

Proyecto Fin de Carrera: Diseño y Construcción de Máquina de
Ensayos Biaxial de Fatiga

José Pérez Rodríguez

29 de Junio de 2007

Índice general

1. Introducción	3
2. Descripción General de la Máquina de Ensayos Biaxial	6
3. Desarrollo Teórico	12
3.1. Análisis del sistema completo. Hipótesis bidimensional	13
3.1.1. Hipótesis	13
3.1.2. Nomenclatura	14
3.1.3. Modelo dinámico	14
3.2. Cálculo de las constantes del sistema	18
3.2.1. Cálculo de la rigidez de la probeta	18
3.2.2. Cálculo de la rigidez de las ballestas	20
3.2.3. Cálculo del centro de percusión de la Horquilla	22
3.2.4. Potencia Necesaria	24
4. Diseño de los parámetros del sistema	27
4.1. Masas	28
4.2. Rigidez de los elementos elásticos	29
4.3. Frecuencia natural	30
4.4. Masa de desequilibrio	31
4.5. Potencia necesaria	31
5. Diseño de elementos	32
5.1. Probeta	32
5.2. Cogidas	34
5.2.1. Cálculo de los tornillos	37
5.2.2. Cálculo del pedestal	39
5.3. Plato circular	40
5.4. Tornillos de unión entre las mandíbulas y la horquilla	40
5.5. Horquilla	42
5.6. Eje superior	43
5.7. Varillas	46
5.8. Rótulas	48
5.9. Eje Inferior	48
5.10. Polea	49
5.11. Amarres	50
5.12. Rodamientos del eje inferior	50
5.13. Masas de desequilibrio	51
5.14. Ballestas	51
5.15. Motor	53
5.16. Correa	53

5.17. Torreta	54
5.18. Chasis	56
5.19. Caja de protección	57
5.20. Jaula de protección	59
6. Sistema eléctrico	60
7. Fabricación de la máquina	64
A. Comprobación de la hipótesis bidimensional utilizando análisis tridimensional	66
B. Manual de funcionamiento de la máquina	73

Capítulo 1

Introducción

Desde principios del siglo XIX, se empezó a tener conciencia de que estructuras realizadas con metal y sujetas a estados fluctuantes de cargas podían fallar en servicio, aún estando dichas estructuras diseñadas para soportar niveles superiores de cargas pero de tipo estático.

Dicho en otras palabras, puede originarse rotura de elementos estructurales sometidos a cargas que originan estados tensionales elásticos siempre y cuando la naturaleza de las cargas actuantes sea fluctuante. Este tipo de fallo está originado por la formación y propagación de una grieta y se le denomina Fallo por Fatiga.

Como ha ocurrido otras veces a lo largo de la historia, la sucesión de catástrofes despertó la conciencia sobre la necesidad de estudiar las roturas a fatiga. De hecho han existido multitud de fallos en elementos metálicos en todo tipo de máquinas y estructuras como en los ejes de los trenes, en barcos y aviones.

Para que se origine un fallo por fatiga deben aparecer los siguientes tres requisitos:

- Tensiones máximas de **tracción** suficientemente elevadas.
- Variación con el tiempo del estado tensional.
- Número de ciclos de carga suficientemente elevados.

El fallo por fatiga es especialmente grave puesto que se produce al cabo de un cierto tiempo y sin una deformación apreciable, lo que hace que sea muy difícil de prevenir, siendo la inspección periódica la única herramienta de control y prevención.

A continuación se hace una breve reseña histórica sobre el grado de conocimiento que se ha tenido sobre el tema y los distintos estudios realizados por diferentes científicos:

- En 1829 Albert realizó los primeros ensayos de carga cíclica sobre cadenas de minería.

• En la década de 1850 Wöhler realiza numerosos avances en fatiga. Crea una máquina formada por un motor que hace girar una probeta en la cual se suspende una carga. De esta forma a la probeta se le aplica un estado variable de flexión. Con su máquina, Wöhler realiza multitud de ensayos y define las curvas S-N de multitud de materiales. Gracias a estas curvas establece la importancia del número de ciclos y no del tiempo. Asimismo descubre y define el límite de fatiga en aceros (Tensión de fatiga por debajo de la cual para un número finito de ciclos se obtiene vida infinita para una pieza).

- En las décadas de 1870 y 1880 Gerber y Goodman analizan el efecto de la tensión media.

• A principios del siglo XX Gough y Pollard crean una máquina de ensayos biaxial y establecen el comportamiento de distintos metales ante este estado tensional. Asimismo comienzan el estudio de la fatiga desde un punto de vista microestructural y analizan los mecanismos que intervienen.

• En 1924 Palmgren realiza la primera propuesta para considerar los casos de cargas de amplitud variable.

- En 1937 Neuber analiza el efecto del gradiente de tensiones en los concentradores de tensiones.

• En los años 50 la industria aeronáutica impulsa los ensayos y métodos del estudio de la fatiga y aparecen las primeras máquinas de ensayos hidráulicas.

- En los años 60 Manson y Coffin proponen el uso de la curva ϵ -N.

• También en la época de los años 60 Paris introduce la mecánica de la fractura para el análisis del crecimiento de grietas por fatiga.

Como se ha señalado, a principios de siglo Gough y Pollard crearon una máquina resonante que realizaba ensayos de fatiga biaxial. Dichos investigadores realizaron multitud de experimentos con diferentes materiales para conseguir determinar el comportamiento de éstos ante estados de fatiga combinados de flexión y torsión. Con este proyecto se pretende diseñar y construir un prototipo de una Máquina de Ensayos Biaxial de Fatiga similar a la original de Gough y Pollard.

