**.

### 30x40x7 HMSA10 RG



$d_1$	30	mm
D	40	mm
b	7	mm

Ilustración 64: Extracto catálogo SKF retén escogido

## 9. CAJA SOPORTE

### 9.1. Función

La caja es el elemento de la máquina sobre el cual se montará el resto del sistema mecánico. Debe cumplir con las siguientes funciones:

- Debe proporcionar un espacio o recipiente a prueba de fugas en cuyo interior se ensayarán las probetas y que se llenará del fluido corporal simulado.
- Servirá de apoyo para los distintos elementos mecánicos que componen la máquina como son los ejes y rodamientos.
- Protegerá y aislará a los componentes mecánicos del exterior. Protegerá la zona de los engranajes de forma que nadie pueda acercarse mientras la máquina esté en movimiento, evitando así cualquier accidente.
- Protegerá a los rodamientos evitando que entre polvo o suciedad.

Para la fabricación de la caja se deberá usar un plástico resistente y rígido ya que al tratarse del soporte estructural del sistema mecánico deberá ser capaz de soportar las cargas que se introducen sobre el sistema sin deformarse, deberá además absorber las vibraciones que aparecen durante el funcionamiento.

### 9.2. Material

Finalmente para la fabricación de la caja se decide utilizar planchas de **PVC rígido transparente**. Una de las razones por las que se elige este material es su alta resistencia a la corrosión y frente a diversos productos químicos, de forma que la caja no sufrirá ningún desgaste aun estando el fluido corporal simulado en contacto con la misma. El PVC rígido transparente es además muy resistente a los impactos.

Además es un material fácilmente manipulable. Se puede mecanizar, esto incluye, cortar, fresar o taladrar, lo cual será de gran ayuda a la hora de diseñar las distintas cavidades donde tienen que ir acoplados los diferentes elementos mecánicos como retenes, rodamientos, etc. Se puede además fácilmente adhesivar con pegamento especial o incluso soldar con aire caliente o filamento calefactor.

La resistencia a la tracción del PVC rígido suele estar entre los 45-55 MPa, y su resistencia a la compresión alrededor de los 61 MPa.

El PVC rígido es además muy resistente y posee una resistencia a la tracción y compresión elevadas. Esto es imprescindible ya que las paredes de las cajas donde van a ir acoplados los rodamientos deben absorber las reacciones que aparecen sobre estos. Toda la fuerza introducida por el vástago sobre los engranajes se transmite al eje que a su vez lo transmite a los rodamientos sobre los que se apoya. A continuación es la caja la que debe soportar esas reacciones sin deformarse o romper.

### 9.3. Construcción

Para la construcción y montaje de la caja se adquirirán planchas de diferentes espesores y dimensiones de PVC rígido transparente.

Se mecanizarán los agujeros u orificios necesarios con las dimensiones y tolerancias requeridas para el posterior acoplamiento de los distintos elementos mecánicos como rodamientos y retenes. También se deberán mecanizar las roscas para los tornillos.

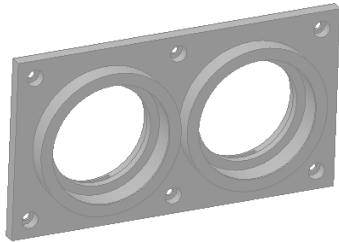


Ilustración 66: Tapa delantera

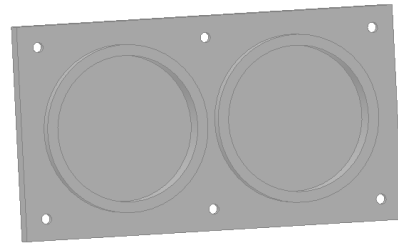


Ilustración 65: Tapa Trasera

Los ejes con las pinzas soldadas que se deben introducir en la caja tienen una longitud de 171 mm. Para que estos se puedan introducir horizontalmente en los agujeros realizados sobre la caja sin dañar ninguna parte del eje o caja se decide que la plancha o pared frontal de la caja sea desmontable por medio de unas guías ranuradas sobre las paredes laterales e inferior y selladas con un perfil de goma en forma de U a prueba de fugas. De esta manera se puede levantar la pared delantera de la caja cuando se desee meter las pinzas y ejes y bajar de nuevo una vez esté todo asegurado, quedando un espacio a prueba de fugas que poder llenar de líquido.

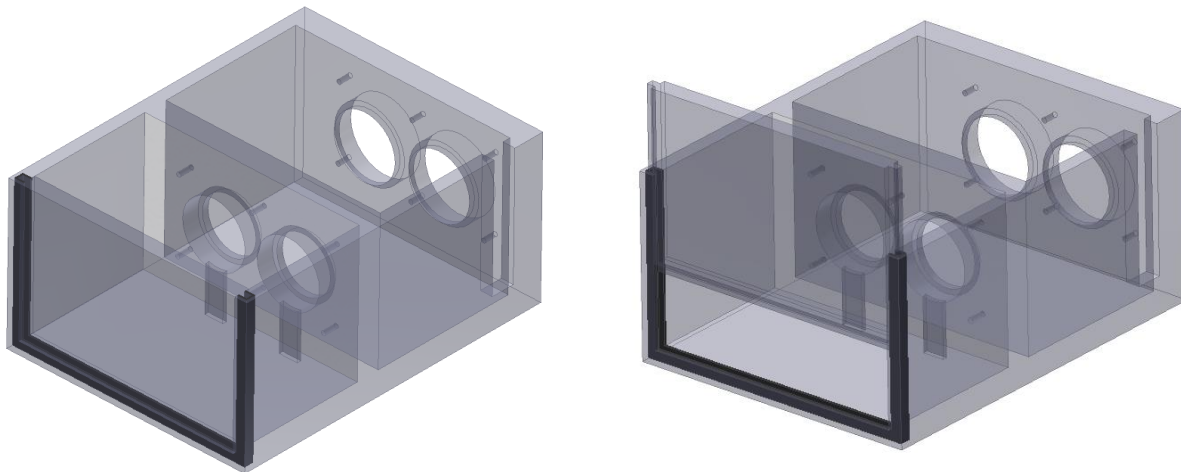
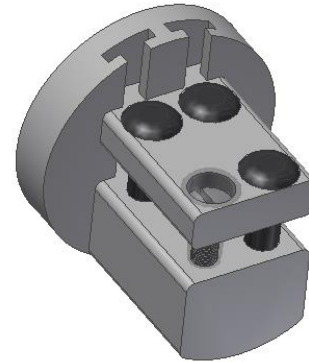


Ilustración 67: Caja soporte con pared frontal

Una vez se tienen todas las planchas mecanizadas y cortadas a la dimensión correcta se unirán mediante un adhesivo. Como pegamento se ha seleccionado un adhesivo soldador CEYS para tuberías de PVC, especialmente diseñado para aplicaciones donde se pretende conseguir una unión a prueba de fugas.

## 10. PINZAS

Se encargan de sostener y asegurar las probetas metálicas así como transmitirles el flector proveniente del eje. Van a ir sumergidas el fluido corporal simulado durante su funcionamiento y por tanto se debe utilizar un recubrimiento especial en su superficie. Se utilizará el mismo que para el eje. Puesto que las probetas van a ir sujetadas sobre las pinzas por la presión ejercida por unos tornillos que también estarán en contacto del fluido, se han diseñado unas protecciones de goma que cubren tanto el cuerpo como la cabeza de los tornillos.



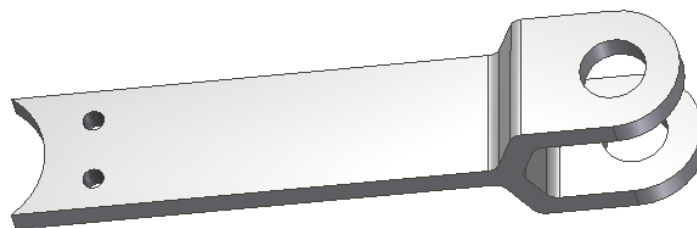
*Ilustración 68: Pinza*

Las pinzas han sido diseñadas de manera que, al asegurar las probetas de 5 mm de ancho, el plano medio de estas coincide con el plano formado por los ejes longitudinales de los ejes. De esta manera se asegura un ensayo simétrico, de manera que tanto en la carrera de subida del vástago que hace girar las probetas en un sentido como el de bajada, el ángulo alternante que giran las probetas es siempre el mismo.

Cabe añadir que han sido además diseñadas para que una vez estando aseguradas las probetas sobre las pinzas quede un espacio libre de probeta en medio de al menos 30 mm.

## 11. BALANCÍN

Esta es la pieza que une el vástago con el engranaje de la derecha, según planos. Tiene por tanto que transmitir la fuerza vertical que induce el vástago al engranaje y soportar además el momento de reacción que aparece sobre el eje y los engranajes al girar las probetas cada vez que el vástago sube y baja.



*Ilustración 69: Balancín*



Se utilizará para su construcción un acero **AISI 1045**, este acero suele utilizarse para piezas pequeñas como tornillos, cigüeñales, bielas, manivelas o chavetas.

Sus características principales son:

**Módulo elasticidad**      **E = 206 GPa**

**Coefficiente de Poisson**    **$\nu = 0.29$**

**Límite de rotura**            **Su = 655 MPa**

**Límite de fluencia**         **Sy = 515 MPa**

En el apartado *4.4 del Capítulo 5* se calculó la distancia  $x$  que debía haber entre el centro del engranaje derecho y el vástago en función de la probeta metálica a ensayar. Para dimensionar la longitud de las diferentes bielas se partirá de esa distancia.

La biela va atornillada sobre el engranaje de la derecha. La distancia que existe entre las roscas realizadas sobre el engranaje donde se atornilla el final del enganche y el centro del propio engranaje es de 20.38 mm. Las dimensiones finales de las bielas se pueden comprobar en el *Plano Pieza nº 7*.

La parte superior de la biela, donde se une con el extremo superior del vástago, se ha diseñado tomando como base las medidas del complemento acoplado encima del transductor de fuerza de forma que ambos se puedan unir a la perfección por medio de un bulón.

## 12. FLUIDO CORPORAL SIMULADO

### 12.1. Introducción

La finalidad del presente tfg es el ensayo a fatiga de biomateriales metálicos utilizados en la fabricación de prótesis quirúrgicas e implantes ortopédicos.

Para que el ensayo in vitro, en un laboratorio controlado, a fatiga de las probetas de biomateriales metálicos sea lo más real posible y con resultados extrapolables se debe llevar a cabo el estudio de las probetas en un entorno lo más similar posible al medio bioquímico donde más adelante deberán trabajar las prótesis e implantes.

Para ello se ha diseñado la máquina de forma que las probetas pudieran ser sumergidas durante el ensayo de fatiga en un fluido que debería ser similar al del cuerpo humano. De esta forma se consigue un medio similar al de trabajo y además se estudia cómo afecta la corrosión que este medio ofrece sobre el desarrollo del fallo a fatiga. Ya se explicó en la introducción la importancia que la corrosión tiene sobre la fatiga y como acelera el proceso de fallo.

### 12.2. Fluido corporal

El fluido corporal humano constituye el medio bioquímico donde prótesis e implantes deben trabajar. Las prótesis e implantes mayormente tendrán contacto con fluidos corporales que incluyen el plasma, fluido intersticial y fluido sinovial en las articulaciones.

Estos fluidos están básicamente constituidos por:

- Sales: Cloruro de sodio (NaCl), Cloruro de potasio (KCl), Cloruro de calcio (CaCl) y fosfato entre otros.
- Moléculas orgánicas: proteínas plasmáticas.
- Minerales y nutrientes.

El pH de los fluidos corporales suele ser neutro de 7.4 y además se mantiene a una temperatura de 37 °C.

La composición y características del fluido corporal pueden variar en función de la edad o la presencia de enfermedades.

El valor de pH puede reducirse hasta 5.2 (ácido), en zonas donde se hallan heridas o hematomas. En cambio puede subir hasta valores de más de 8 (alcalino) en zonas con infección.

### 12.3. Simulación

La utilización de fluidos corporales simulados artificiales en ensayos in vitro es una técnica relativamente nueva y lleva un par de décadas desarrollándose. Al utilizar soluciones artificiales y acelurares no se requiere la continua adición de minerales y nutrientes necesarios para mantener el número de células.

La finalidad es la obtención de un plasma sintético, consistente de una solución con una fuerza iónica y composición parecida al de plasma humano. La solución salina suele mantenerse con un pH de 7.4. Aun así no está impuesta la composición exacta que debería tener el electrolito. Existen por tanto diferentes soluciones que suelen utilizarse como la solución de Ringer, la solución de Hanks y el más actual Fluido Corporal Simulado (BSF) creado por Kobuko (Sun et al, 2006; Kokubo y Takadama, 2006).

La tabla inferior muestra la composición de las diferentes soluciones comúnmente empleadas:

Fluido	Na <sup>+</sup> (mM)	K <sup>+</sup> (mM)	Mg <sup>2+</sup> (mM)	Ca <sup>2+</sup> (mM)	Cl <sup>-</sup> (mM)	HCO <sub>3</sub> <sup>-</sup> (mM)	HPO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> (mM)	SO <sub>4</sub> <sup>2-</sup> (mM)
Plasma total	142	5	1.5	2.5	103	27	1	0.5
Plasma disociado	142	5	1	1.3	103	27	1	0.5
cFCS	142	5	1.5	2.5	148.8	4.2	1	0.5
rFCS	142	5	1.5	2.5	103	27	1	0.5
HSSB	142.1	5.33	1.46	0.9	146.8	4.2	0.78	0.41
ESS	143	5.37	1.8	0.8	123.5	26.2	1	0.8

**Tabla** Concentraciones de iones en fluidos corporales naturales y simulados. Donde: cFCS es el fluido biológico convencional, rFCS es el revisado, HSSB es la solución equilibrada de Hanks, ESS es la solución salina de Earle.

Tabla 7: Soluciones fluido corporal simulado extraído Tesis (Bibliografía [12])

### 12.4. Medidor pH

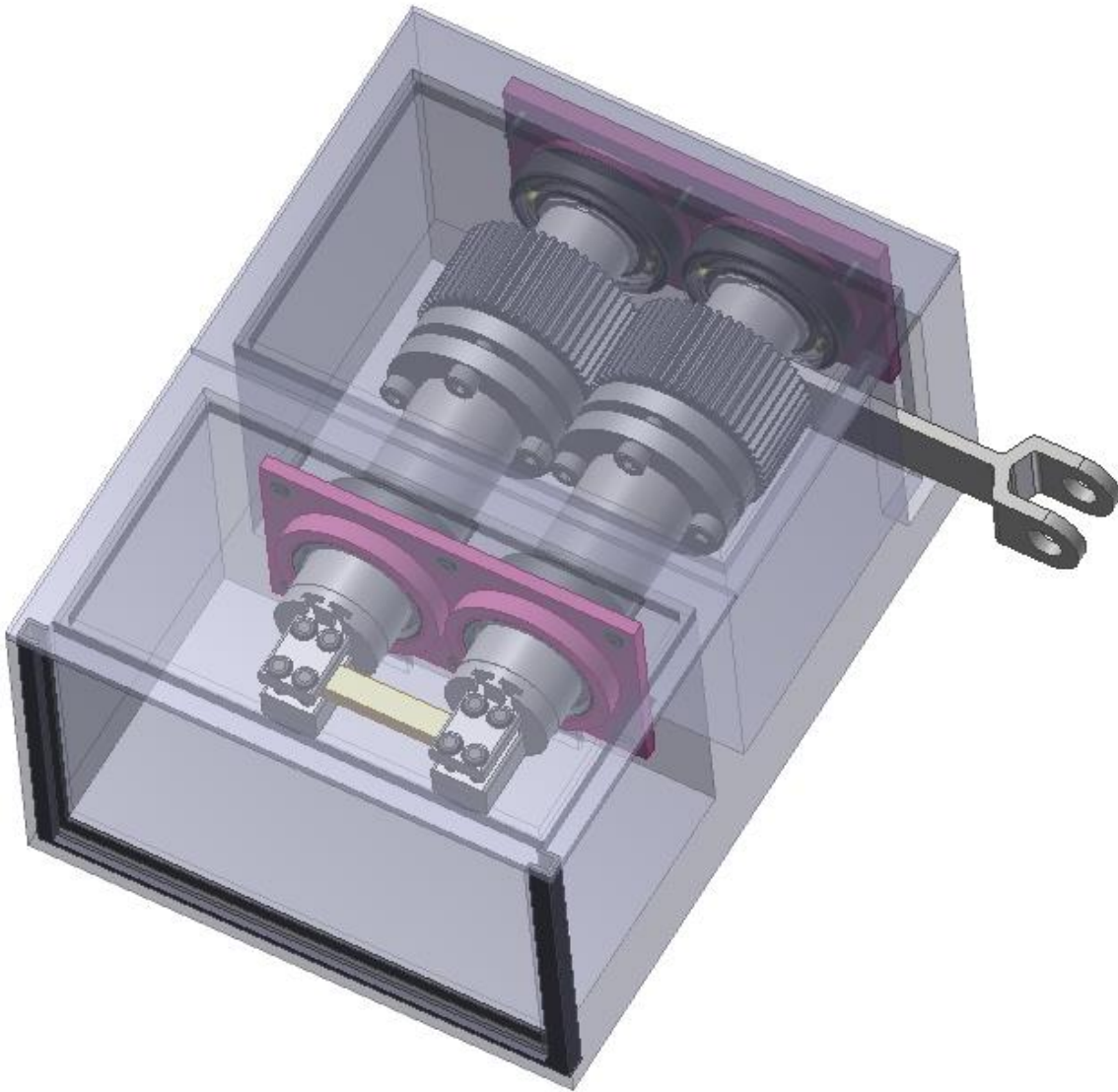
Para controlar el pH de la solución se instalará dentro de la caja un medidor de pH y temperatura electrónico. De esta manera se puede también controlar y ensayar como distintos niveles de pH del fluido corrosivo afectan al ensayo a fatiga de las probetas. Como ya se ha comentado en el apartado anterior sobre la descripción del fluido corporal, este puede variar con la existencia de hematomas o infecciones, siendo esto bastante común tras una operación e inserción de un implante quirúrgico. Sería por tanto interesante estudiar como el pH afecta a la vida a fatiga de las prótesis.