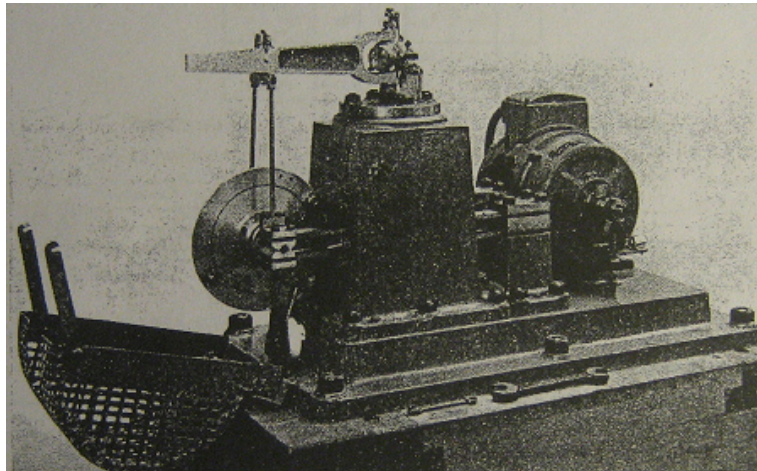


Figura 1.1: Foto de la máquina original de Gough y Pollard

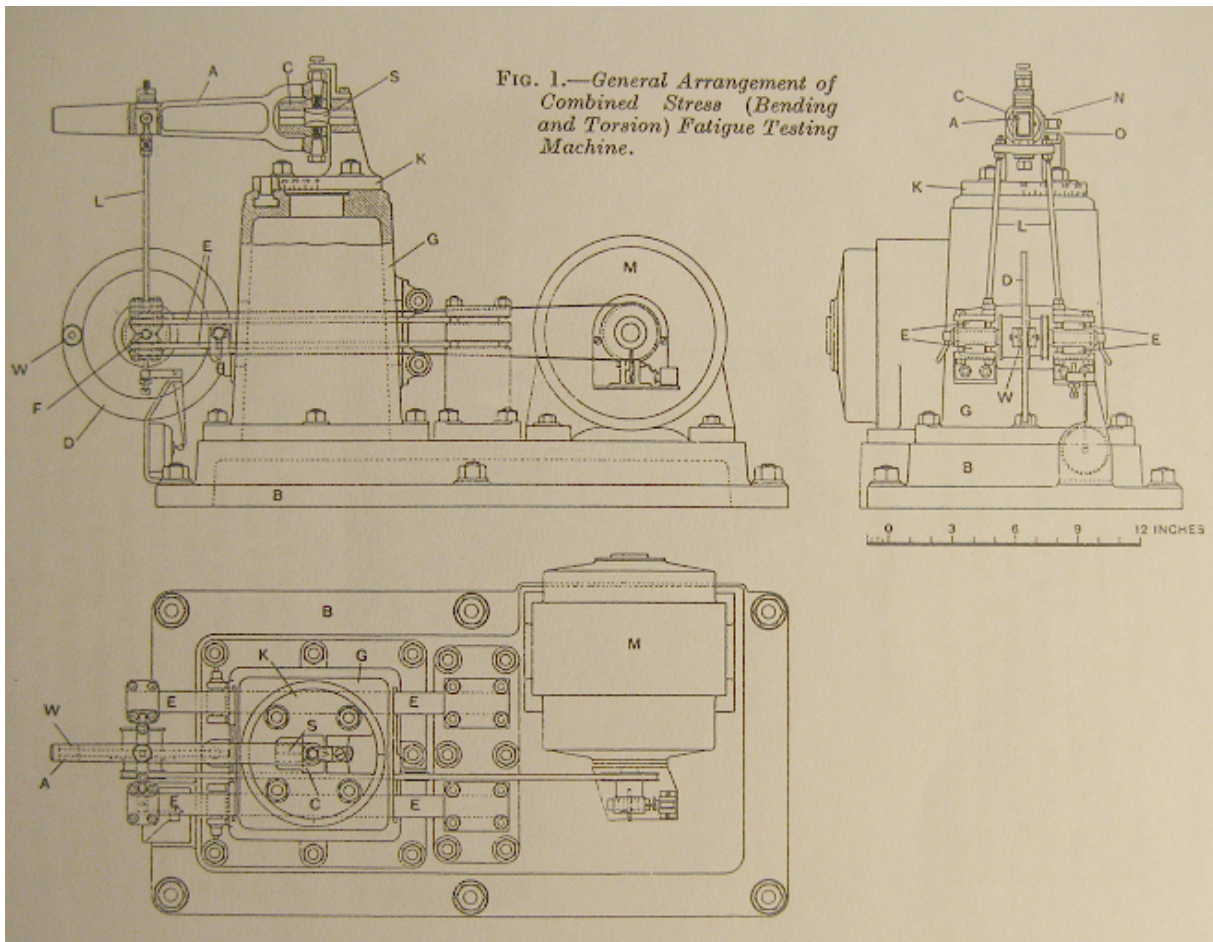


Figura 1.2: Plano de la máquina original de Gough y Pollard

Capítulo 2

Descripción General de la Máquina de Ensayos Biaxial

El principio básico en el que se basa la Máquina de Ensayos Biaxial (MEB) es la resonancia. Aprovechando la resonancia del sistema esta máquina es capaz de producir grandes niveles de tensiones en una probeta sin que sea necesario un sistema motor muy potente. Además, gracias a la resonancia, se puede realizar un sistema mecánico simple sin necesidad de mecanismos complicados ni elementos hidráulicos o neumáticos.

En la MEB la potencia para realizar el ensayo la suministra un motor que mueve mediante una correa una polea suspendida sobre unas ballestas. En dicha polea se encuentra una masa desequilibrada que provoca la vibración de la misma en un plano vertical. Para conseguir la máxima amplitud en la vibración, el motor es sintonizado para alcanzar la resonancia en el sistema.

El eje de la polea está conectado mediante unos tirantes al centro de percusión de una horquilla. A su vez, la horquilla transmite todos los esfuerzos a la probeta provocándole un estado de fatiga. Nótese como los tirantes al estar colocados en el centro de percusión de la horquilla consiguen que sólo se transmitan momentos a la probeta y no esfuerzos cortantes.

La probeta está sujeta por un extremo por la horquilla, por el otro está cogida por una base giratoria que nos permite establecer el ángulo con que se enfrentan la horquilla y la probeta. Si dicho ángulo es de 0° la probeta trabaja a flexión pura, por el contrario si dicho ángulo es de 90° la probeta trabajará a torsión pura. Si el ángulo entre ambas está entre 0° y 90° la probeta trabajará en un estado combinado de fatiga de flexión y de torsión.

En la siguientes figuras se pueden observar los elementos de los que está compuesto el sistema mecánico de la máquina.