Ilustración 70: Medidor pH digital

## 13. DISEÑO COMPLETO FINAL

En este apartado se presenta el montaje final de la máquina de ensayos a fatiga con los distintos componentes mecánicos incorporados.



*Ilustración 71: Conjunto máquina*

Se ha incluido en la imagen la probeta, representada como un bloque amarillo, de manera que se pueda ver como sería el agarre de la misma.

Se incluye además una imagen de la caja seccionada a lo largo del eje longitudinal de uno de los ejes. De esta manera se puede observar como encajan los diferentes componentes en los espacios especialmente diseñados para ellos como retenes, rodamiento, arandelas, tapas, etc.



Ilustración 72: Sección longitudinal conjunto

A continuación se realizara una breve descripción a modo de resumen de los diferentes elementos que componen la máquina y su función. En la siguiente imagen se puede observar lo que es el mecanismo de transmisión de par sin la caja que sirve de sujeción y protección.

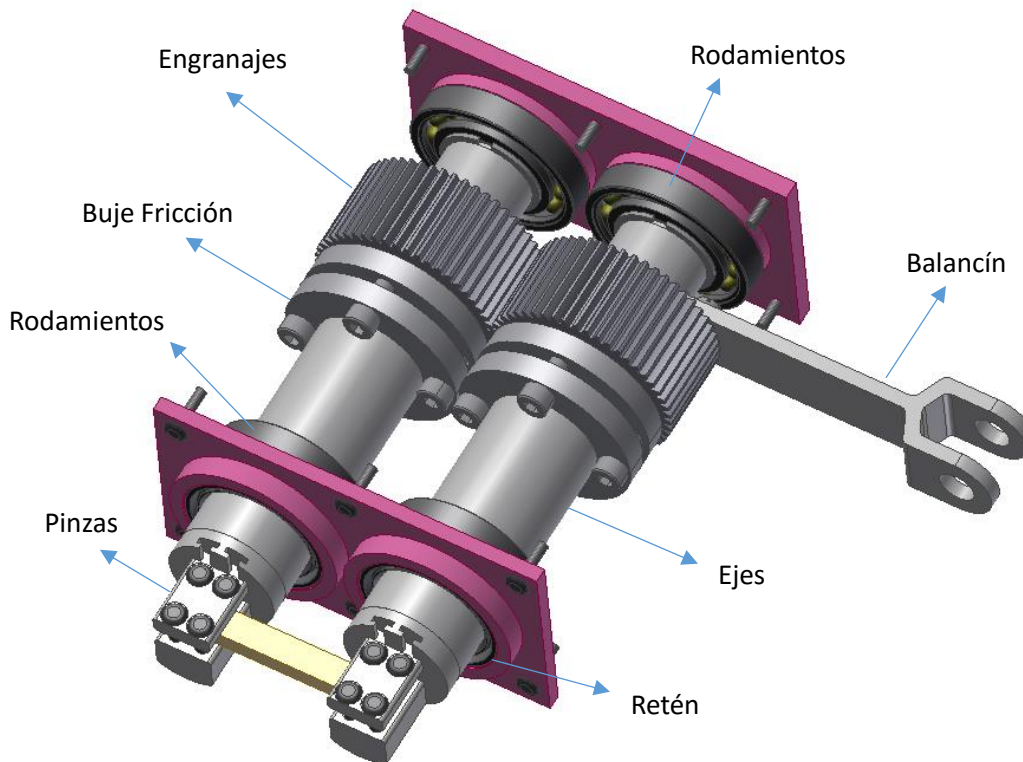


Ilustración 73: Detalle mecanismo

El funcionamiento de la máquina es el siguiente. Como primer paso se debe encender el motor que ya venía incorporado en la máquina inicial. El motor va acoplado a un vástago mediante un mecanismo cuadrilátero articulado del tipo manivela-balancín que también se ha mantenido de la máquina original. El giro introducido por el motor se traduce en un movimiento circular alternativo en la parte superior del vástago.

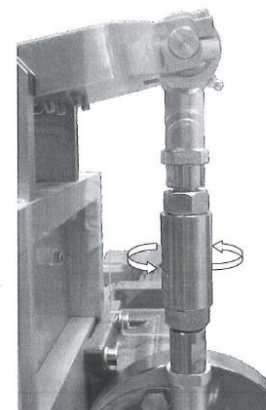
La parte superior del vástago va articulada mediante un bulón a la pieza metálica denominada balancín que se puede observar en la figura. Esta pieza va además atornillada, por tanto es solidaria, a la pared trasera del engranaje derecho. El movimiento alternativo que se crea en la parte superior del vástago se transmite al extremo derecho del balancín provocando el giro alternante del engranaje derecho. Este giro se transmite simultáneamente y en sentido contrario al engranaje de la izquierda.

Ambos engranajes se encuentran unidos de forma solidaria a sus respectivos ejes por medio de un buje de fricción. Al girar los engranajes el giro se transmite por tanto a los ejes. Al final de cada eje se encuentra soldada una pinza que sirve de agarre de la probeta. El giro por tanto llega hasta cada extremo de la probeta induciéndose en ella un momento flector.

Cabe recordar que se encuentra instalado en el vástago un transductor de fuerza capaz de medir la fuerza que el vástago introduce en la máquina y que sirve para calcular el flector que se introduciendo en las probetas.

Conociendo la magnitud del flector inducido en las probetas en cada ensayo se puede obtener la gráfica tensión-vida para distintos materiales. Para obtener la gráfica se debe ensayar cada probeta a diferentes tensiones y comprobar cuanto aguanta la probeta sin romper para cada tensión. Se debe recordar que para variar la tensión inducida en la probeta basta con reducir o aumentar la amplitud variable del movimiento alternativo del vástago, amplitud de  $\pm 3$  mm máximo.

Para realizar ensayos válidos y consistentes se debe asegurar primero la planitud de la probeta al inicio del ensayo. Se debe comprobar que ambas pinzas se encuentran totalmente rectas al inicio, esto se puede realizar puentando mecánicamente hablando una pletina plana sobre las dos pinzas, también se puede utilizar un nivel sobre la probeta. De esta manera se asegura que no existan tensiones residuales sobre las probetas que puedan afectar al ensayo. Se debe además comprobar que el balancín se encuentre horizontal al inicio de la prueba, para ello el vástago dispone de una tuerca de ajuste que se puede girar hasta nivelar el balancín. De esta manera nos aseguramos de realizar un ensayo con tensiones simétricas con carreras del vástago simétricas tanto en la subida como en la bajada.



*Ilustración 74: Tuerca de ajuste para asegurar horizontalidad del balancín al inicio de cada ensayo.*

## 14. CONCLUSIÓN

Tras la realización del presente tfg considero cumplidos con creces los objetivos que tenía marcados en cuanto a satisfacción personal y académica se refiere. He conseguido aplicar múltiples conceptos adquiridos en diversas asignaturas realizadas a lo largo del grado como pueden ser mecánica, tecnología de máquinas, estructuras, tecnología de materiales, ingeniería gráfica o proyectos. Estos conceptos teóricos han sido aplicados satisfactoriamente para la realización de un proyecto real, con toda la complejidad que esto conlleva. Al fin y al cabo la principal finalidad del proyecto es la construcción de la máquina diseñada, en un futuro próximo y por tanto debía llegarse a una solución correcta y viable.

En cuanto al objeto del proyecto, la máquina de ensayo a fatiga, se ha conseguido llegar a un diseño viable que cumple con los requisitos que se establecieron al inicio.

- Se ha conseguido cambiar el estado de carga asimétrico y difícil de medir al que estaban sometidas las probetas por un flector constante que induce tensiones simétricas alternantes. Facilitando así la obtención de los resultados necesarios para la elaboración de las curvas tensión-vida de distintos biomateriales utilizados en la construcción de prótesis quirúrgicas.
- Se ha conseguido incluir, en el escaso espacio geométrico que había disponible, un recipiente que poder llenar de fluido fisiológico simulado donde poder introducir y ensayar las probetas. De esta manera las probetas se ensayan a fatiga en un entorno corrosivo similar al que más adelante deberán trabajar los biomateriales. Esto confiere una mayor fiabilidad al ensayo y facilita la extrapolación de resultados.
- Se ha incorporado en el diseño los sensores necesarios para el análisis de información y obtención de resultados. Esto incluye un sensor capaz de medir la tensión al que están sometidas las probetas durante el ensayo, necesario para la elaboración de gráficos, además de un sensor de pH necesario para cuantificar el efecto de la corrosión en el fallo a fatiga de probetas de biomateriales.
- Cabe indicar que aun habiendo cumplido con los requisitos principales establecidos sigue habiendo margen de mejora para futuras modificaciones. Esto se debe a que la posición y nivelación horizontal de la probeta al inicio de cada ensayo se sigue realizando de manera manual utilizando una pletina plana como ayuda. Esto podría introducir algún error residual en el ensayo, por tanto convendría seguir estudiando una manera más precisa de posicionar la probeta.

Mi motivación a la hora de escoger este trabajo era la de contribuir en la investigación y desarrollo que actualmente se está llevando a cabo en el mundo de los biomateriales metálicos usados en la fabricación de prótesis, con el fin de aumentar la duración de estas y mejorar las condiciones de vida de los muchos pacientes que hoy en día requieren una. Con el rediseño de este equipo de ensayo a fatiga se pone al alcance universitario una forma de estudiar y analizar cómo trabajan diferentes biomateriales en desarrollo ante los principales mecanismos de desgaste que sufren, fatiga y corrosión.

## 15. CONTENIDO MEMORIA

### 15.1. Ilustraciones

Ilustración 1: Detalle bandas de deslizamiento .....	4
Ilustración 2: Formación dislocaciones en la superficie .....	4
Ilustración 3: Superficie de fractura a fatiga .....	5
Ilustración 4: Ciclos de tensión alternante .....	5
Ilustración 5: Ejemplo gráfica tensión-vida .....	6
Ilustración 6: Gráfico tensión-vida para acero .....	7
Ilustración 7: Esquema Equipo rotativo de fatiga .....	8
Ilustración 8: Esquema máquina fatiga alternante .....	8
Ilustración 9: Esquema máquina fatiga de resonancia.....	8
Ilustración 10: Prótesis de cadera.....	11
Ilustración 11: Prótesis de rodilla .....	11
Ilustración 12: Clavo .....	11
Ilustración 13: Placa .....	11
Ilustración 14: Tornillos .....	11
Ilustración 15: Cargas aplicadas sobre el hueso.....	15
Ilustración 17: Fotografía equipo de fatiga a flexión alternante original .....	20
Ilustración 16: Esquema componentes equipo a fatiga .....	20
Ilustración 18: Fotografía detalle zona agarre probetas .....	21
Ilustración 19: Fotografía detalle banco del equipo .....	21
Ilustración 20: Partes mecanismo manivela-balancín.....	21
Ilustración 21: Mecanismo manivela-balancín .....	21
Ilustración 22: Mecanismo modificación amplitud.....	22
Ilustración 23: Detalle máquina en funcionamiento.....	22
Ilustración 24: Boceto idea básica inicial para el rediseño de la máquina a fatiga.....	25
Ilustración 25: Carga de flexión pura alternante aplicada en las probetas.....	26
Ilustración 26: Transductor de par marca HBM .....	27



Ilustración 27: Transductor de fuerza (compresión-tracción) marca HBM .....	28
Ilustración 28: Galga extensiométrica en forma de V .....	29
Ilustración 29: Flector puro a inducir en las probetas.....	30
Ilustración 30: Ejemplo unión acanalada .....	31
Ilustración 31: Buje de sujeción a fricción .....	31
Ilustración 32: Funcionamiento buje a fricción.....	31
Ilustración 33: Restricción geométrica .....	35
Ilustración 34: Dibujo definición circunferencia primitiva .....	35
Ilustración 35: Fibras a flexión .....	36
Ilustración 36: Descripción línea neutra .....	37
Ilustración 37: Croquis probeta bajo flector .....	37
Ilustración 38: Giro prisma bajo momento flector.....	38
Ilustración 39: Esquema distancia desde centro engranaje a vástago .....	40
Ilustración 40: Definición geometría engranajes .....	41
Ilustración 41: Diagrama cuerpo libre de engranajes 2 y 1 respectivamente .....	42
Ilustración 42: Transductor fuerza marca HBM .....	47
Ilustración 43: Detalle enganche del vástago a modificar.....	48
Ilustración 44: Unión a bulón .....	48
Ilustración 45: Distribución de la carga en una unión a fricción en comparación con una unión mediante chaveta.....	50
Ilustración 46: Dimensiones geométricas del buje de fricción .....	51
Ilustración 47: Buje a fricción escogido .....	52
Ilustración 48: Descripción geometría del engranaje .....	53
Ilustración 49: Comprobación en el diseño del diente de engranaje.....	55
Ilustración 50: Esquema del eje a diseñar .....	60
Ilustración 51: Esquema reacciones sobre eje.....	60
Ilustración 52: Diagrama Reacciones Verticales.....	61
Ilustración 53: Diagrama Esfuerzos Cortantes .....	62
Ilustración 54: Diagrama Momento Flector .....	62
Ilustración 55: Diagrama Momento Torsor .....	63

Ilustración 56: Capa pintura protectora eje .....	64
Ilustración 57: Secciones a analizar eje .....	66
Ilustración 58: Gráfica deflexión lateral .....	69
Ilustración 59: Gráfica pendiente máxima .....	69
Ilustración 60: Rodamiento de bolas .....	70
Ilustración 61: Partes retén .....	73
Ilustración 62: Retén.....	73
Ilustración 63: Alojamiento Retén .....	74
Ilustración 64: Extracto catálogo SKF retén escogido .....	74
Ilustración 65: Tapa Trasera .....	76
Ilustración 66: Tapa delantera .....	76
Ilustración 67: Caja soporte con pared frontal .....	76
Ilustración 68: Pinza .....	77
Ilustración 69: Balancín .....	77
Ilustración 70: Medidor pH digital .....	80
Ilustración 71: Conjunto máquina .....	81
Ilustración 72: Sección longitudinal conjunto.....	82
Ilustración 73: Detalle mecanismo .....	82
Ilustración 74: Tuerca de ajuste para asegurar horizontalidad del balancín al inicio de cada ensayo. ....	83

## 15.2. Tablas

Tabla 1: Propiedades mecánicas acero inoxidable 316L .....	13
Tabla 2: Propiedades mecánicas aleaciones Co-Cr .....	14
Tabla 3: Influencia corrosión en el fallo a fatiga de biomateriales metálicos .....	17
Tabla 4: Extracto iteración del espesor engranaje en Excel .....	57
Tabla 5: Modelo final escogido para engranajes.....	57
Tabla 6: Tabla Resumen secciones .....	66
Tabla 7: Soluciones fluido coporal simulado.....	80

## 16. BIBLIOGRAFÍA

- [1] An YH, B. W. (2000). *Basic concepts of mechanical property measurement and bone biomechanics*. Boca Raton, FL, USA: CRC Press LLC.
- [2] *Libro de Apuntes 2014 GITI asignatura tecnología de materiales*. Valencia. Ed. UPV
- [3] Mocholí A.J. y otros 2011. *Elasticidad y resistencia de materiales*. Valencia. Ed. UPV
- [4] SEGÚN EN ISO 12944-5:2007. *GUÍA DE SISTEMAS DE PINTADO*. Consulta en: <http://www.cin-protective.com/portal/attachs.pdf?CONTENTITEMOID=A9838080809680GC&CLASSTOKEN=scpdescriaocategoria&ATTRIBUTEID=ficheiro>.
- [5] *Transmisiones por engranaje*. Consulta en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn151.html>
- [6] *Síntesis de mecanismos*. Consulta en: <http://www.portalaprende.co/LPRecursos/MaterialDidactico/MecanismosDeMaquinas/Pdf/SintesisDeMecanismos.pdf>
- [7] F.J. GIL, M.P. GINEBRA, J.A. PLANELL. *Metales y aleaciones para la substitución de tejidos duros*. C.R.E.B. Centre de Recerca d'Enginyeria Biomèdica.
- [8] González Leonardo. *INVESTIGACIÓN BIBLIOGRÁFICA ESTRUCTURA Y PROPIEDADES DE FATIGA DEL TITANIO Y SUS ALEACIONES USADAS COMO BIOMATERIALES*. UNEXPO
- [9] Andrés Ozols. *Falla de prótesis*. Facultad de Ingeniería. Universidad de Buenos Aires.
- [10] Luis Miguel Navarrete López. *Materiales para prótesis internas*. UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO. Consulta en: [http://www.academia.edu/7935013/MATERIALES\\_PARA\\_PR%C3%93TESIS\\_INTERNAS](http://www.academia.edu/7935013/MATERIALES_PARA_PR%C3%93TESIS_INTERNAS)
- [11] Gerardo D. López. *Biodeterioro y corrosión de implantes y prótesis metálicos*. Revista médica.
- [12] Ester L. Pastor. C Estudio del Comportamiento de Silicio Poroso Nanoestructurado en Fluidos Corporales Simulados para el Desarrollo de Nuevos Materiales Biocompatibles y Biodegradables. Consulta en <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/1985/tesisUPV2740.pdf>.