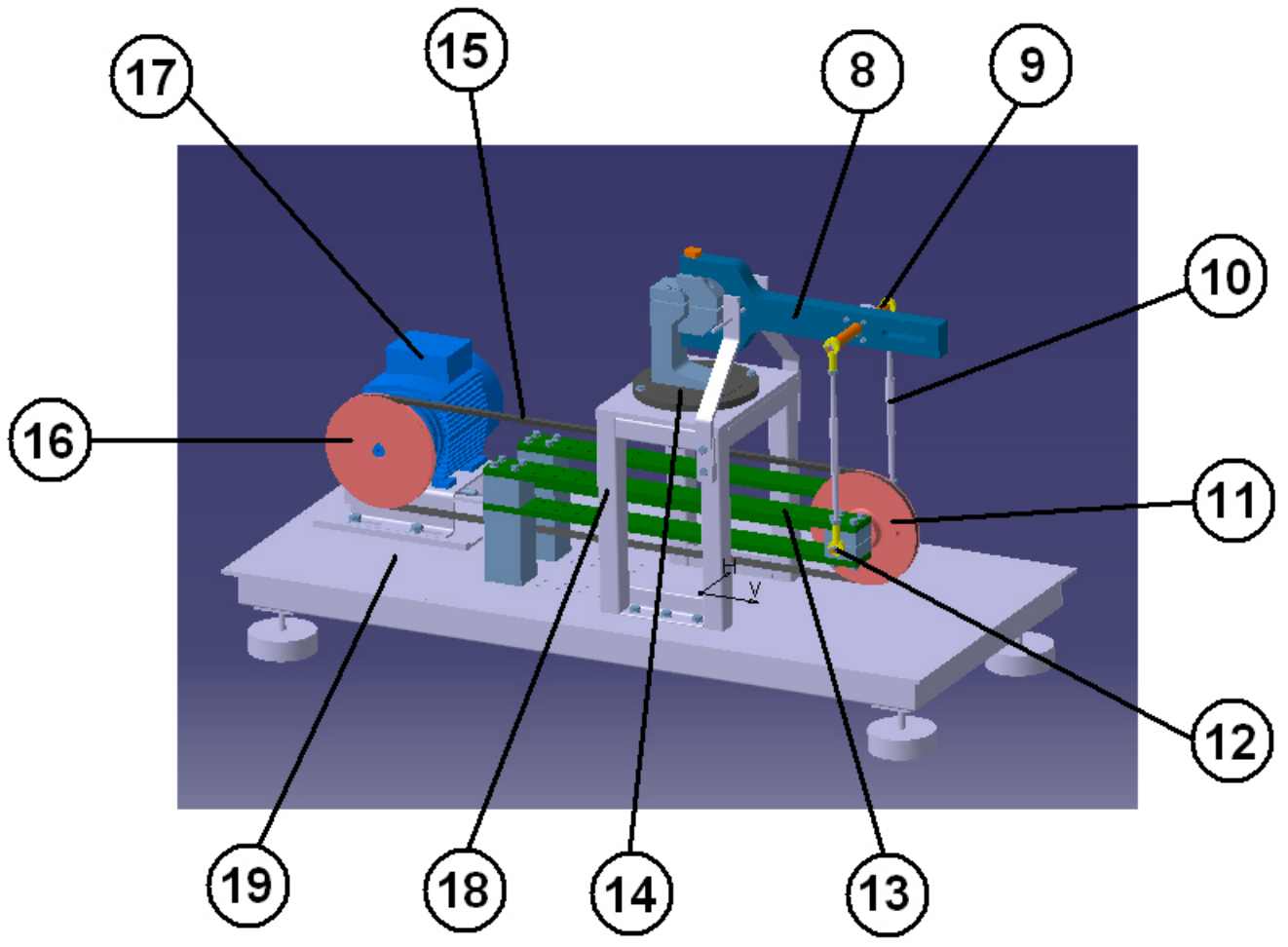


Figura 2.1: Vista de los principales elementos del sistema mecánico

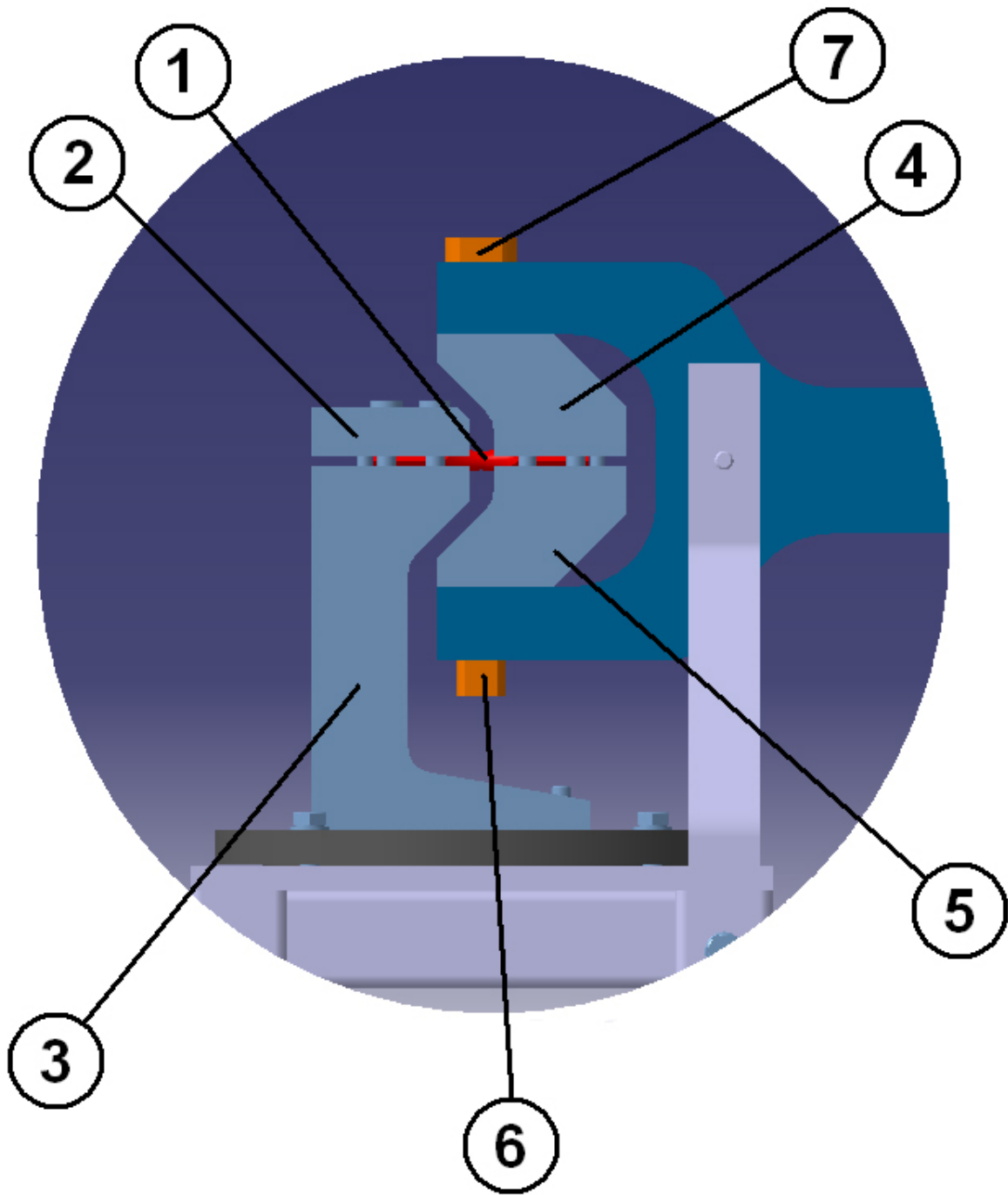


Figura 2.2: Detalle de la zona cercana a la probeta

1.-Probeta: Es el elemento principal de la máquina y está diseñada según la probeta original de Gough y Pollard.

2.-Mordaza: Junto con el pedestal y cuatro tornillos fijan la probeta al plato giratorio

3.-Pedestal

4.-Mandíbula superior: Junto con la mandíbula inferior y cuatro tornillos fijan la probeta formando un bloque que se fija a la horquilla mediante los tornillos superior e inferior.

5.-Mandíbula inferior

6.-Tornillo inferior: Junto con el tornillo superior fija el bloque formado por la probeta y las mandíbulas superior e inferior. Estos tornillos facilitan el giro que permite situar la probeta entre 0° y 90° .

7.-Tornillo superior

8.-Horquilla: Es el elemento encargado de transmitir el momento a la probeta.

9.-Eje superior: Une la horquilla con las varillas. Está situado en el centro de percusión de la horquilla para que ésta solo transmita momentos a la probeta y no esfuerzo cortante.

10.-Varillas: Conectan mediante rótulas el eje superior e inferior.

11.-Polea: En ella se encuentra la masa desequilibrada que proporciona con su giro la fuerza fluctuante necesaria para los ensayos. La polea gira gracias a una correa movida por el motor.

12.-Eje inferior: Sustenta la polea y permite su giro mediante unos rodamientos.

13.-Ballestas: Son los elementos flexibles que permiten el movimiento en un plano vertical del eje inferior y dan las características necesarias al sistema para que pueda aparecer resonancia.

14.-Plato circular: Es el elemento que fija el pedestal. Está formado por la brida y el plato. El plato puede girar para definir el ángulo del ensayo y posteriormente se puede fijar con 4 tornillos que aprisionan el plato con la brida.

15.-Correa: Transmite la potencia desde el motor a la polea desequilibrada.

16.-Polea del motor

17.-Motor: Es un motor de corriente alterna trifásica de una potencia de 2CV (1,5Kw) de la marca comercial ABB.

18.-Torreta: Sitúa y fija el plato circular en un plano superior distinto al resto de elementos de la máquina.

19.-Bancada: Es el elemento que sujeta todos los componentes de la máquina.

Además de los elementos del sistema mecánico existen elementos mecánicos auxiliares, elementos de protección y elementos eléctricos.

Para controlar la velocidad del motor se utiliza un variador ABB.

Serán también necesarias botoneras para controlar las funciones de marcha, parada y velocidad de giro; relés y relés de seguridad para proteger a los usuarios de los efectos de la electricidad y permitir parar el sistema; un contador; y un sensor para poder medir el número de ciclos.

Es también imprescindible un elemento para que la máquina pare su funcionamiento en el momento en que la probeta se rompa y evitar así que la horquilla quede libre y se pueda dañar o sea peligrosa. Este elemento será una varilla de acero aislada eléctricamente que pasará por un taladro ejercido en la horquilla pero sin establecerse ningún contacto. En el momento en que la probeta se rompa evitará el movimiento de la horquilla y producirá un contacto eléctrico que mandará una señal al variador para que éste pare el motor.

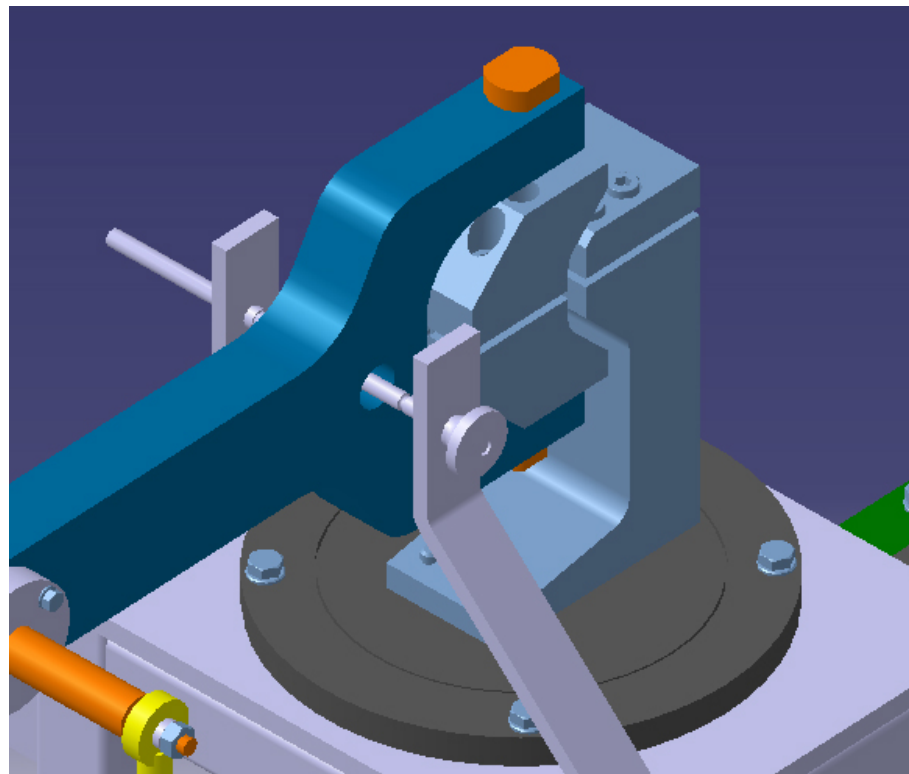


Figura 2.3: Pasador de seguridad

Toda normativa sobre máquinas establece que se debe garantizar la protección de las personas ante funcionamiento normal o anómalo de una máquina. Por eso en la MEB se utilizan una caja de chapa para la zona del motor y los elementos eléctricos y una jaula de tela metálica en la zona de los elementos mecánicos de la máquina.