## *DOCUMENTO II: PRESUPUESTO*

---

## ÍNDICE PRESUPUESTO

1. CUADRO DE PRECIOS.....	1
1.1. Mano de obra .....	1
1.2. Materiales.....	1
1.3. Maquinaria .....	1
2. ESTADO DE MEDICIONES .....	2
3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO .....	3
3.1. Engranaje.....	3
3.2. Eje.....	3
3.3. Anillos sujeción.....	3
3.4. Rodamientos.....	3
3.5. Tornillos .....	4
3.6. Sensores .....	4
3.7. Caja soporte de PVC .....	4
3.8. Tapones y sellado .....	4
3.9. Pinza .....	4
3.10. Bielas .....	5
3.11. Buje sujeción a fricción .....	5
3.12. Montaje .....	5
3.13. Elaboración Proyecto .....	5
4. TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL.....	6
5. PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA .....	6
6. PRESUPUESTO TOTAL.....	6

# 1. CUADRO DE PRECIOS

## 1.1. Mano de obra

- Oficial de primera taller de mecanizado .....18.30 €/h
- Oficial de segunda taller de mecanizado .....15.70 €/h
- Graduado Ingeniera industrial .....25.00 €/h

## 1.2. Materiales

- Acero AISI 5120 .....1.90 €/kg
- Acero AISI 4140 .....2.95 €/kg
- Acero AISI 1045 .....2.00 €/kg
- Rodamiento SKF 61806.....18.97 €/ud
- Rodamiento SKF 16005.....7.63 €/ud
- Anillo elástico  $\phi 20$  .....0.10 €/ud
- Anillo elástico  $\phi 30$  .....0.13 €/ud
- Retén SKF HMSA10 RG .....1.45 €/ud
- Plancha PVC rígido DIN A4 - 3 mm.....2.01 €/ud
- Plancha PVC rígido DIN A4 - 5 mm.....3.15 €/ud
- Plancha PVC rígido DIN A5 - 5 mm.....1.69 €/ud
- Plancha PVC rígido DIN A5 - 10 mm.....3.50 €/ud
- Tornillo para plástico RF81T.....0.03 €/ud
- Tornillo DIN 84 M3 L12 .....1.00 €/ud
- Buje ETP Classic 25 .....137.45 €/ud
- Transductor U9C HBM .....15.45 €/ud
- Pintura imprimación epoxi TITAN .....25.40 €/ud
- Medidor pH digital Adwa.....29.90 €/ud
- Tapón de goma .....2.00 €/ud
- Cilindros protectores goma .....0.25 €/ud
- Perfil goma en U .....2.50 €/ud
- Adhesivo soldados CEYS .....3.75 €/ud

## 1.3. Maquinaria

- Torno .....20.00 €/h
- Fresadora.....26.00 €/h
- Taladrado y roscado.....10.00 €/h
- Rectificado.....29.00 €/h
- Temple.....22.00 €/h
- Revenido.....16.00 €/h

## 2. ESTADO DE MEDICIONES

Engranaje .....	2	ud
Eje .....	2	ud
Anillos de sujeción		
• Anillo elástico $\phi 20$ .....	1	ud
• Anillo elástico $\phi 30$ .....	1	ud
Rodamientos		
• Rodamiento SKF 61806.....	1	ud
• Rodamiento SKF 16005.....	1	ud
Tornillos		
• Tornillo para plástico RF81T.....	12	ud
• Tornillo DIN 84 M3 L12 .....	2	ud
Sensores		
• Transductor de fuerza U9C HBM .....	1	ud
• Medidor pH digital.....	1	ud
Caja soporte de PVC		
• Caja.....	1	ud
• Tapa delantera .....	1	ud
• Tapa trasera .....	1	ud
• Pared frontal.....	1	ud
• Tapa superior caja.....	1	ud
Tapones y sellado		
• Tapón goma .....	12	ud
• Perfil goma en U .....	1	ud
• Cilindros protectores goma .....	4	ud
• Retén SKF HMSA10 RG .....	1	ud
Pinza.....	2	ud
Bielas		
• Biela 45 mm.....	1	ud
• Biela 80 mm.....	1	ud
• Biela 115 mm.....	1	ud
Buje de sujeción a fricción.....	2	ud

## 3. CUADRO DE PRECIOS DESCOMPUESTO

### 3.1. Engranaje

Engranaje	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero AISI 4140	kg	0,42	2,95	1,24
Oficial de 1ª taller	h	0,55	18,30	10,07
Torneado	h	0,20	20,00	4,00
Fresado	h	0,25	26,00	6,50
Taladrado	h	0,10	10,00	1,00
Temple	h	0,50	22,00	11,00
Revenido	h	0,50	16,00	8,00
			<b>Total</b>	<b>41,80</b>

### 3.2. Eje

Eje	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero AISI 5120	kg	0,81	1,90	1,54
Oficial de 1ª taller	h	0,35	18,30	6,41
Torneado	h	0,15	20,00	3,00
Rectificado	h	0,20	29,00	5,80
Temple	h	0,50	22,00	11,00
Revenido	h	0,50	16,00	8,00
			<b>Total</b>	<b>35,74</b>

### 3.3. Anillos sujeción

Anillos Sujeción	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Anillo elástico $\phi$ 20	ud	1,00	0,10	0,10
Anillo elástico $\phi$ 30	ud	1,00	0,13	0,13
			<b>Total</b>	<b>0,23</b>

### 3.4. Rodamientos

Rodamientos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Rodamiento SKF 61806	ud	1,00	18,97	18,97
Rodamiento SKF 16005	ud	1,00	7,63	7,63
			<b>Total</b>	<b>26,60</b>



### 3.5. Tornillos

Tornillos	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tornillo plástico RF81T	ud	12,00	0,03	0,36
Tornillo metal DIN84	ud	2,00	1,00	2,00
<b>Total</b>			<b>2,36</b>	

### 3.6. Sensores

Sensores	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Transductor U9C HBM	ud	1,00	15,45	15,45
Medidor pH Adwa	ud	1,00	29,90	29,90
<b>Total</b>			<b>45,35</b>	

### 3.7. Caja soporte de PVC

Caja soporte PVC	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
DIN A4 - 3mm	ud	3,00	2,01	6,03
DIN A4 - 5mm	ud	2,00	3,15	6,30
DIN A5 - 5mm	ud	1,00	1,69	1,69
DIN A5 - 10mm	ud	4,00	3,50	14,00
Adhesivo CEYS	ud	1,00	3,75	3,75
<b>Total</b>			<b>31,77</b>	

### 3.8. Tapones y sellado

Tapones y sellado	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Tapón de goma	ud	12,00	2,00	24,00
Perfil de goma en U	ud	1,00	2,50	2,50
Cilindros protectores	ud	4,00	0,25	1,00
Retén SKF HMSA10 RG	ud	1,00	1,45	1,45
<b>Total</b>			<b>28,95</b>	

### 3.9. Pinza

Pinza	Unidades	Cantidad	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Acero AISI 1045	kg	0,15	2,00	0,30
Oficial de 1ª taller	h	0,65	18,30	11,90
Torneado	h	0,15	20,00	3,00
Fresado	h	0,25	26,00	6,50
Taladrado	h	0,10	10,00	1,00
Rectificado	h	0,15	29,00	4,35
<b>Total</b>			<b>27,05</b>	

### 3.10. Bielas

<b>Bielas</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio parcial (€)</b>	<b>Precio total (€)</b>
Acero AISI 1045	kg	0,30	2,00	0,60
Oficial de 1ª taller	h	0,70	18,30	12,81
Fresado	h	0,50	26,00	13,00
Taladrado	h	0,20	10,00	2,00
			<b>Total</b>	<b>13,41</b>

### 3.11. Buje sujeción a fricción

<b>Buje Sujeción</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio parcial (€)</b>	<b>Precio total (€)</b>
Buje ETP Classic 25	ud	1,00	137,45	137,45
			<b>Total</b>	<b>137,45</b>

### 3.12. Montaje

<b>Montaje</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio parcial (€)</b>	<b>Precio total (€)</b>
Oficial de 1ª Taller	h	1,00	18,30	18,30
			<b>Total</b>	<b>18,30</b>

### 3.13. Elaboración Proyecto

<b>Elaboración Proyecto</b>	<b>Unidades</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio parcial (€)</b>	<b>Precio total (€)</b>
Graduado Ing. Industrial	h	300	25,00	7500,00
Amortización Microsoft Office	h	60	0,05	3,00
Amortización Autodesk Inventor	h	20	1,33	26,50
			<b>Total</b>	<b>7529,50</b>

## 4. TOTAL PRESUPUESTO EJECUCIÓN MATERIAL

Total Ejecución Material	Cantidad (ud)	Precio parcial (€)	Precio total (€)
Engranaje	2	41,80	83,60
Eje	2	35,74	71,48
Anillos de sujeción	1	0,23	0,23
Rodamientos	1	26,60	26,60
Tornillos	1	2,36	2,36
Sensores	1	45,35	45,35
Caja soporte PVC	1	31,77	31,77
Tapones y sellado	1	28,95	28,95
Pinza	2	27,05	54,10
Buje de sujeción	2	137,45	274,90
Bielas	1	13,41	13,41
Montaje	1	18,30	18,30
Elaboración Proyecto	1	7529,50	7529,50
		<b>Total Ejecución</b>	<b>8180,55</b>

**Total presupuesto de Ejecución material ..... 8180,55 €**

## 5. PRESUPUESTO BASE DE CONTRATA

	Precio (€)
Presupuesto ejecución material	8180,55
13% Gastos generales	1063,47
<b>Presupuesto base contrata</b>	<b>9244,02</b>

**Presupuesto Base de contrata ..... 9244,02 €**

## 6. PRESUPUESTO TOTAL

	Precio (€)
Presupuesto base contrata	9244,02
21% IVA	1941,24
<b>Presupuesto total</b>	<b>11185,26</b>

**Presupuesto TOTAL ..... 11185,26 €**

**El coste total asciende a ONCE MIL CIENTO OCHENTA Y CINCO EUROS CON VEINTISEIS CÉNTIMOS.**

## DOCUMENTO III: ANEXOS

---

# CONTENIDO ANEXOS

- ANEXO CÁLCULO
- ANEXO GRÁFICOS Y TABLAS
- ANEXO PLANOS

## Anexo I: Cálculos

---

## ÍNDICE ANEXO I

1. ENGRANAJES .....	1
1.1. Módulos normalizados .....	1
1.2. Cálculo Ancho de dientes del engranaje .....	1
1.2.1. Tipos de fallo .....	1
1.2.2. Coeficiente de seguridad a presión superficial .....	1
1.2.3. Coeficiente de seguridad a flexión .....	2
1.2.4. Cálculo de las tensiones máximas admisibles por el material .....	2
1.2.5. Cálculo de la tensión máxima generada por contacto superficial: .....	4
1.2.6. Cálculo de la tensión máxima generada por flexión: .....	4
1.2.7. Coeficientes reales de funcionamiento para engranajes cilíndricos: .....	5
1.2.8. Proceso de iteración: .....	6
1.3. Comprobación lubricante: Método David-Brown .....	6
2. EJES.....	7
2.1. Cálculo deformación torsional por unidad de longitud.....	7
2.2. Comprobación a fatiga.....	8
2.2.1. Estado tensional impuesto sobre el eje: .....	8
2.2.2. Cálculo factores modificadores del límite de fatiga: .....	8
3. RODAMIENTOS .....	10
3.1. Cálculo capacidad carga dinámica mínima .....	10

# 1. ENGRANAJES

## 1.1. Módulos normalizados

Serie de módulos para engranajes establecidos por la norma ISO.

1 1,25 1,50 2 2,50 3 4 5 6 8 10 12 16 20 25 32 40 50 (mm)

## 1.2. Cálculo Ancho de dientes del engranaje

### 1.2.1. Tipos de fallo

Para el dimensionamiento de los engranajes se debe tener en cuenta que tipos de fallos se dan con más frecuencia. Estos se pueden resumir en los siguientes:

- Fallo superficial:  
Se caracteriza por el desgaste o picado de la superficie de los dientes. Se debe a las altas tensiones de contacto que aparecen entre los dientes al engranar y se agrava si se utiliza una lubricación inadecuada. Este tipo de fallo es progresivo y puede por tanto detectarse.
- Rotura por la base del diente:  
Se produce una fractura en la base causada por fatiga. Las tensiones que propician este fallo son tensiones normales debidas principalmente a los esfuerzos de flexión. Es un fallo que no presenta manifestaciones físicas previas y por tanto es difícil de detectar. Sus consecuencias son catastróficas.

### 1.2.2. Coeficiente de seguridad a presión superficial

El coeficiente ante presión superficial se define como:

$$X_H = \left( \frac{S_{HP}}{\sigma_H} \right)^2 \quad \text{Ecuación (1)}$$

Dónde:

$S_{HP}$  Tensión de contacto máxima admisible por el material.

$\sigma_H$  Tensión máxima causada por la presión superficial en el engranaje objeto de cálculo.



### 1.2.3. Coeficiente de seguridad a flexión

$$X_F = \frac{S_{FP}}{\sigma_F} \quad \text{Ecuación (2)}$$

Dónde:

$S_{FP}$  Tensión normal máxima admisible por el material.

$\sigma_F$  Tensión normal máxima inducida sobre los dientes a causa de los esfuerzos de flexión.

### 1.2.4. Cálculo de las tensiones máximas admisibles por el material

El valor de estas tensiones máximas admisibles depende principalmente del material escogido, pero además se debe tener en cuenta la geometría de los engranajes que se van a utilizar, las condiciones de funcionamiento esperadas y el nivel de confianza y vida deseados.

Por lo tanto para el cálculo de las tensiones máximas se parte del valor de la capacidad máxima para un material dado y se modifica su valor mediante la aplicación de coeficientes que tienen en cuenta las demás condiciones.

A continuación se hará un breve resumen del significado de cada coeficiente. Las formulas específicas y tablas necesarias para el cálculo de los distintos componentes se detalla en el Anexo de Cálculo.

Para  $S_{HP}$ ,

$$S_{HP} = S_{HL} \cdot Z_N \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad \text{Ecuación (3)}$$

Siendo:

$S_{HL}$  Tensión de contacto límite del material para  $5 \cdot 10^7$  ciclos de carga. Este valor se puede obtener mediante el uso de tablas creadas a partir de ensayos de engranajes de referencia. Se calcula utilizando la siguiente fórmula,  $S_{HL} = A \cdot x + B \text{ N/mm}^2$ , donde  $x$  es la dureza superficial del material escogido y  $A$  y  $B$  coeficientes que se pueden consultar en su correspondiente tabla.

$Z_N$  Coeficiente de duración, función del número de ciclos de carga a los que se desea someter los engranajes. Al tratarse en nuestro caso de una máquina de fatiga que tiene que soportar muchos ciclos de carga se escoge el coeficiente más restrictivo de 0.85.

$Z_L$  Coeficiente de viscosidad, considera como influye la viscosidad del lubricante seleccionado en la formación de una película de aceite. En nuestro caso como más adelante se verá al ser la velocidad

angular y tangencial de los engranajes bastante reducida se debe utilizar una grasa con viscosidad bastante elevada, se escoge una de  $\nu_{40^{\circ}\text{C}} = 500 \text{ mm}^2/\text{s}$

- $Z_R$**  Coeficiente de rugosidad, considera como influye esta característica en la formación y comportamiento de la película de aceite. La rugosidad depende de la calidad ISO seleccionada para los engranajes, en este caso se selecciona una calidad de 6 adecuada para un mecanizado preciso.
- $Z_V$**  Coeficiente de velocidad, considera como influye la velocidad tangencial en la formación de la película de lubricante. En este caso tener una velocidad tan reducida de 0.1 m/s nos perjudica.
- $Z_W$**  Coeficiente de relación de durezas, tiene en cuenta el posible deterioro prematuro que puede aparecer en la rueda al engranar con un piñón de una mayor dureza superficial. En nuestro caso al ser ambos engranajes iguales se considera 1.
- $Z_X$**  Coeficiente de tamaño, considera la influencia del tamaño del diente en el fallo a fatiga del mismo. Se considera 1 para el módulo normalizado de 1 escogido para los engranajes.