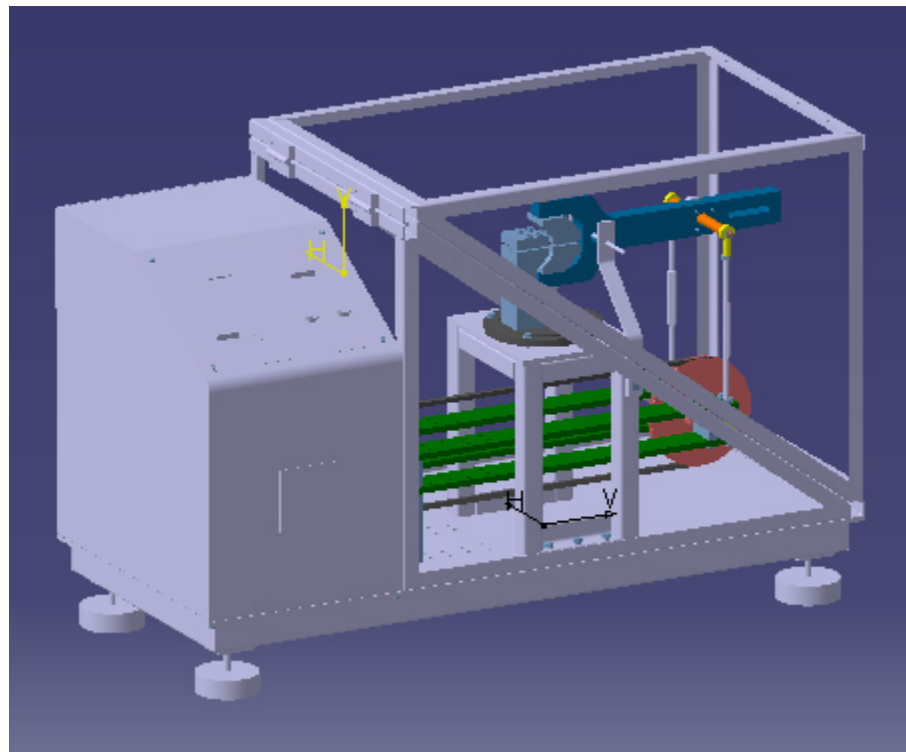


Figura 2.4: Caja y jaula de protección

Capítulo 3

Desarrollo Teórico

En este capítulo se pretende encontrar el modelo matemático que gobierna el funcionamiento de la máquina.

En un principio se realizará un modelo que nos de una primera aproximación al comportamiento del sistema. Tras plantear diferentes hipótesis se llegará a la conclusión de que la máquina completa se puede modelar como un sistema masa-amortiguador-muelle de un único grado de libertad. Este modelo será utilizado posteriormente a lo largo del proceso de desarrollo para realizar el diseño y dimensionado de la máquina.

Se considerará que la máquina se puede comportar como un sistema bidimensional y se establecerá esto como hipótesis. Posteriormente en el apéndice A existe un modelo tridimensional con el que se pretende comprobar esta hipótesis.

Después de conseguir modelar la máquina se pasará a calcular distintos parámetros del sistema como pueden ser la rigidez de la probeta, la rigidez de las ballestas, el centro de percusión de la horquilla y la potencia necesaria.

En el capítulo siguiente se utilizarán las ecuaciones obtenidas en este capítulo para realizar el dimensionado de la máquina.

3.1. Análisis del sistema completo. Hipótesis bidimensional

3.1.1. Hipótesis

Se supondrá que el sistema mecánico de la MEB se comporta como un sistema masa-muelle bidimensional. Es decir, supondremos que los elementos de la máquinas se mantienen simétricos durante el movimiento en el plano vertical y no se salen de dicho plano.

Lo primero será definir qué elementos se pueden suponer rígidos y cuáles deben ser asimilados como un muelle. La probeta será tomada como un muelle de torsión por ser el elemento bajo estudio. La horquilla será considerada rígida por tener una sección de gran inercia. Las varillas serán consideradas rígidas por trabajar sólo a axil gracias a las rótulas. Las ballestas serán consideradas flexibles porque serán concebidas con ese fin.

Los grados de libertad del sistema en un principio son tres pero se reducen a uno porque sus posiciones están unidas por los elementos rígidos. Tenemos el movimiento vertical del eje de la polea desequilibrada x_1 , el movimiento vertical del eje superior de la horquilla x_2 y el ángulo de giro de la probeta γ .

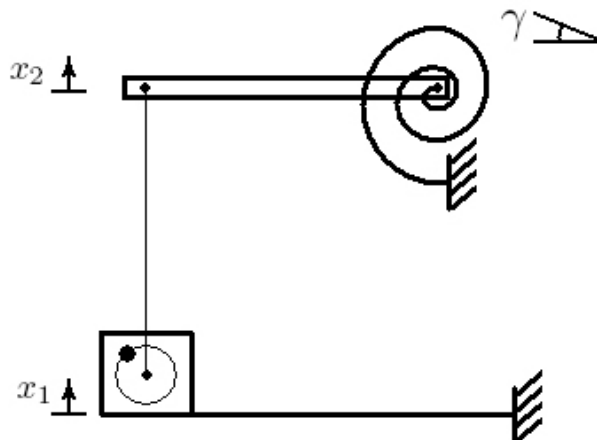


Figura 3.1: Modelización del sistema mecánico

Gracias a la rigidez de las varillas los desplazamientos en el eje superior e inferior son iguales:

$$x_1 = x_2 = x \quad (3.1)$$

Por el movimiento como sólido rígido de la horquilla existe también una relación directa entre x y

γ :

$$\gamma = \frac{x}{L} \quad (3.2)$$

La simplificación conceptual del sistema puede ser la siguiente:

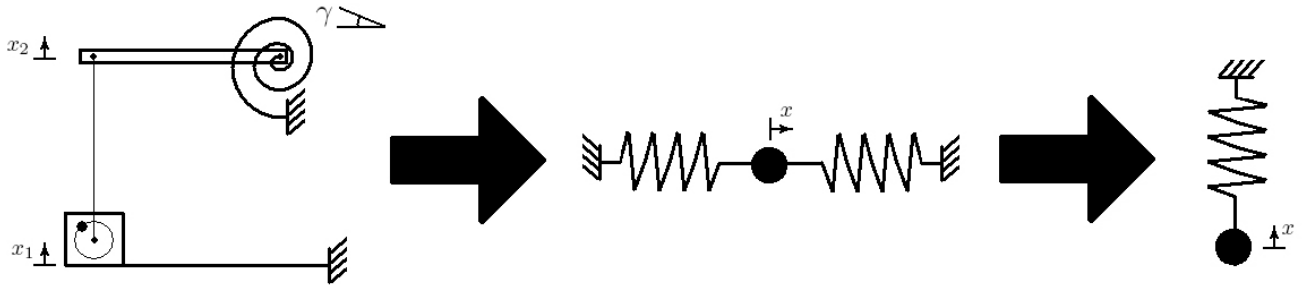


Figura 3.2: Simplificación conceptual del sistema

3.1.2. Nomenclatura

Cada masa e inercia llevará la letra inicial del nombre de cada elemento. Las inercias referidas al eje principal de un elemento esbelto llevarán el subíndice (x), la inercia para la longitud mayor de la sección (y), la inercia para la longitud menor de la sección (z). Elementos: probeta (P), horquilla (H), eje de la horquilla (EH), tensores (T), eje principal (E), masa desequilibrada (D) y ballestas (B).

3.1.3. Modelo dinámico

Se utilizarán las ecuaciones de Lagrange para resolver el sistema:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \quad (3.3)$$

ENERGÍA CINÉTICA

Probeta: Suponemos que la probeta sólo tiene energía de deformación y su energía cinética es despreciable.

Horquilla:

$$T_H = \frac{1}{2}I_{ZH}\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_H \left(\frac{b}{L_H}\dot{x} \right)^2 = \frac{1}{2} \frac{I_{ZH} + m_H b^2}{L_H^2} \dot{x}^2 \quad (3.4)$$

Eje de la horquilla:

$$T_{EH} = \frac{1}{2}m_{EH}\dot{x}^2 \quad (3.5)$$

Tensores:

$$T_T = 2\frac{1}{2}m_T\dot{x}^2 \quad (3.6)$$

Eje principal:

$$T_E = \frac{1}{2}m_E\dot{x}^2 + \frac{1}{2}I_{XE}\omega^2 \quad (3.7)$$

Masa desequilibrada:

$$T_D = \frac{1}{2}m_D V_D^2 \quad (3.8)$$

$$\vec{V}_D = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \vec{\omega} \wedge \vec{e} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \omega \\ e \cos \omega t & e \sin \omega t & 0 \end{vmatrix} \quad (3.9)$$

$$\vec{V}_D = \begin{pmatrix} \dot{x} - e\omega \sin \omega t \\ e\omega \cos \omega t \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

$$T_D = \frac{1}{2}m_D (\dot{x}^2 - 2e\omega \dot{x} \sin \omega t + e^2 \omega^2) \quad (3.11)$$

Ballestas:

$$T_B = \int_0^H \frac{1}{2}\rho \dot{V}^2(t, s) ds \quad (3.12)$$

$$V(t, s) = \Psi(s)x(t) \quad (3.13)$$

$$T_B = 2\frac{1}{2}\rho \left[\int_0^H \Psi^2(s) ds \right] \dot{x}^2 \quad (3.14)$$

ENERGÍA POTENCIAL ELÁSTICA

Probeta:

$$V_P = \frac{1}{2}K_\theta (\theta + \theta_{st} - \theta_o)^2 \quad (3.15)$$

Ballestas:

$$V_V = 2\frac{1}{2}EI \left[\int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \right] x^2(t) \quad (3.16)$$

ENERGÍA POTENCIAL GRAVITATORIA

Horquilla:

$$V_{GH} = m_H g \frac{b}{L_H} x \quad (3.17)$$

Eje de la horquilla:

$$V_{GEH} = m_{EH} g x \quad (3.18)$$

Tensores:

$$V_{GT} = 2m_T g x \quad (3.19)$$

Eje principal:

$$V_{GE} = m_E g x \quad (3.20)$$

Masa desequilibrada:

$$V_{GD} = m_D g (x + e \cos \omega t) \quad (3.21)$$

Ballestas:

$$V_{GB} = -2\rho g \int_0^H \Psi(s) ds x(t) \quad (3.22)$$

ECUACIONES DE LAGRANGE

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \quad (3.23)$$

$$L = T - V \quad (3.24)$$

$$M_{eq} \ddot{x} + K_{eq} x = F_{des} + F_{grav} \quad (3.25)$$

$$M_{eq} = \frac{I_{ZH}}{L_H^2} + \frac{m_H b^2}{L_H^2} + m_{EH} + 2m_T + m_E + m_D + 2\rho \int_0^H \Psi^2(s) ds \quad (3.26)$$

$$K_{eq} = \frac{K_\theta}{L_H^2} + 2EI \int_0^H \Psi''(s)^2 ds \quad (3.27)$$

$$F_{des} = m_D e \omega^2 \cos \omega t \quad (3.28)$$

$$F_{grav} = -\frac{K_\theta}{L_H} (\theta_{st} - \theta_0) - m_H g \frac{b}{L_H} - m_{EH} g - 2m_T g - m_E g - m_D g - 2\rho g \int_0^H \Psi^2(s) ds \quad (3.29)$$

SOLUCIÓN DEL SISTEMA

Se añade a la ecuación del movimiento el término de amortiguamiento:

$$M_{eq} \ddot{x} + C \dot{x} + K_{eq} x = m_D e \omega^2 \cos \omega t + F_{grav} \quad (3.30)$$

Utilizamos los siguientes cambios de variables:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_{eq}}} \quad (3.31)$$

$$C_{cr} = \sqrt{4K_{eq}M_{eq}} = 2M_{eq}\omega_n \quad (3.32)$$

$$\tau = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (3.33)$$

$$\xi = \frac{C}{C_{cr}} \quad (3.34)$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (3.35)$$

$$\omega_f = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (3.36)$$

Solución estática:

$$x_{st} = \frac{F_{grav}}{K_{eq}} \quad (3.37)$$

Solución homogénea:

$$x_h(t) = e^{-\frac{Ct}{2M_{eq}}} (C_1 \cos \omega_d t + C_2 \sin \omega_d t) \quad (3.38)$$

Solución particular:

$$x_p(t) = \frac{m_D \omega^2 e}{K_{eq} \sqrt{(1 - \tau^2)^2 + (2\tau\xi)^2}} e^{i(\omega t + \alpha)} = X e^{i(\omega t + \alpha)} \quad (3.39)$$

$$\frac{M_{eq} X}{M_D e} = \frac{\tau^2}{\sqrt{(1 - \tau^2)^2 + (2\tau\xi)^2}} \quad (3.40)$$

$$\alpha = \arctan\left(-\frac{2\xi\tau}{1 - \tau^2}\right) \quad (3.41)$$

Solución completa:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) + x_{st} \quad (3.42)$$