Para  **$S_{FP}$** ,

$$S_{FP} = S_{FL} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta rT} \cdot Y_{RrT} \cdot Y_X \quad \text{Ecuación (4)}$$

Siendo:

- $S_{FL}$**  Tensión a flexión límite del material para una duración de  $3 \cdot 10^6$  ciclos de carga (inicio de la zona de larga vida). Este valor se puede obtener mediante el uso de tablas creadas a partir de ensayos realizados sobre engranajes de referencia. Se calcula utilizando la siguiente fórmula,  **$S_{FL} = A \cdot x + B \text{ N/mm}^2$** , donde  $x$  es la dureza superficial del material escogido y  $A$  y  $B$  coeficientes que se pueden consultar en su correspondiente tabla.
- $Y_{ST}$**  Coeficiente de concentración de tensiones del engranaje de referencia sometido a ensayo, tiene un valor de 2.1.
- $Y_{NT}$**  Coeficiente de duración, función del número de ciclos de carga a los que se desea someter los engranajes. Al tratarse en nuestro caso de una máquina de fatiga que tiene que soportar muchos ciclos de carga se escoge el coeficiente más restrictivo de 0.85.
- $Y_{\delta rT}$**  Coeficiente de sensibilidad a la entalla relativo, tiene en cuenta las diferencias que puedan haber entre el concentrador de tensiones de nuestro engranaje en comparación con el engranaje de referencia.
- $Y_{RrT}$**  Coeficiente de rugosidad relativa, tiene en cuenta el efecto de la diferencia de rugosidad entre nuestro engranaje (función de la Q ISO de 6 escogida) y el engranaje de referencia ( $RzT = 10 \mu\text{m}$ ).
- $Y_X$**  Coeficiente de tamaño, se toma 1 para un engranaje de módulo 1.

### 1.2.5. Cálculo de la tensión máxima generada por contacto superficial:

El cálculo de la tensión generada por contacto superficial surge de la aplicación de la teoría desarrollada por Hertz sobre el área de contacto entre dos cilindros y la distribución de tensiones y presiones que aparece en esa área. Aplicando ese teorema al contacto entre superficies de dientes de engranajes se llega a la fórmula utilizada para el cálculo de  $\sigma_H$ .

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_T}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad \text{Ecuación (5)}$$

Dónde,

**$F_T$**  Fuerza tangencial máxima que surge entre los dientes de los engranajes. Esta fuerza se calculó en el apartado 4.6 del Capítulo 5, la tabla Excel muestra las fuerzas tangenciales máximas que se dan para cada probeta, para este apartado se utilizará una fuerza máxima de 1100 N.

**$i$**  Relación de velocidad de los engranajes, en este caso es 2.

**$d_1$**  Diámetro primitivo del piñón, 50 mm.

**$b$**  Ancho de los engranajes a calcular tras un proceso de iteración.

En cuanto los coeficientes modificadores,

**$Z_H$**  Coeficiente geométrico, función del ángulo de presión,  $\alpha=20^\circ$ .

**$Z_E$**  Coeficiente elástico, función de las propiedades mecánicas del material escogido, como su módulo de Young E y coeficiente de Poisson  $\nu$ .

**$Z_\varepsilon$**  Coeficiente de conducción, depende de las propiedades geométricas de los dientes de los engranajes objeto de cálculo, considera el efecto producido por el reparto de carga a lo largo de la superficie de los dientes.

Cada fórmula concreta necesaria para el cálculo de estos coeficientes y de los coeficientes para el cálculo de la tensión a flexión se detalla en el Anexo de Cálculo.

Los coeficientes  $K$  tienen en cuenta las condiciones reales de funcionamiento al que estarán sometidos los engranajes y también se usan en el cálculo de la tensión máxima generada a flexión, por lo que se explicarán tras ese apartado.

### 1.2.6. Cálculo de la tensión máxima generada por flexión:

Para el cálculo de la tensión aplicada sobre la base del diente debido al esfuerzo de flexión, se utiliza el método de Lewis modificado. Este método se fundamenta en la aplicación de dos hipótesis simplificadoras.

Se considera que la fuerza normal que surge en el contacto de dos dientes está aplicada en el extremo de los mismos.

Para el cálculo solo se tiene en cuenta la fuerza tangencial  $F_T$  y no la radial, al ser la tangencial la que genera los esfuerzos de flexión.

La ecuación queda,

$$\sigma_F = \frac{F_T}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{sa} \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde,

**$m$**  Módulo engranajes.

**$Y_{Fa}$**  Coeficiente de forma, depende de la geometría del diente.

**$Y_\varepsilon$**  Coeficiente de conducción, tiene en cuenta la relación de la influencia que presenta el fallo a flexión en comparación con el fallo superficial.

**$Y_{sa}$**  Coeficiente de concentración de tensiones en la base del diente y depende de la geometría del mismo.

**$Y_\beta$**  Factor de inclinación, solo aplicable a dientes helicoidales, es 1 para el caso de dientes rectos.

**$Y_B$**  Factor de espesor de aro, considera la rotura que podría llegar a darse si se diera el caso de un diámetro de fondo o base del diente excesivamente cercano al diámetro del eje donde van acoplados los engranajes.

### 1.2.7. Coeficientes reales de funcionamiento para engranajes cilíndricos:

En este apartado se detalla la utilidad y necesidad de aplicación de cada uno de los coeficientes, las fórmulas y tablas necesarias para su obtención se pueden consultar en el Anexo de cálculos.

**$K_A$**  Coeficiente de aplicación, considera las sobrecargas dinámicas que pueden producirse debidas a factores externos como son las características de la máquina motriz y arrastrada que forman parte del mecanismo de los engranajes. Para una máquina motriz y arrastrada con choques ligeros el coeficiente es de 1,35.

**$K_V$**  Coeficiente dinámico, considera las cargas dinámicas internas que puedan surgir a partir de la vibración del piñón o rueda. Depende de la velocidad tangencial del engranaje, la rigidez de los dientes y el tipo de carga transmitida. También es función del ancho del engranaje y por tanto forma parte del proceso de iteración.

**$K_{F\beta}$**  Coeficientes de distribución de la carga longitudinal, considera los problemas que pueden surgir debidos a una distribución de carga a lo largo del diente.  $K_{F\beta}$  es función de  $K_{H\beta}$ .

$K_{H\beta}$  es función del ancho de los dientes y por tanto forma también parte del proceso de iteración.

Coefficientes de distribución de carga transversal, para dientes de calidad ISO 7 o mejor, como en nuestro caso, con una calidad ISO de 6, ambos coeficientes son 1.

### 1.2.8. Proceso de iteración:

Para llegar a la solución óptima se debe seguir una serie de pasos.

1. Escoger un material con el que realizar el cálculo.
2. Hallar las tensiones máximas admisibles por el material ante presión superficial y flexión.
3. Obtener  $\sigma_H$  de la formula  $\times$  igualando el coeficiente a seguridad superficial al mínimo establecido de 1,5.
4. Despejar  $b_H$  de la ecuación  $x$  para la  $\sigma_H$  obtenida en el paso anterior. Hay que iterar entre los coeficientes que dependen del ancho hasta obtener una solución de  $b_H$ .
5. Comprobar que coeficiente de seguridad obtendríamos a flexión utilizando ese ancho.
6. Hay que ir cambiando de material hasta encontrar una solución donde  $X_F > X_H$  y ambos mayores al mínimo establecido.
7. Una vez encontrada una solución donde los coeficientes de seguridad cumplan, hay que comprobar que se cumple el criterio de dimensiones mínimas y máximas del ancho en función del diámetro primitivo de los engranajes.

NOTA: Todas las fórmulas, tablas y gráficos necesarios para el cálculo de los distintos coeficientes necesarios para la determinación del ancho de los dientes han sido obtenidos del Tema 5. (Transmisiones) del libro Apuntes redactado por la UPV para la asignatura Tecnología de máquinas.

### 1.3. Comprobación lubricante: Método David-Brown

Para determinar la lubricación requerida se utilizará el método DAVID-BROWN, especialmente indicado para aplicaciones con engranajes trabajando a baja velocidad con cargas elevadas.

Este método relaciona mediante una tabla la viscosidad a 60°C requerida con un coeficiente  $K_{DB}$  a calcular.

$$K_{DB} = \frac{H \cdot F_{nu}}{v_t \cdot \rho_r} \cdot K_A \quad \text{Ecuación (7)}$$

Siendo,

**H** Dureza Vickers del material más blando, 370 HV en este caso.

**F<sub>nu</sub>** Fuerza normal por unidad de anchura (N/mm), Fuerza normal máxima que se da en los engranajes es de 1150 N al utilizar las probetas de la aleación de titanio.

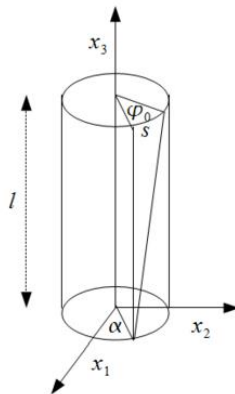
$v_t$  Velocidad tangencial, 0.1 m/s.

$\rho_r$  Radio de curvatura equivalente =  $\left( \frac{1}{r_1 \cdot \text{sen}\alpha} + \frac{1}{r_2 \cdot \text{sen}\alpha} \right)$

$K_A$  Coeficiente de aplicación, 1.35.

## 2. EJES

### 2.1. Cálculo deformación torsional por unidad de longitud



Utilizando la hipótesis de Coulomb se obtiene la siguiente fórmula que determina el giro relativo que se produce entre dos secciones transversales, con momento de inercia polar  $I_p$ , de un prisma de longitud  $L$  sometido a un torsor  $M_T$ .

$$\theta = \frac{M_T \cdot L}{G \cdot I_p} \quad \text{Ecuación (8)}$$

Para una sección circular se obtiene que la deformación torsional por unidad de longitud es:

$$\frac{\theta}{L} = \frac{32 \cdot M_T}{\pi \cdot d^4 \cdot G} \quad \text{Ecuación (9)}$$

Siendo:

$G$  Módulo de cizalladura o módulo de elasticidad transversal del material del eje.

$d$  Diámetro de eje.

## 2.2. Comprobación a fatiga

### 2.2.1. Estado tensional impuesto sobre el eje:

Un momento flector genera sobre el eje una distribución de tensiones normales en una sección de eje, siendo máxima en la superficie del mismo.

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ecuación (10)}$$

Un esfuerzo axial genera también tensión normal, que es constante a lo largo del eje y sección del mismo.

$$\sigma = \frac{4 \cdot N}{\pi \cdot d^2} \quad \text{Ecuación (11)}$$

Un momento torsor genera sin embargo una distribución de tensiones tangenciales máximas en la superficie del eje.

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \quad \text{Ecuación (12)}$$

Un esfuerzo cortante genera tensiones tangenciales pero suelen ser despreciables.

### 2.2.2. Cálculo factores modificadores del límite de fatiga:

- Factor de superficie  $K_a$ :  
Tiene en cuenta cómo influye el acabado superficial del componente. Para un eje obtenido por mecanizado la fórmula para su obtención queda de la siguiente manera:

$$K_a = 4,51 \cdot S_u^{-0.265}$$

- Factor de tamaño  $K_b$ :  
Tiene en cuenta cómo influye el tamaño de la pieza sobre el límite de fatiga, debido a la variación con el tamaño del gradiente de tensiones que aparece en una sección de la pieza. La ecuación que define este coeficiente es la siguiente:

$$K_b = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.107}$$

- Factor de Confiabilidad  $K_c$ :

Tiene en cuenta la distribución estadística que aparece en los ensayos de piezas normalizadas para un nivel de confianza escogido.

Para un nivel de confiabilidad de 99% el coeficiente adquiere un valor de 0.814.

- Factor de reducción del límite de fatiga por entalla  $K_f$ :

Tiene en cuenta el efecto que los concentradores de tensión existentes en el eje pueden tener sobre la iniciación de grietas a lo largo del mismo y el consiguiente avance del fallo a fatiga. Estos concentradores incluyen, cambios de sección, existencia de ranuras para arandelas, chaveteros para chavetas.

El factor  $K_f$  es función de otro coeficiente  $K_t$ , factor de concentración teórico de tensiones, que puede obtenerse de diferentes gráficos en función de la carga aplicada (para torsor y para flector) y de la geometría de la sección donde existe algún concentrador (diámetro, radio de acuerdo). El apartado 2.1 del Anexo II muestra el gráfico para hallar  $K_t$ .

Para el cálculo de  $K_f$  en función de  $K_t$  se utiliza el factor de sensibilidad a la entalla  $q$ .

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ecuación (13)}$$

El factor  $q$  puede estimarse a partir de la siguiente ecuación empírica:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad \text{Ecuación (14)}$$

Donde:

- $\rho$  es el radio de entalla en mm.
- $\alpha^F = 0.025 \left( \frac{2070}{S_u} \right)^{1.8}$  mm, para aceros con  $S_u > 550$  MPa. Esta fórmula se aplica para el cálculo de  $\alpha$  a flexión, para el cálculo a torsión se debe corregir,  $\alpha^T = 0.6 \cdot \alpha^F$

En el caso de arandelas y chaveteros el resultado final de  $K_f$  tanto para flector como para torsor están tabulados. Siendo  $K_f^F = K_f^T = 2,2$  para secciones con ranuras para arandelas.



## 3. RODAMIENTOS

### 3.1. Cálculo capacidad carga dinámica mínima

Para ello se utiliza la siguiente fórmula:

$$C = F \cdot \sqrt[3]{\frac{L \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{ISO} \cdot 10^6}} \quad \text{Ecuación (15)}$$

Donde:

- F** Fuerza equivalente que aparece en cada rodamiento, igual a la reacción proveniente del eje que estos deben absorber.
- L** Vida en horas del rodamiento que se desean obtener. A continuación se muestra una tabla donde se recomienda las horas a escoger para el rodamiento en función de la aplicación. En este caso se escoge una vida de 100•1000 h.
- n** Velocidad angular a la que gira el eje en rpm, en este caso es de **25 rpm** aprox. (media).
- a<sub>1</sub>** Factor de corrección de vida por fiabilidad. Para una fiabilidad del 99% el coeficiente es de **0.25**.
- a<sub>ISO</sub>** Factor de corrección de vida por condiciones de trabajo. Se deben seguir los siguientes pasos para su cálculo:

1. Calcular la viscosidad relativa en función del diámetro medio del rodamiento y la velocidad en rpm del mismo.

$$\vartheta_1 = \frac{45000}{\sqrt{d_m \cdot n^{1.667}}}$$

2. Obtener la viscosidad  $\vartheta$  del lubricante que se va a utilizar en el rodamiento a la temperatura a la que se va a trabajar, En este caso es de 700 mm<sup>2</sup>/s
3. Comparar ambas viscosidades, obteniendo el siguiente coeficiente  $k = \vartheta/\vartheta_1$ .
4. Obtener el factor  $\eta_c$  que mide el nivel de contaminación. Para contaminación ligera se considera **0.5**.
5. Calcular la relación  $\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$
6. Obtener del *Gráfico Anexo 1 del Anexo II* **a<sub>ISO</sub>** en función de  $\eta_c \cdot \frac{P_u}{F_{eq}}$  y  $k$ .

## Anexo II: Gráficos y Tablas

---

## ÍNDICE ANEXO II

1. ENGRANAJES .....	1
1.1. Interferencia .....	1
2. EJES.....	1
2.1. Factores modificadores del límite de fatiga .....	1
2.2. Tabla Excel cálculo factor de reducción del límite de fatiga por entalla $K_f$ : .....	2
3. RODAMIENTOS .....	2
3.1. Catálogo modelo 61806.....	2
3.2. Catalogo modelo 16005.....	2
3.3. Cálculo coeficiente de seguridad estática .....	3
3.4. Cálculo coeficiente de seguridad dinámica.....	3
3.5. Cálculo factor $a_{ISO}$ .....	4
4. ANILLOS ELÁSTICOS .....	5
4.1. Anillo modelo AE 25 .....	5
4.2. Anillo modelo AE 30 .....	5
5. BUJE.....	6
5.1. Modelo escogido .....	6
5.2. Par nominal .....	6
5.3. Ángulo deslizamiento .....	7
6. CAJA.....	7
6.1. Precio plancha PVC .....	7
7. BIOMATERIALES METÁLICOS.....	8
8. COMPROBACIÓN LUBRICANTE ENGRANAJES .....	8
8.1. Cálculo viscosidad requerida .....	8
8.2. Lubricante escogido.....	9
9. MÁQUINA ORIGINAL .....	10

# 1. ENGRANAJES

## 1.1. Interferencia

La tabla inferior muestra el número máximo de dientes que se pueden adjudicar a la rueda, en función del número de dientes escogidos para el piñón, de forma que no ocurra interferencia.