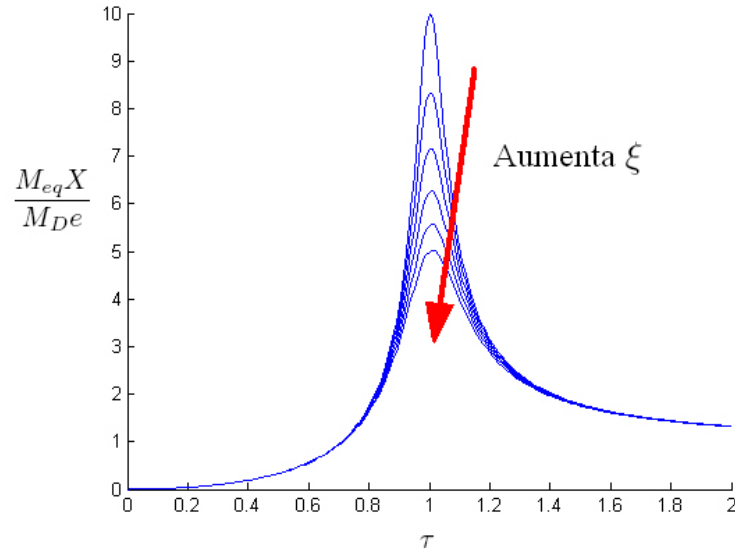


Figura 3.3: Amplitud en resonancia en función de ξ

3.2. Cálculo de las constantes del sistema

3.2.1. Cálculo de la rigidez de la probeta

La rigidez de la probeta depende del ángulo con el que está posicionada. Para un ángulo de 0° sólo existirá flexión pura y para un ángulo de 90° sólo existirá torsión pura. Para ángulos intermedios será necesario calcular su rigidez.

$$K_\theta = \frac{M}{\gamma} \quad (3.43)$$

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}_0 \quad (3.44)$$

Giro de flexión

$$\beta = \frac{M \cos \theta L_p}{E_p I_{pz}} \quad (3.45)$$

Giro de torsión

$$\alpha = \frac{M \sin \theta L_p}{G_p I_{px}} \quad (3.46)$$

Relaciones de los giros:

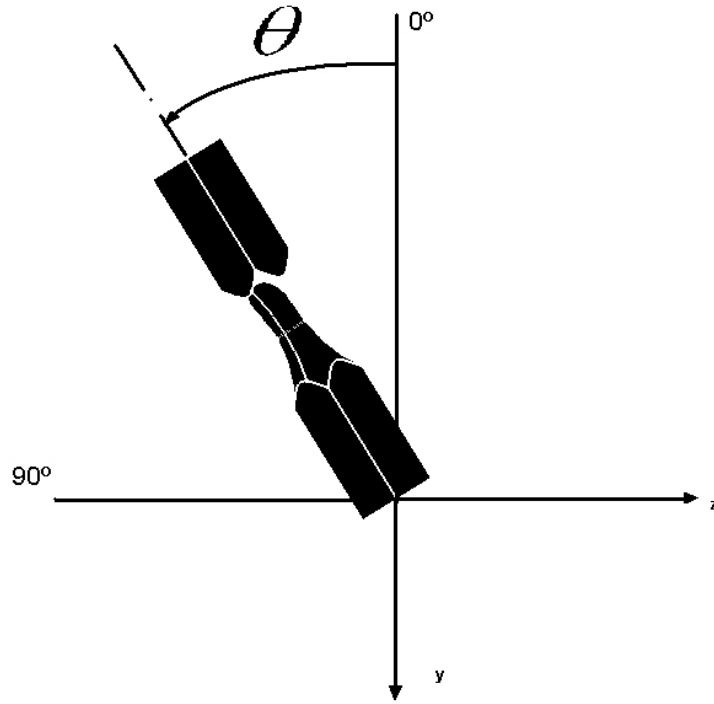


Figura 3.4: Posicionamiento de la probeta

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \gamma \end{pmatrix}_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \lambda \\ \alpha \\ \beta \end{pmatrix}_0 \quad (3.47)$$

$$\gamma = \alpha \sin \theta + \beta \cos \theta \quad (3.48)$$

$$K_\theta = \frac{M}{\gamma} = \frac{1}{\sin^2 \theta \frac{L_p}{G_p I_{px}} + \cos^2 \theta \frac{L_p}{E_p I_{pz}}} \quad (3.49)$$

$$I_{px} = \frac{\pi D^4}{32} \quad (3.50)$$

$$I_{pz} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (3.51)$$

3.2.2. Cálculo de la rigidez de las ballestas

En total tendremos cuatro ballestas, situadas de dos en dos de forma que cada pareja está unida en la punta de forma rígida. Se utiliza el cálculo matricial de estructuras para calcular la rigidez y la masa equivalente de las ballestas.

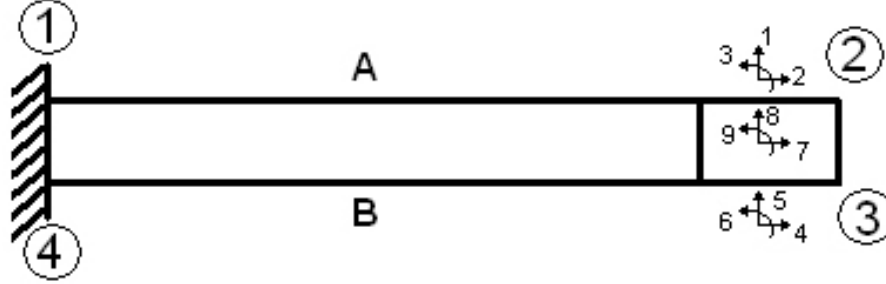


Figura 3.5: Ballestas

Para cada par de ballestas tenemos:

$$F = K\delta \quad (3.52)$$

$$\begin{pmatrix} F_i \\ N_i \\ M_i \\ F_j \\ N_j \\ M_j \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{EA}{L} & 0 & 0 & -\frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & 0 & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\ -\frac{EA}{L} & 0 & 0 & \frac{EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & 0 & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\ 0 & \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & 0 & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_i \\ u_i \\ \theta_i \\ x_j \\ u_j \\ \theta_j \end{pmatrix} \quad (3.53)$$