Z1	Z2 max
13	16
14	26
15	45
16	101
17	1309

Tabla 1. Numero de dientes en la rueda para que no se produzca interferencia

Tabla Anexo 1: Interferencia entre engranajes

# 2. EJES

## 2.1. Factores modificadores del límite de fatiga

Factor de concentración teórico de tensiones  $K_t$

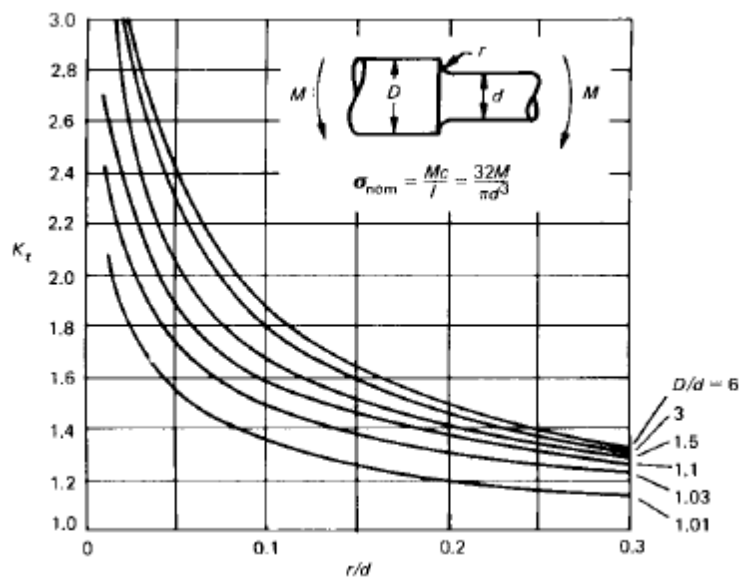


Tabla Anexo 2:  $K_t$  para flexión

## 2.2. Tabla Excel cálculo factor de reducción del límite de fatiga por entalla $K_f$ :

Sección	D/d	$\rho$ (mm)	$\rho/d$	$K_{fF}$	$K_{fT}$	$q_F$	$q_T$	$K_f^F$	$K_f^T$
A	-							1	1
B	Arandela							2,2	2,2
C	1,2	1,5	0,06	1,85	1,52	0,92	0,95	1,78	1,49
D	-							1	1
E	Arandela							2,2	2,2

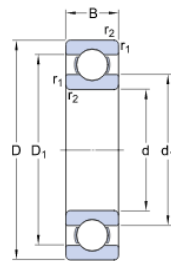
Tabla Anexo 3: Tabla Excel cálculo  $K_f$

## 3. RODAMIENTOS

### 3.1. Catálogo modelo 61806

#### 61806

##### Dimensions

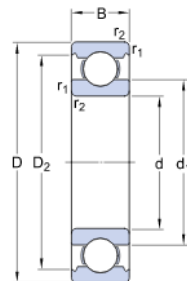


d	30	mm
D	42	mm
B	7	mm
d <sub>1</sub>	≈ 33.7	mm
D <sub>1</sub>	≈ 38.35	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

Tabla Anexo 4: Rodamiento 61806 SKF

### 3.2. Catalogo modelo 16005

##### Dimensiones



d	25	mm
D	47	mm
B	8	mm
d <sub>1</sub>	≈ 33.35	mm
D <sub>2</sub>	≈ 42.4	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 0.3	mm

Tabla Anexo 5: Rodamiento 61005 SKF

### 3.3. Cálculo coeficiente de seguridad estática

Condiciones de funcionamiento	Coeficiente de seguridad estática $X_0$	
	Rodillos	Bolas
Carga uniforme, bajas vibraciones, requisitos poco severos para la suavidad de marcha	$\geq 1.0$	$\geq 0.5$
Carga uniforme, bajas vibraciones, con requisitos más elevados para la suavidad de marcha	$\geq 2.0$	$\geq 1.0$
Funcionamiento con considerables cargas de impacto o choques	$\geq 3.0$	$\geq 2.0$
Rodadura con elevados requisitos de precisión de rotación y suavidad de marcha	$\geq 4.0$	$\geq 3.0$

Tabla Anexo 6: Coeficiente seguridad estática

### 3.4. Cálculo coeficiente de seguridad dinámica

Tipo de aplicación	Vida (horas·1000)
Instrumentos y similares de uso infrecuente	Hasta 0.5
Electrodomésticos	1 - 2
Motores para aviación	2 - 4
Máquinas de periodos de servicio corto o intermitente, donde la interrupción del servicio es de escasa importancia.	4 - 8
Máquinas de uso intermitente en las que su funcionamiento fiable sea de gran importancia.	8 - 14
Máquinas con servicios de 8 h que no se usan siempre a plena carga.	14 - 20
Máquinas con servicios de 8 h que se usan a plena carga.	20 - 30
Máquinas de servicio continuo las 24 h	50 - 60
Máquinas de servicio continuo las 24 h, en las que el funcionamiento fiable sea de extrema importancia	100 - 200

Tabla Anexo 7: Coeficiente seguridad dinámica

### 3.5. Cálculo factor $a_{ISO}$

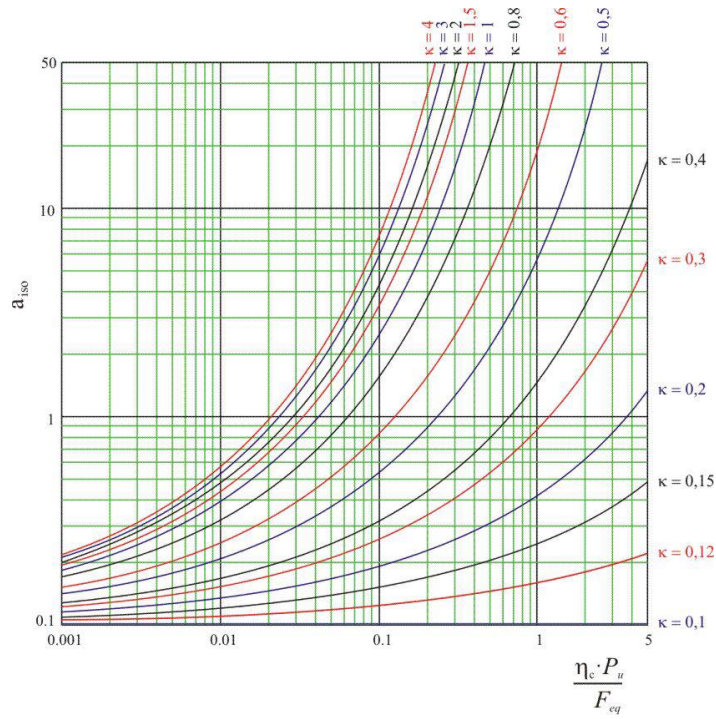


Gráfico Anexo 1: Cálculo  $a_{iso}$

## 4. ANILLOS ELÁSTICOS

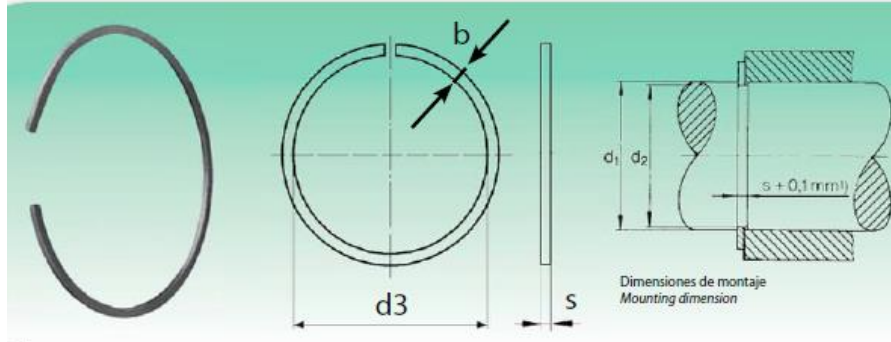


Tabla Anexo 8: Dimensiones anillo

### 4.1. Anillo modelo AE 25

Sigla Designation	Peso por 1.000 unid. (kg.) Weight for 1.000 pcs (kg.)	Dimensiones (mm) Dimensions (mm)				
		Orificio Hole $d_1$	Aro Ring $d_2$ máx.	Ancho Width $b$ -0,1	Espesor Thickness $s$ -0,1	Garganta Groove $d_3$ $h$ 11
<b>AE 25</b>	1.00	25	23.5	1.75	1.2	24

Tabla Anexo 9: Anillo AE25

### 4.2. Anillo modelo AE 30

Sigla Designation	Peso por 1.000 unid. (kg.) Weight for 1.000 pcs (kg.)	Dimensiones (mm) Dimensions (mm)				
		Orificio Hole $d_1$	Aro Ring $d_2$ máx.	Ancho Width $b$ -0,1	Espesor Thickness $s$ -0,1	Garganta Groove $d_3$ $h$ 11
<b>AE 30</b>	2.33	30	28.5	2.30	1.5	29

Tabla Anexo 10: Anillo AE30



## 5. BUJE

### 5.1. Modelo escogido

Technical specification ETP-CLASSIC®															
ETP-CLASSIC®	Dimensions							Transmittable			Screws DIN 912, 12.9			Polar moment of inertia $J$ $\text{kgm}^2 \cdot 10^{-3}$	Weight kg
	d mm	D mm	D <sub>1</sub> mm	D <sub>2</sub> mm	L mm	L <sub>1</sub> * mm	L <sub>2</sub> * mm	T Nm	F <sub>A</sub> kN	F <sub>R</sub> kN	No.	Dim.	Tt Nm		
15	15	23	38	28,5	17	30	35	55	7,3	2,5	3	M5	6	0,019	0,10
19	19	28	45	35	21	37	42	100	10,6	5,8	3	M5	8	0,045	0,17
20	20	28	45	35	22	37	42	125	12,5	6,6	3	M5	8	0,043	0,16
22	22	32	49	40	22	37	42	135	12,3	8,2	4	M5	8	0,063	0,20
24	24	34	49	40	25	40	45	200	16,7	9,8	4	M5	8	0,066	0,20
25	25	34	49	40	27	43	48	250	20,0	10,6	4	M5	8	0,067	0,20
28	28	39	55	46	29	45	50	300	21,4	13,1	4	M5	8	0,112	0,27

Tabla Anexo 11: Extracto catalogo ETP-Classic

### 5.2. Par nominal

#### Type of torque

Transmittable torque, T, is for static load.

If the load is alternating or pulsating torque, reduce the transmittable torque, T, with the following factors: (factor x T).

**Alternating:** **0,6 x T** for sizes 15 – 30 mm.

**0,5 x T** for sizes 32 – 100 mm.

**Pulsating:** **0,7 x T** for sizes 15 – 30 mm.

**0,6 x T** for sizes 32 – 100 mm.

Tabla Anexo 12: Cálculo par nominal

### 5.3. Ángulo deslizamiento

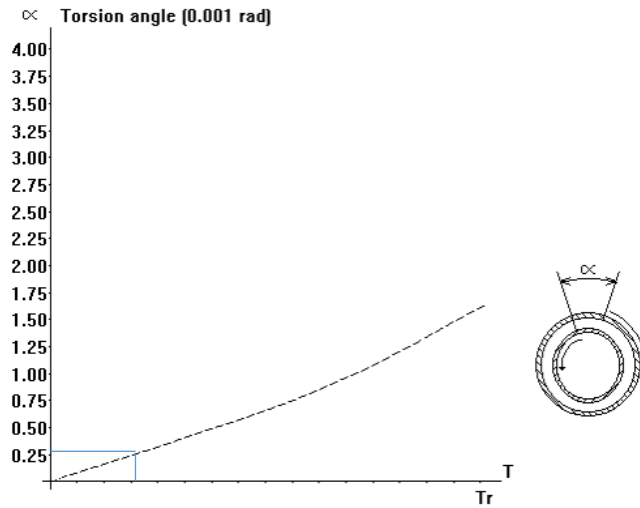


Gráfico Anexo 2: Cálculo ángulo deslizamiento

## 6. CAJA

### 6.1. Precio plancha PVC

FORMATOS DE PLANCHA DE PVC RÍGIDO TRANSPARENTE			
GRUESO	3 mm	5 mm	10 mm
<b>TAMAÑOS</b>			
DINA5	1,1€	1,69€	3,5€
DINA4	2,01€	3,15€	6,5€
DINA3	3,92€	6,3€	12,95€
50 x 50 cm	8€	12,78€	28,01€
50 x 100 cm	16,02€	25,56€	56€
200 x 100 cm	52,79€	87,99€	205€

Tabla Anexo 13: Precio plancha PVC

## 7. BIOMATERIALES METÁLICOS

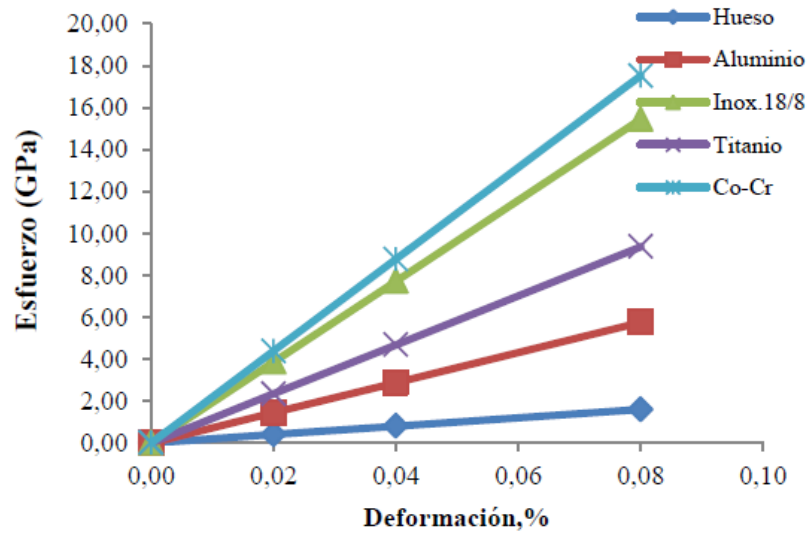


Gráfico Anexo 3: Módulo elasticidad comparación

## 8. COMPROBACIÓN LUBRICANTE ENGRANAJES

### 8.1. Cálculo viscosidad requerida

$K_{DB}$		> 17,5	> 70	> 210	> 500	> 1250	> 3500	> 10000
		< 17,5	< 70	< 210	< 500	< 1250	< 3500	< 10000
$v_{60}$	20	25	30	45	70	100	150	250

Tabla Anexo 14: Viscosidad mínima en función de  $K_{DB}$

## 8.2. Lubricante escogido



### OKS 427

#### ■ Grasa de engranajes y rodamientos

Para engranajes de marcha relativamente lenta, alternativa a la lubricación por aceite. Lubricación de cadenas de accionamiento y transporte, rodamientos y cojinetes de fricción. Para presiones muy altas, incluso cargas violentas. Minimización de las pérdidas por escape en comparación con la lubricación por aceite. Muy buena protección contra el desgaste.

DIN 51 502: GP0/00P-10

Campos de aplicación	Propiedades/Homologaciones	Composición
		<p>verde aceite semisintético policarbamida</p>

Tabla Anexo 15: Grasa OKS427

## 9. MÁQUINA ORIGINAL

<b>NOMBRE:</b> Equipamiento para fatiga por flexión alternante
<b>MODELO:</b> EFF/1500
<b>FABRICANTE:</b> MICROTEST, S.A.
<b>Nº SERIE:</b> V1137, V1138 y V1139
<b>RANGO DE FUERZA:</b> $\pm 1500$ N
<b>RESOLUCIÓN:</b> 0,1 N
<b>VELOCIDAD DE ROTACIÓN MÁXIMA:</b> 900 rpm
<b>AMPLITUD MÁXIMA SELECCIONABLE:</b> $\pm 3$ mm
<b>POTENCIA MÁXIMA INSTALADA:</b> 1,5 kW
<b>DIMENSIONES GENERALES:</b> 390 x 445 x 380 mm
<b>MASA ESTIMADA APROXIMADA:</b> 65 kg
MICROTEST, S.A.
C/Valle de Tobalina, 10
28042 MADRID
<a href="http://www.microtest-sa.com">www.microtest-sa.com</a>
<a href="mailto:microtest@microtest-sa.com">microtest@microtest-sa.com</a>

Tabla 1. Datos generales

*Tabla Anexo 16: Especificaciones técnicas equipo fatiga original*

## CONTENIDO ANEXO II

### Tablas

Tabla Anexo 1: Interferencia entre engranajes .....	1
Tabla Anexo 2: Kt para flexión.....	1
Tabla Anexo 3: Tabla Excel cálculo Kf .....	2
Tabla Anexo 4: Rodamiento 61806 SKF.....	2
Tabla Anexo 5: Rodamiento 61005 SKF.....	2
Tabla Anexo 6: Coeficiente seguridad estática.....	3
Tabla Anexo 7: Coeficiente seguridad dinámica.....	3
Tabla Anexo 8: Dimensiones anillo .....	5
Tabla Anexo 9: Anillo AE25 .....	5
Tabla Anexo 10: Anillo AE30 .....	5
Tabla Anexo 11: Extracto catalogo ETP-Classic.....	6
Tabla Anexo 12: Cálculo par nominal.....	6
Tabla Anexo 13: Precio plancha PVC.....	7
Tabla Anexo 14: Viscosidad mínima en función de $K_{DB}$ .....	8
Tabla Anexo 15: Grasa OKS427 .....	9
Tabla Anexo 16: Especificaciones técnicas equipo fatiga original .....	10

### Gráficos

Gráfico Anexo 1: Cálculo a iso .....	4
Gráfico Anexo 2: Cálculo ángulo deslizamiento .....	7
Gráfico Anexo 3: Módulo elasticidad comparación .....	8

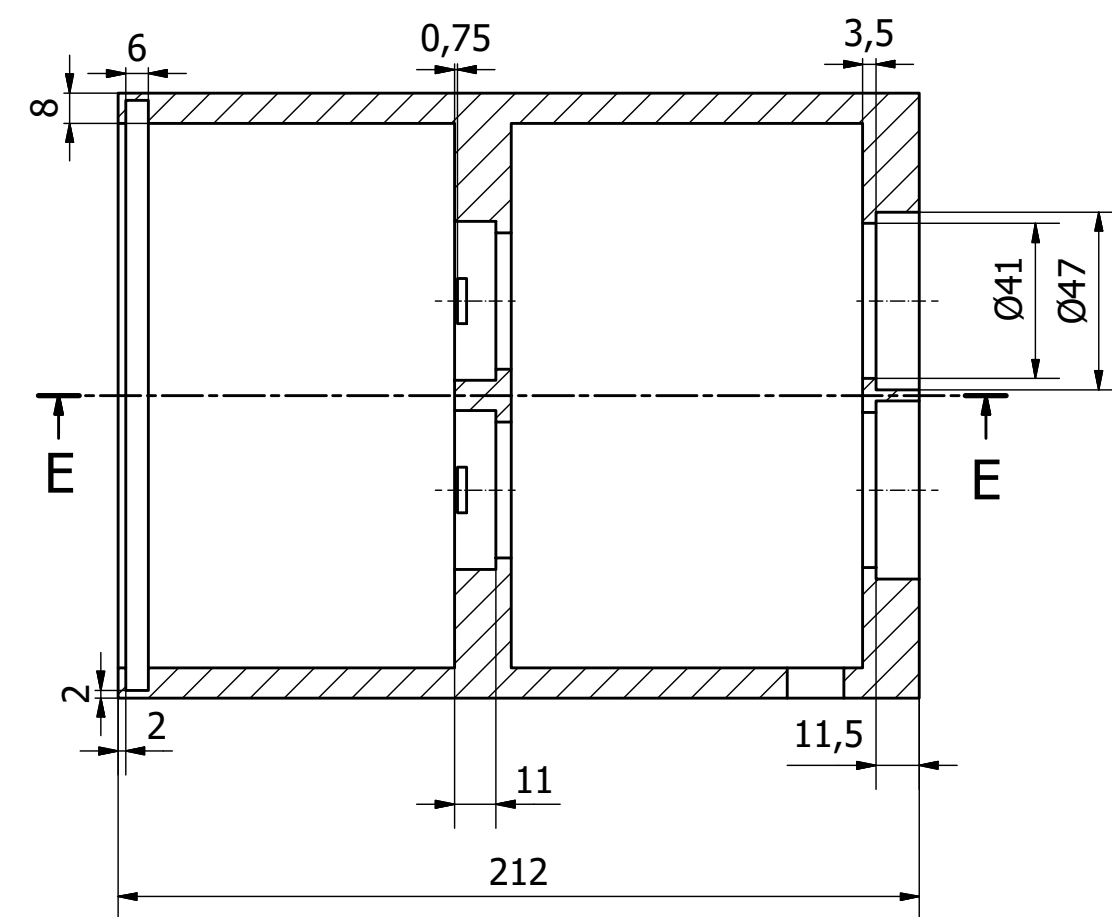
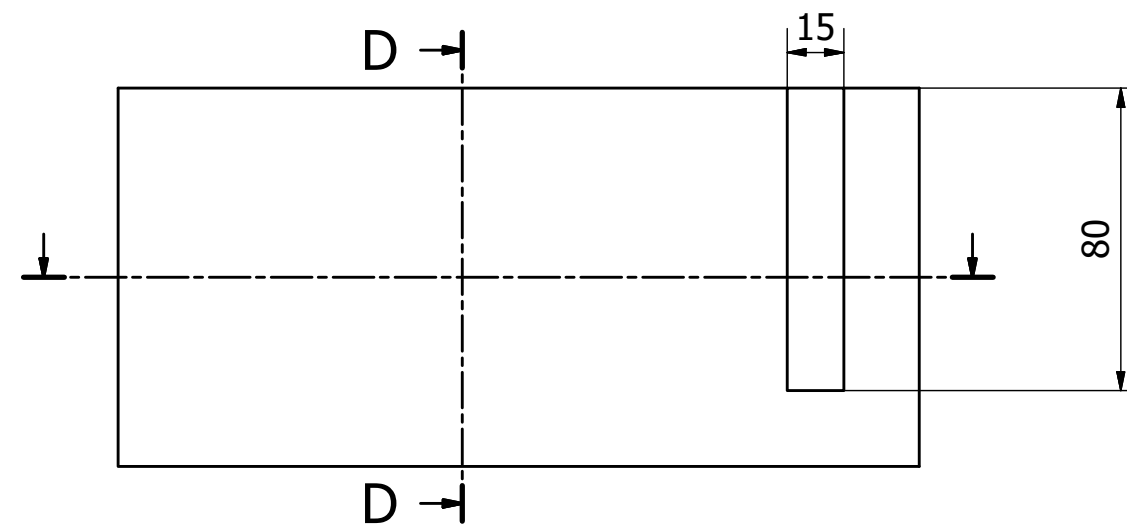
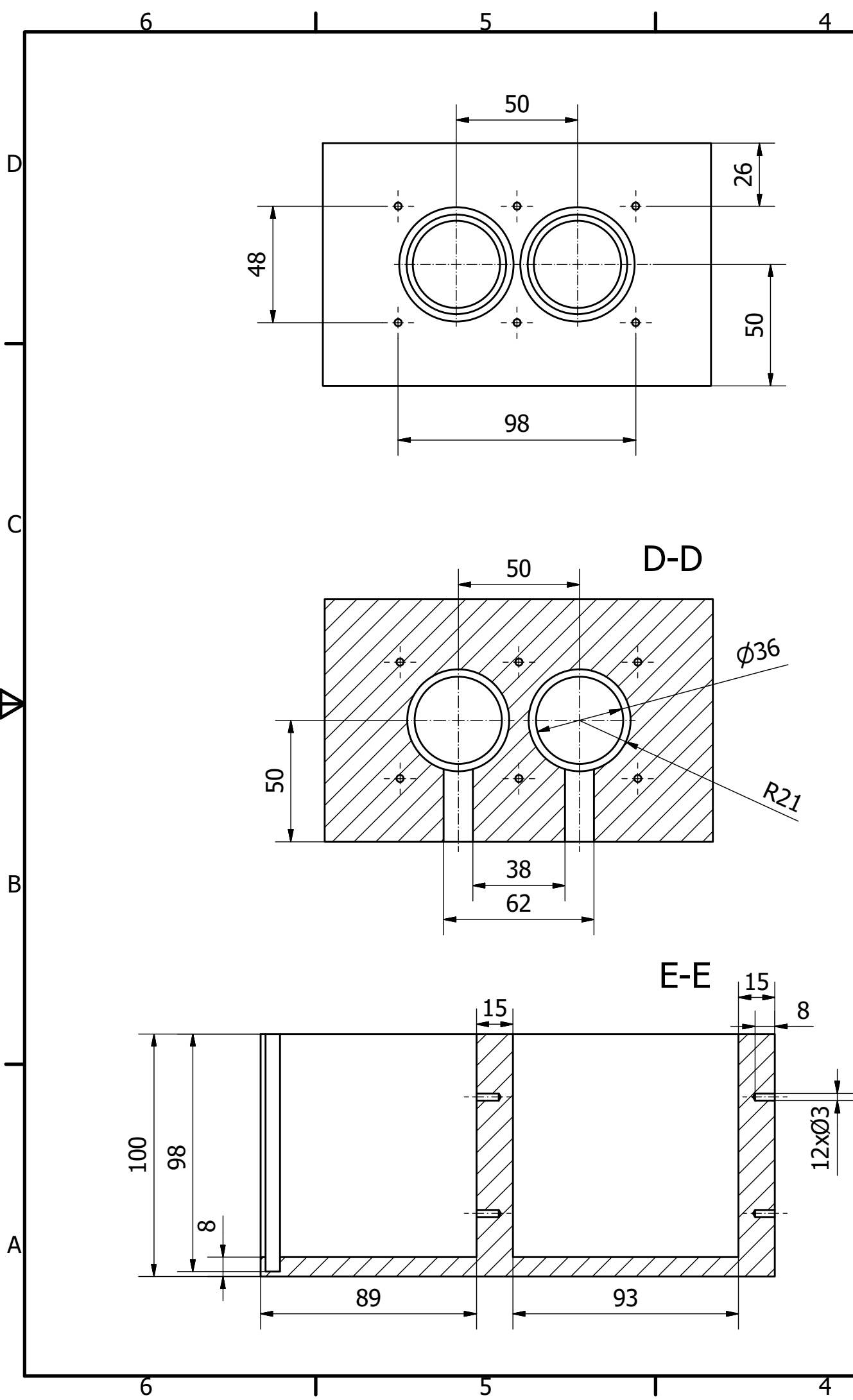
## Anexo III: Planos



---

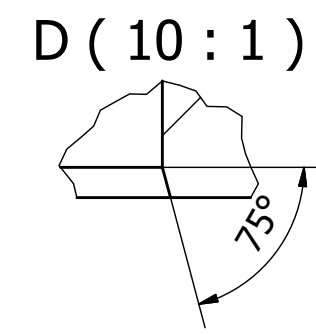
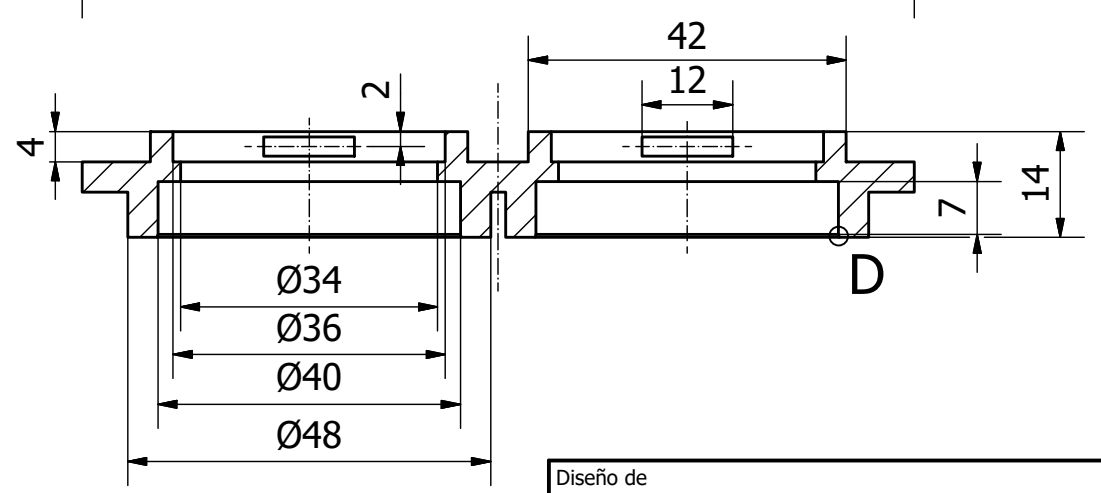
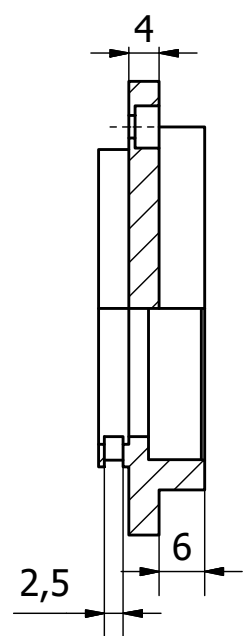
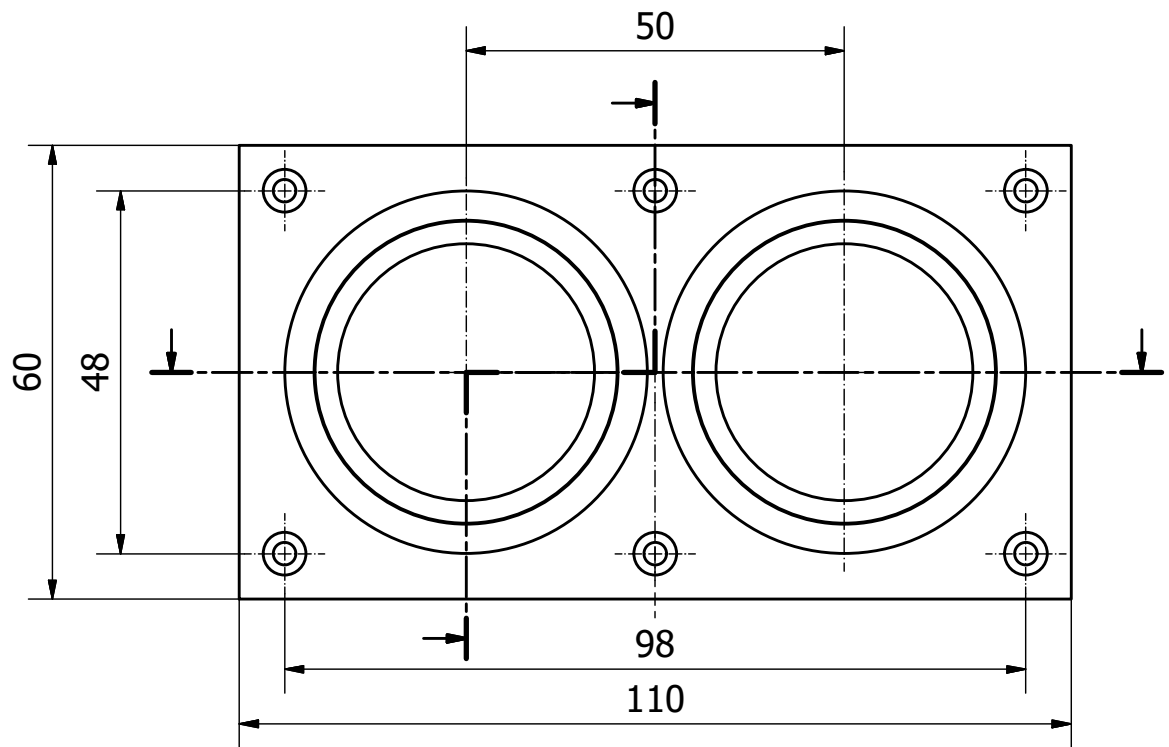
## CONTENIDO ANEXO III



CAJA .....	Pieza nº 1
TAPA DELANTERA .....	Pieza nº 2
EJE .....	Pieza nº 3
TAPA TRASERA .....	Pieza nº 4
PARED FRONTAL .....	Pieza nº 5
TAPA CAJA.....	Pieza nº 6
BALANCÍN.....	Pieza nº 7
PINZA.....	Pieza nº 8
CONJUNTO .....	Pieza conjunto

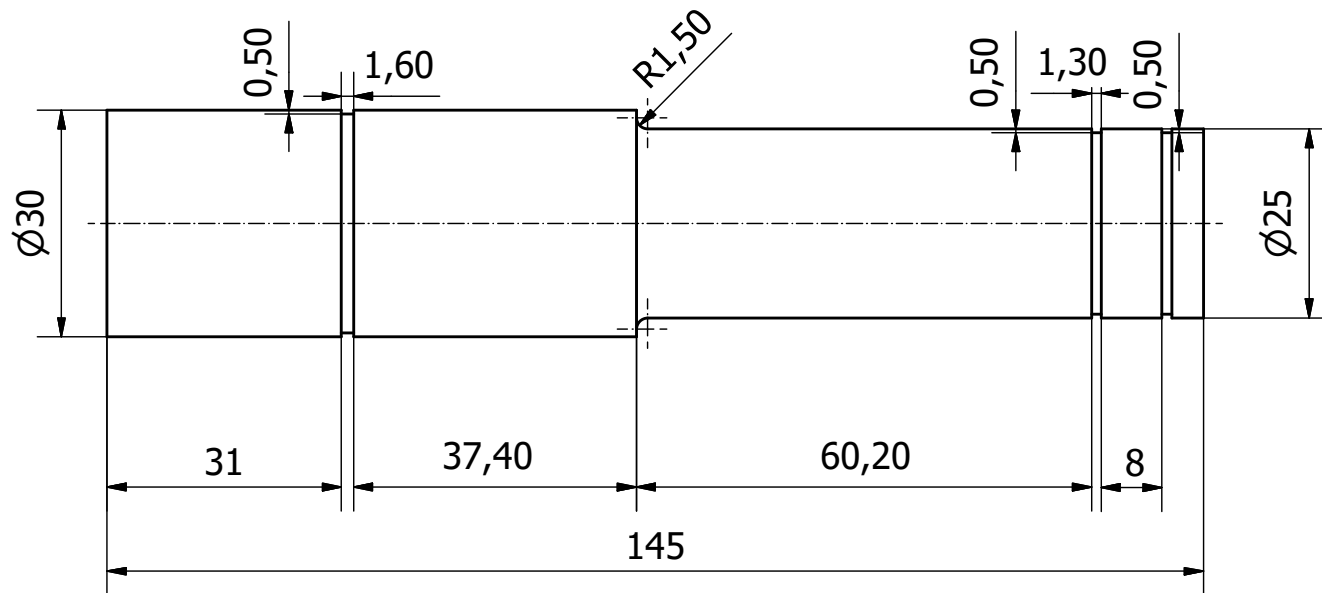





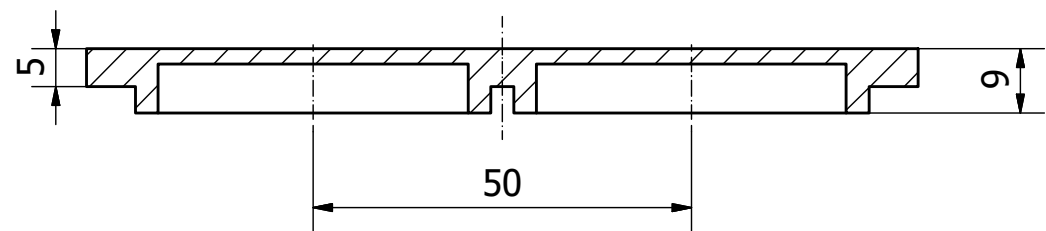
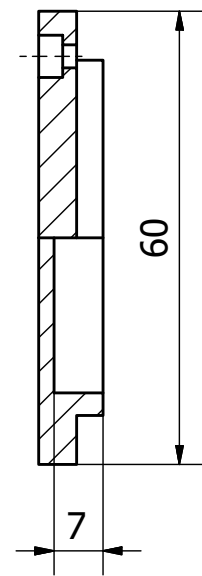
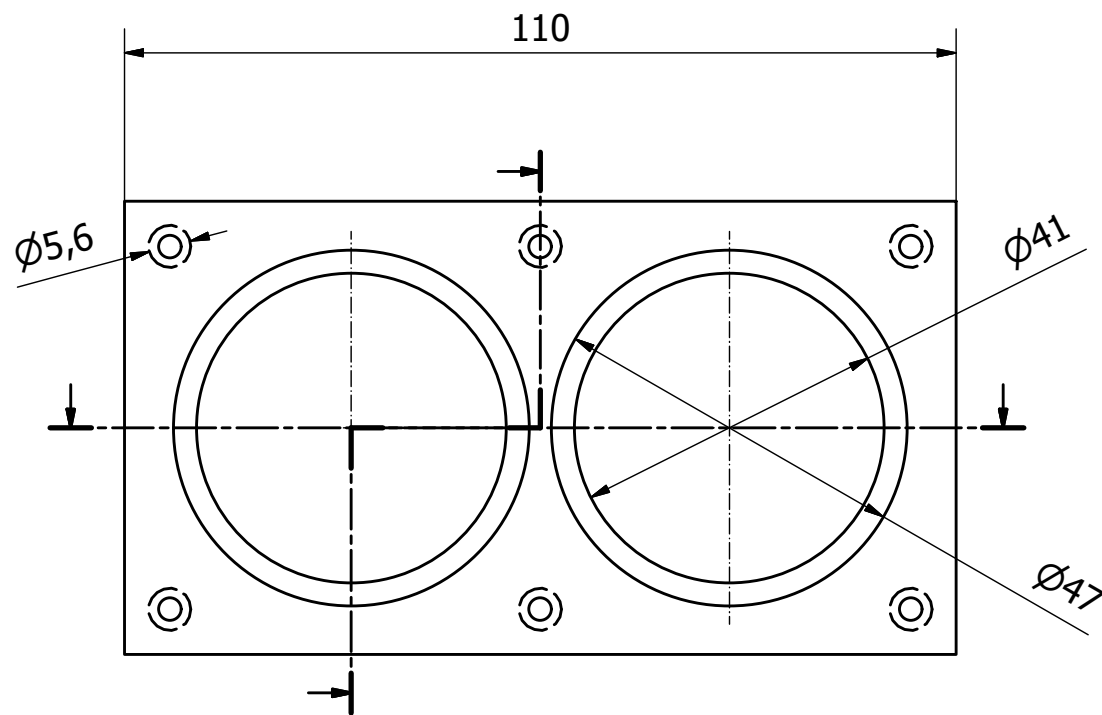
Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:2	 UNIVERSITAT POLITÀCNICA DE VALÈNCIA  ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA
TFG: Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
Caja	Pieza nº 1		





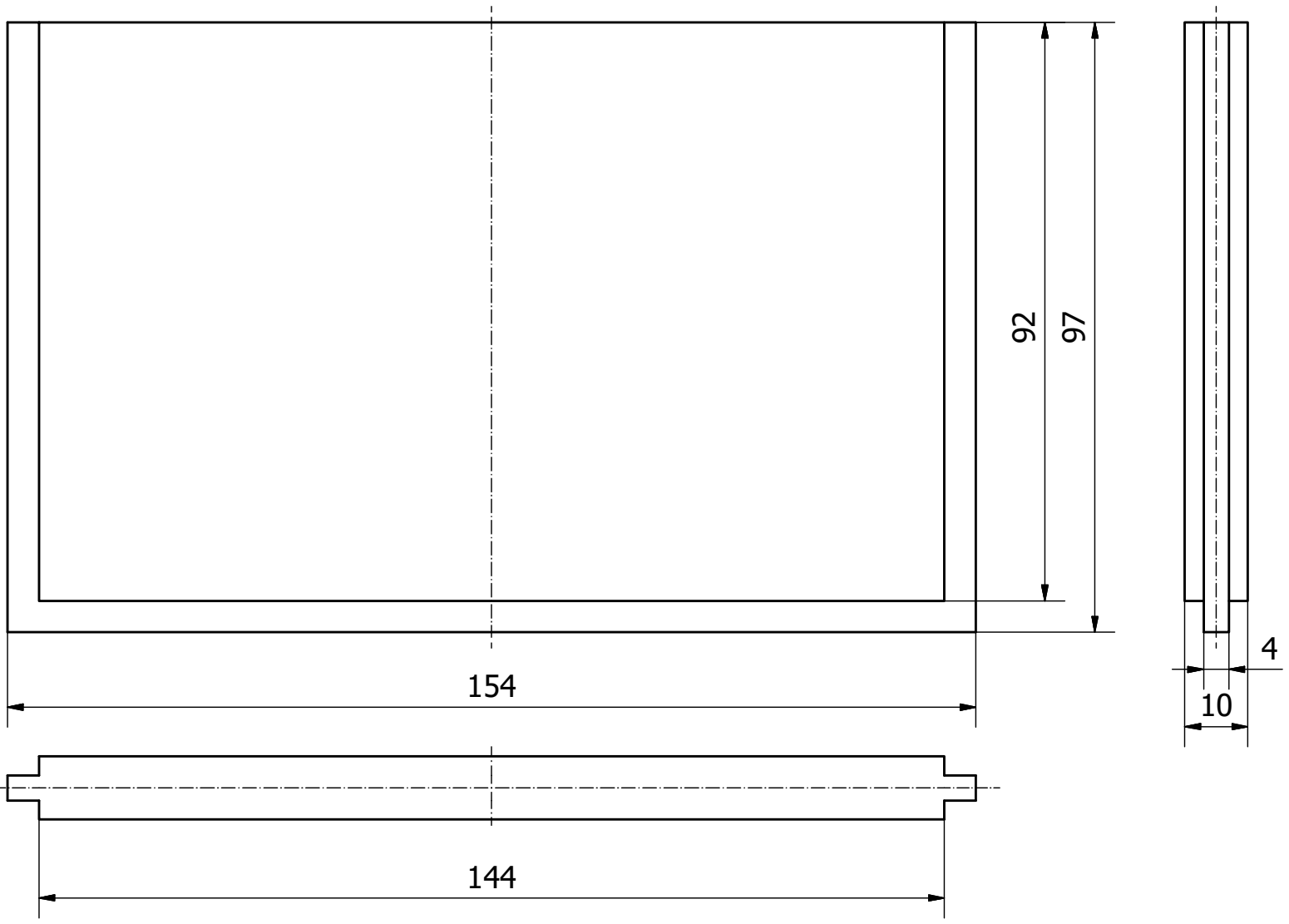
Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALÈNCIA
TFG: Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		Pieza nº 2
	Tapa delantera		




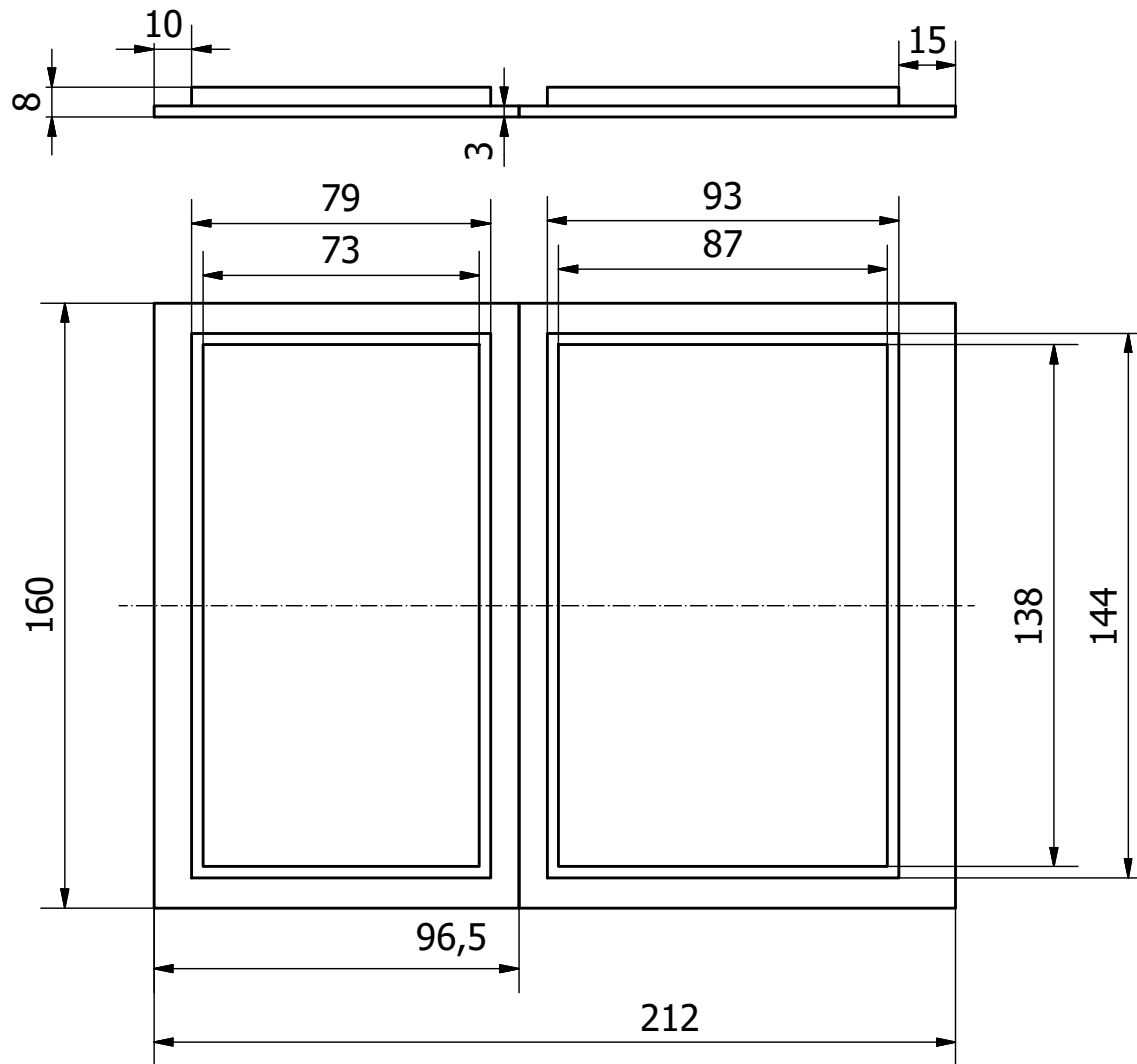
Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:1	
TFG: Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
	Eje	Pieza nº 3	





Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALÈNCIA
TFG:Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
	Tapa trasera	Pieza nº 4	

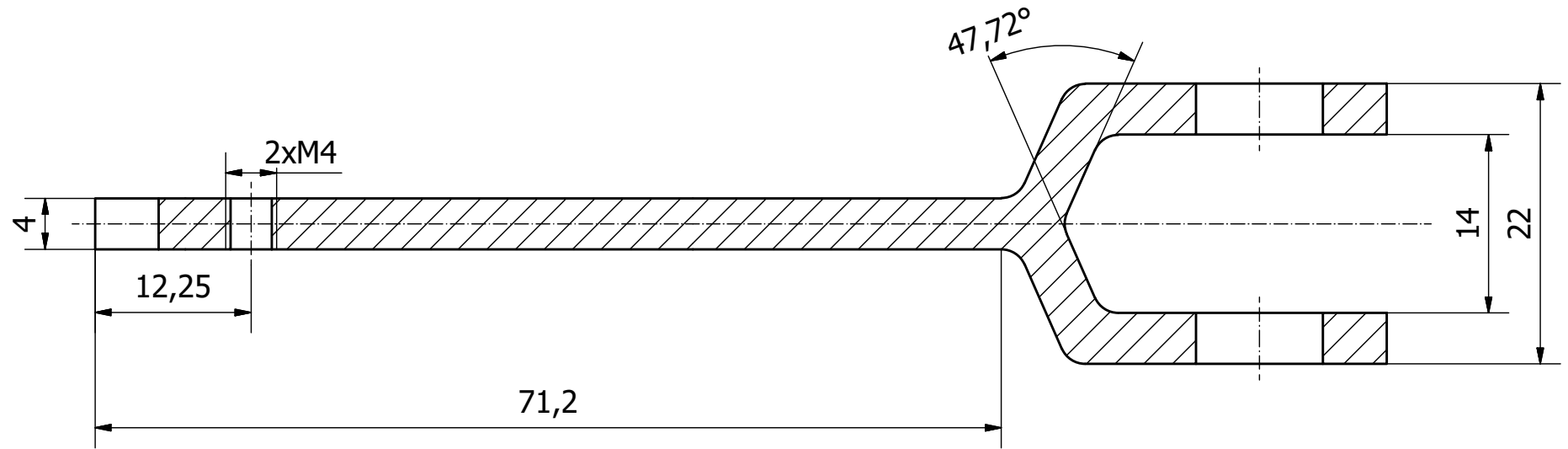
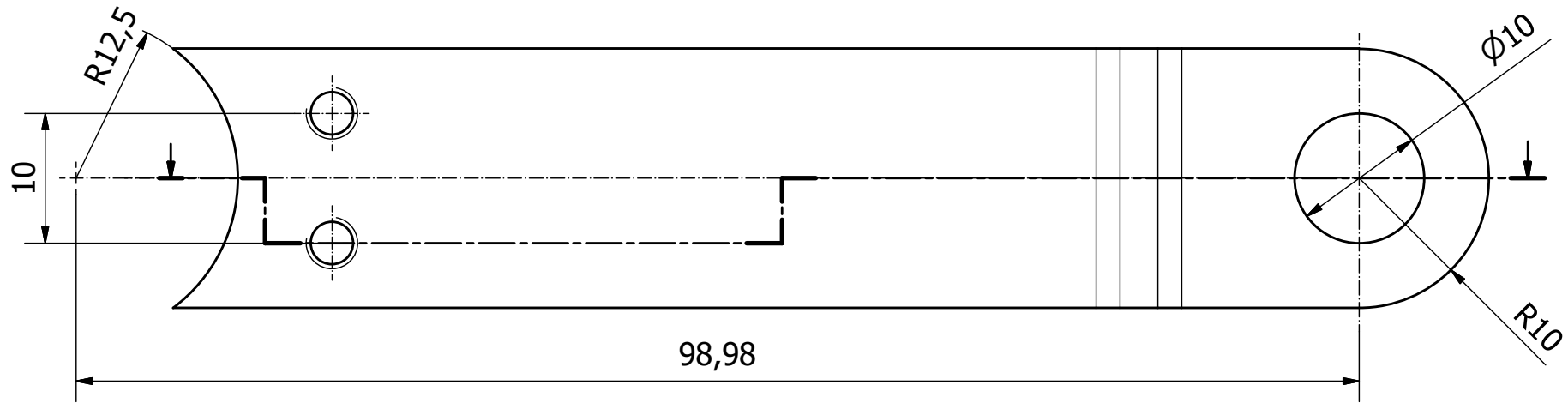




Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:1	
TFG:Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
	Pared frontal	Pieza nº 5	

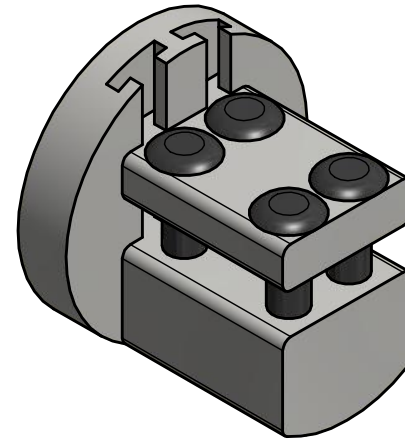
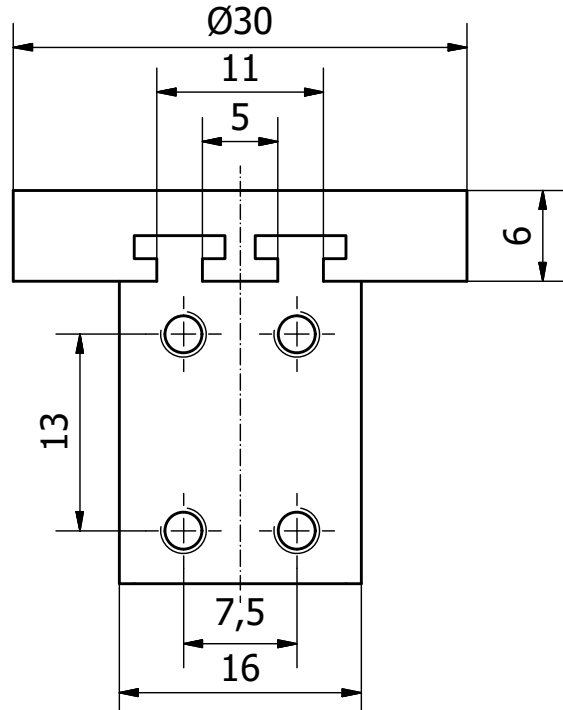
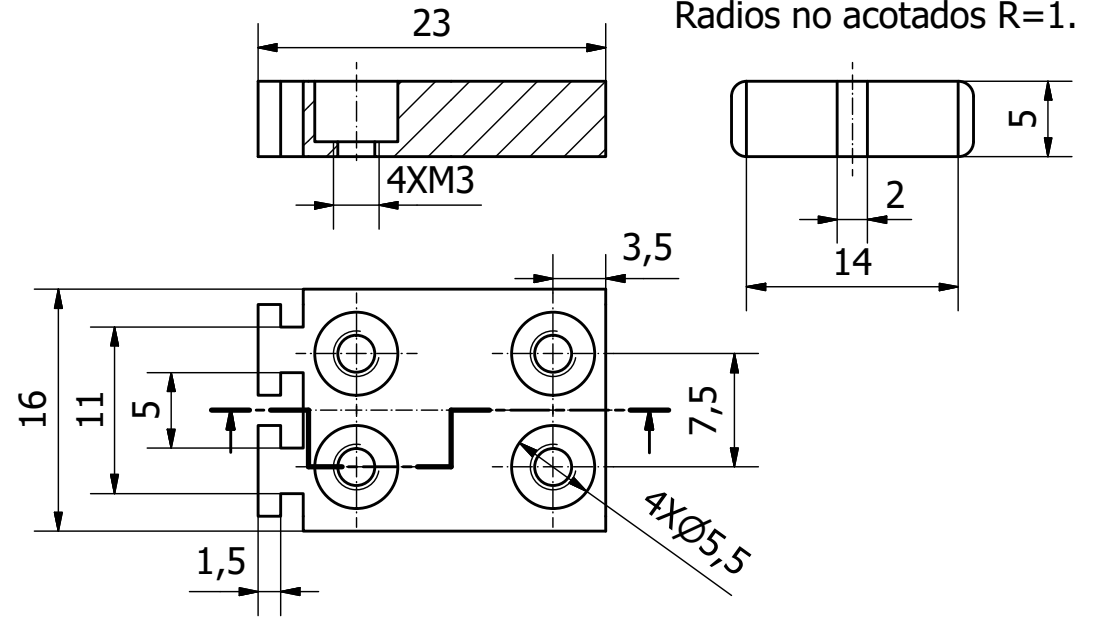
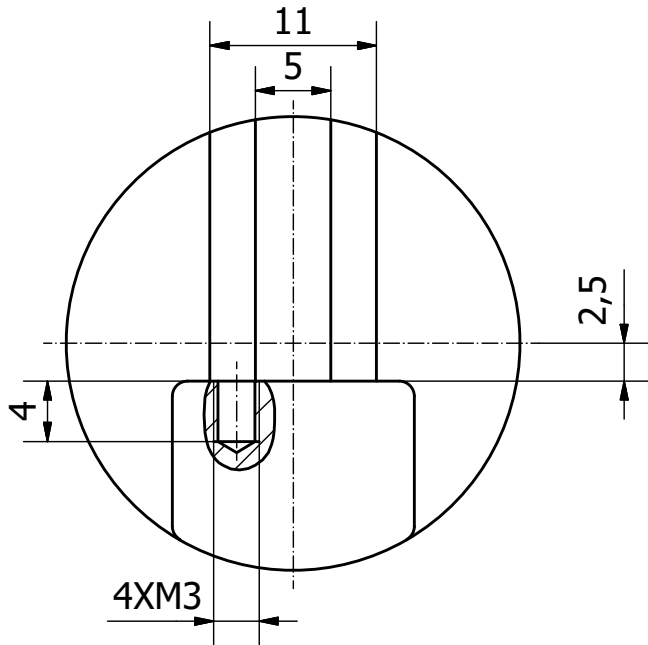




Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:2	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALÈNCIA
TFG:Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
	Tapa caja	Pieza nº 6	

Radios no acotados R=2.

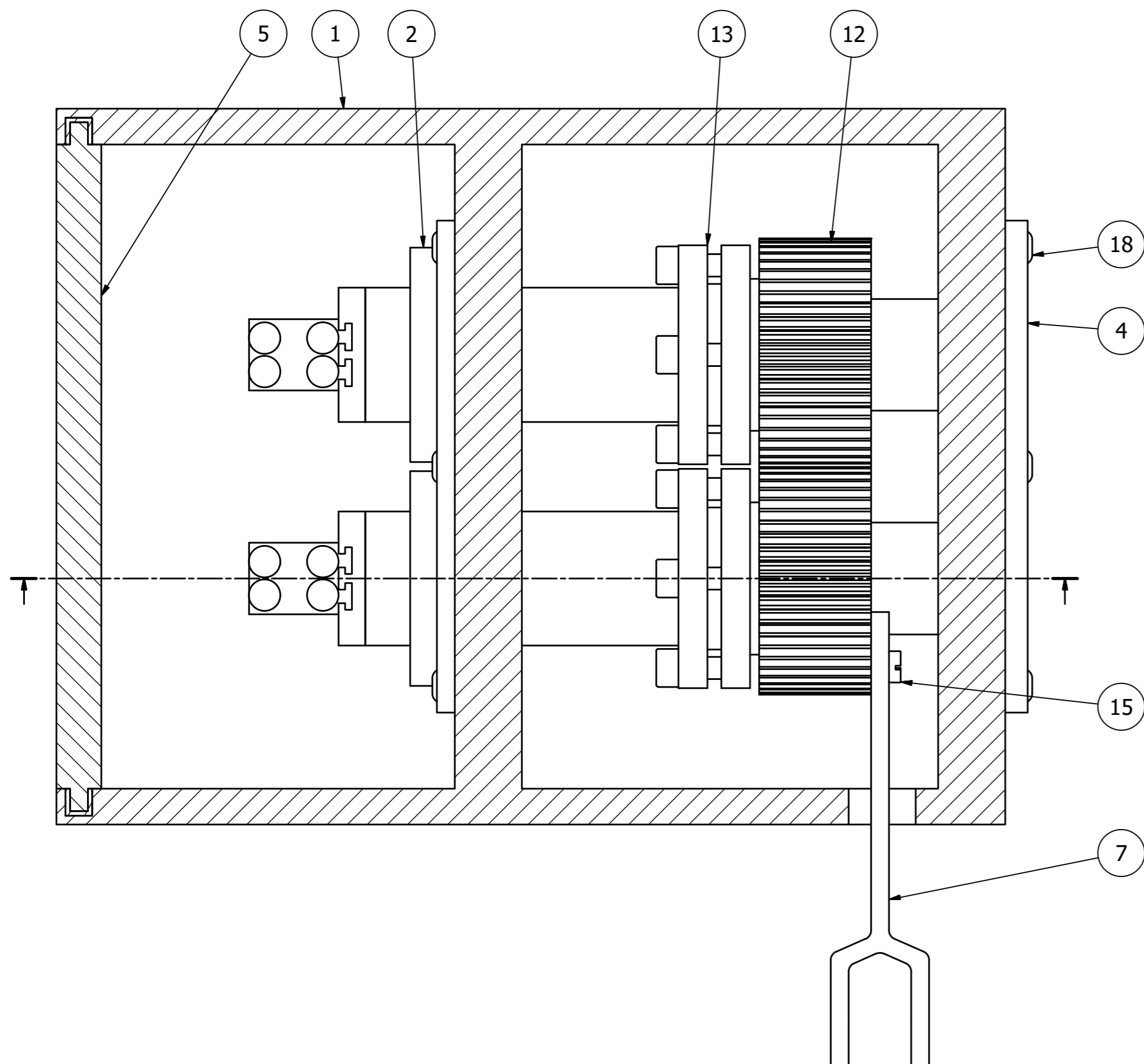
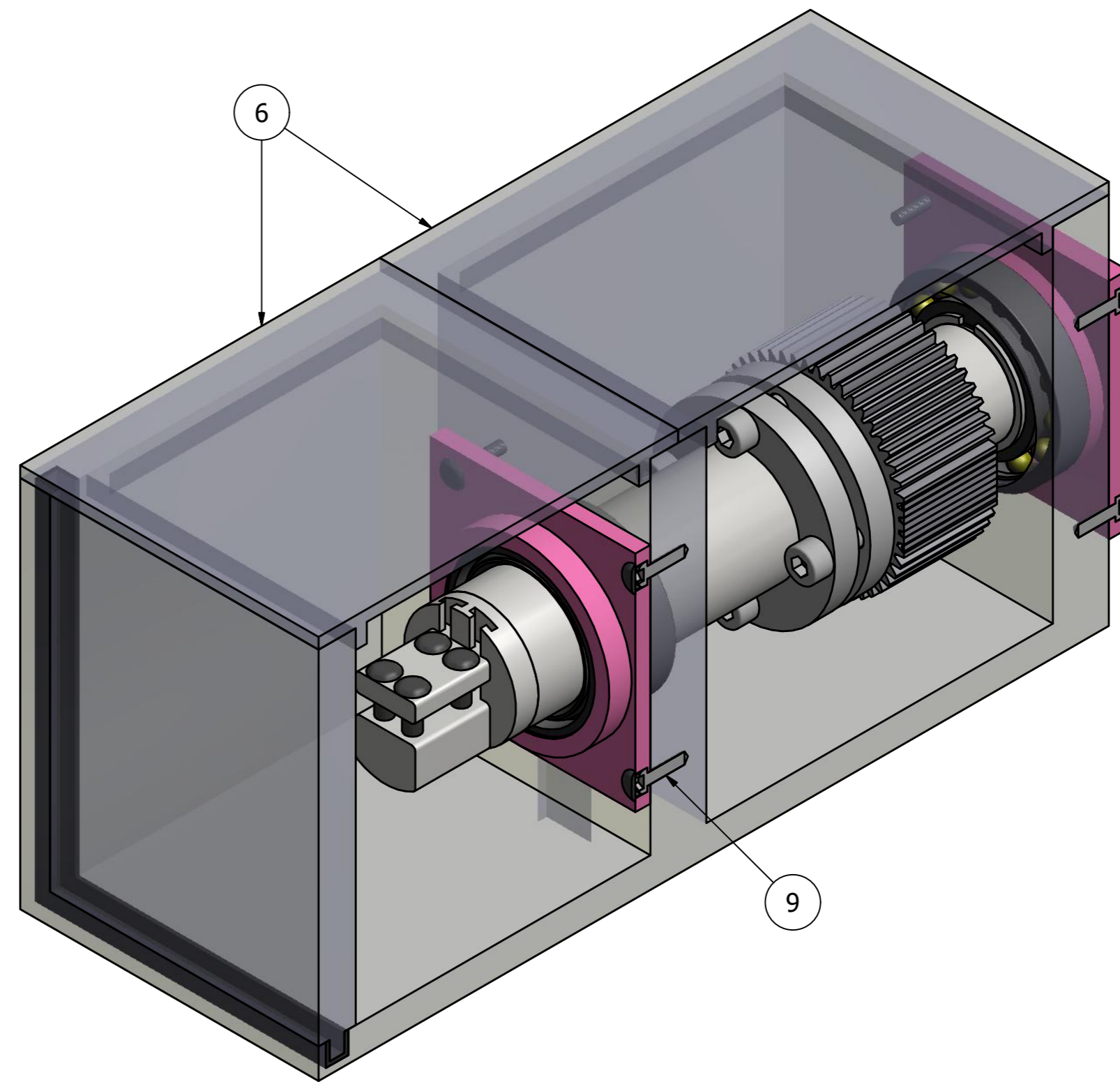
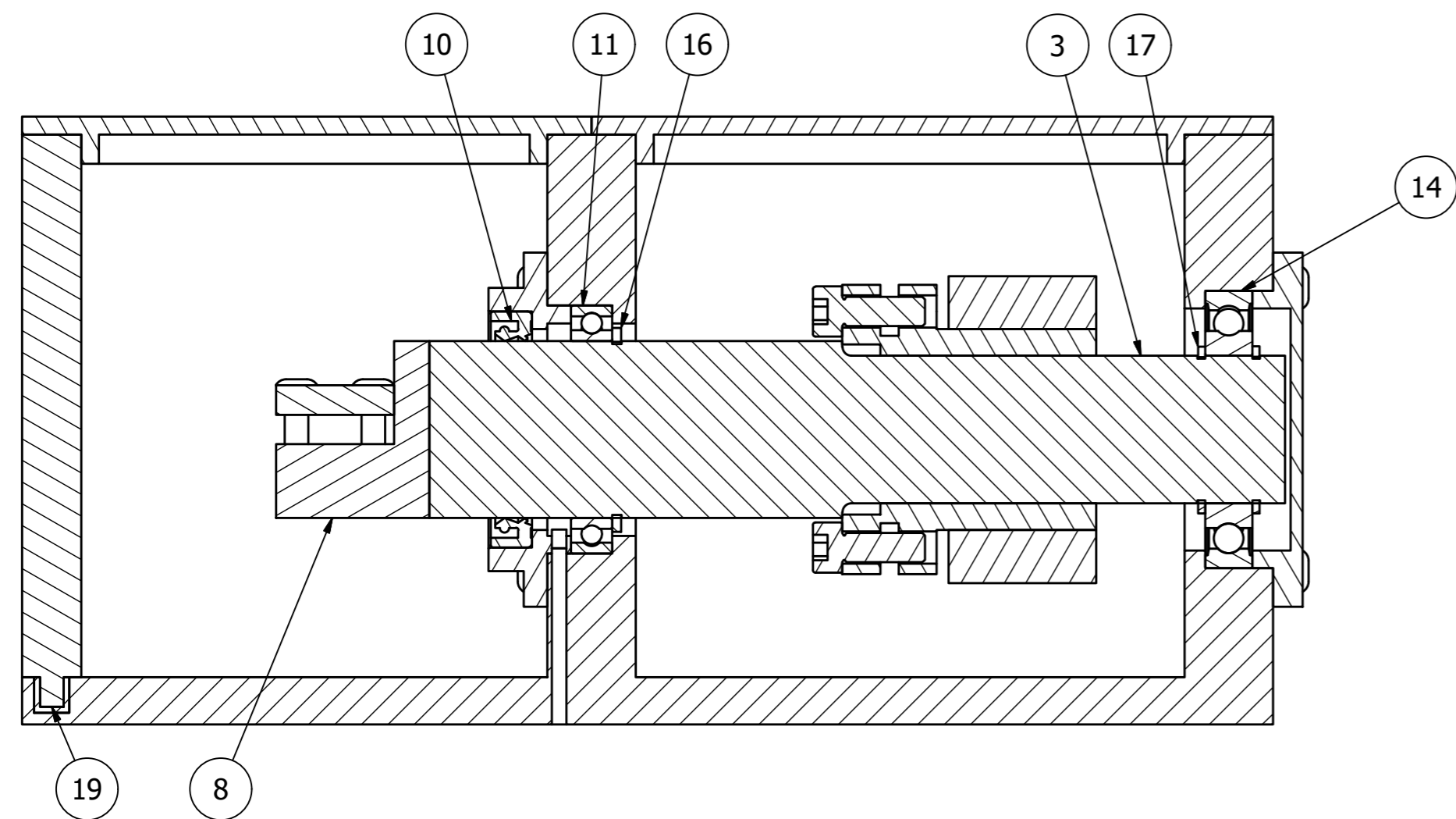


Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 2:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	 ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALÈNCIA
TFG: Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos			Pieza nº 7
	Balancín			



Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 2:1	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA  ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALÈNCIA
TFG:Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.	Documento: Planos		
	Pinza	Pieza nº 8	





LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Caja	
2	1	Tapa delantera	
3	2	Eje	
4	1	Tapa trasera	
5	1	Pared frontal	
6	1	Tapa caja	
7	1	Balancín	
8	2	Pinza	
9	12	RF81T	
10	2	30x40x7 HMSA10 RG	SAA_001-Radial shaft seals for general industrial applications
11	2	61806	BB1_001_101-Deep groove ball bearings, single row
12	2	Engranaje recto	
13	2	Buje	
14	2	16005	BB1_001_101-Deep groove ball bearings, single row
15	2	DIN84	
16	2	AE30	
17	4	AE25	
18	12	Tapón goma	
19	1	Goma en U	

Diseño de Maria Beneyto Gómez-Polo	Dim. en mm	Escala 1:1	UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA ESCUOLA TÉCNICA SUPERIOR INGENIERO INDUSTRIALES VALENCIA
TFG:Diseño de un sensor para ensayo de biomateriales en una máquina de fatiga.		Documento: Planos	
Conjunto		Pieza nº Conjunto	