Para el sistema completo tenemos:

$$K = \begin{pmatrix} K_{11}^A & K_{12}^A & 0 & 0 \\ K_{21}^A & K_{22}^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{33}^B & K_{34}^B \\ 0 & 0 & K_{43}^B & K_{44}^B \end{pmatrix} \quad (3.54)$$

Puesto que en los puntos 1 y 4 los desplazamientos son nulos sólo tendremos que calcular la matriz en la zona central:

$$\bar{K} = \begin{pmatrix} K_{22}^A & 0 \\ 0 & K_{33}^B \end{pmatrix} \quad (3.55)$$

Ahora será necesario transformar los giros y desplazamientos de los puntos 2 y 3 al centro de la pieza rígida del extremo.

$$\bar{F} = \bar{T} \cdot \bar{F}' \quad (3.56)$$

$$\bar{u} = \bar{T} \cdot \bar{u}' \quad (3.57)$$

$$\bar{F}' = \bar{T}^T \bar{K} \bar{T} \bar{u}' = \bar{K}' \bar{u}' \quad (3.58)$$

$$\bar{T} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -D/2 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & D/2 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.59)$$

$$\bar{K}' = \begin{pmatrix} 1 & 0 & -D/2 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.60)$$

Donde D es la distancia existente entre las ballestas.

Finalmente tenemos el siguiente sistema:

$$\begin{pmatrix} 0 \\ F \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{2EA}{L} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{24EI}{L^3} & -\frac{12EI}{L^2} \\ 0 & -\frac{12EI}{L^2} & \frac{8EI}{L} + \frac{D^2 EA}{2L} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x \\ u \\ \theta \end{pmatrix} \quad (3.61)$$

Observando esta ecuación se puede concluir que $x = 0$. Si se busca la relación directa existente entre F y u se obtiene:

$$F = \frac{12EI}{L^3} \left[2 - \frac{12}{\frac{1}{2} \left(\frac{D}{b} \right)^2 + 8} \right] u \quad (3.62)$$

Se observa como el parámetro $\frac{D}{b}$ condiciona el comportamiento del sistema. D es la distancia entre las ballestas y b el espesor de éstas. Para $\frac{D}{b}$ tendiendo a infinito el sistema se comporta como un pórtico y no existirá giro θ en la punta. Para $\frac{D}{b}$ tendiendo a cero el sistema se comportará como una viga en voladizo.

$$\frac{D}{b} \rightarrow \infty \Rightarrow F = \frac{24EI}{L^3} u \quad (3.63)$$

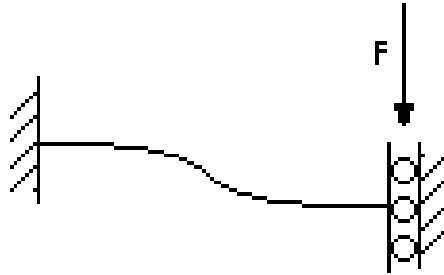


Figura 3.6: Comportamiento como pórtico

$$\frac{D}{b} \rightarrow 0 \Rightarrow F = \frac{6EI}{L^3} u \quad (3.64)$$

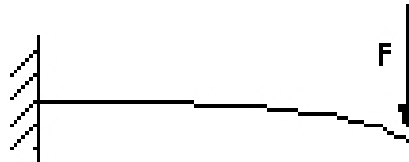


Figura 3.7: Comportamiento como viga en voladizo

El caso en el que nuestro sistema se aproxima más a un pórtico es cuatro veces más rígido que el otro. Además tiene la ventaja de no tener giro θ en la punta. Por estos dos motivos se intentará que las distancias entre las ballestas en la máquina sea lo más grande posible.

3.2.3. Cálculo del centro de percusión de la Horquilla

Se pretende que en los ensayos no aparezcan esfuerzos cortantes y sólo aparezcan momentos flectores y torsiones. Para que sobre la probeta solamente se aplique un momento y no aparezca ningún cortante la posición del eje superior de la horquilla debe ser tal que coincida con el centro de percusión de ésta. Para el dimensionado inicial de dicha posición se supondrá que la horquilla actúa como una viga perfecta y así la distancia desde la probeta al centro de percusión vendrá dada como una función directa de la longitud total de la viga. En las fases finales del diseño se utilizarán los datos obtenidos de masas e inercias del modelo de CATIA para calcular el centro de percusión de una forma más precisa. Será necesario hacerlo así porque la horquilla realmente tiene una forma distinta a la de una viga.

Procedemos a continuación a calcular el centro de percusión:

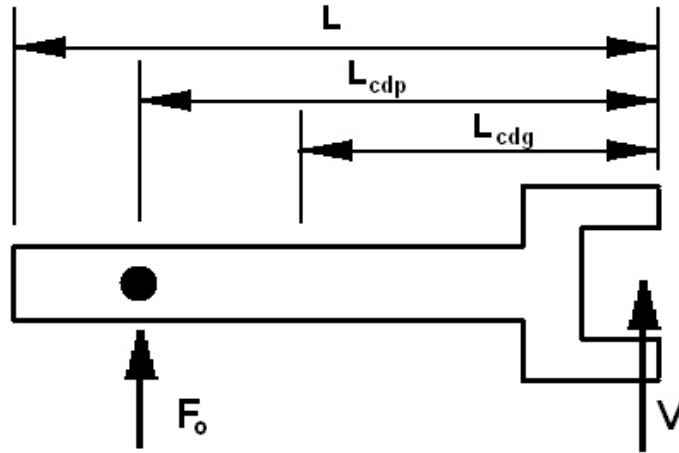


Figura 3.8: Equilibrio de fuerzas en la horquilla

Equilibrio de fuerzas verticales:

$$F_0 + V - Mg = Ma \quad (3.65)$$

Equilibrio de momentos:

$$F_0(L_{cdp} - L_{cdg}) - VL_{cdg} = I\alpha \quad (3.66)$$

Existe una relación geométrica entre α y a : $\alpha = \frac{2a}{L_{cdg}}$

El centro de percusión será aquel punto donde $V = 0$. Asimismo suponemos que podemos prescindir de la fuerza de la gravedad. Introducimos la ecuación del equilibrio de fuerzas en la de equilibrio de momentos:

$$Ma(L_{cdp} - L_{cdg}) - VL_{cdg} = \frac{2Ia}{L_{cdg}} \quad (3.67)$$

Operando se llega a la ecuación de segundo grado siguiente:

$$L_{cdp}^2 - L_{cdg}L_{cdp} - \frac{2I}{M} = 0 \quad (3.68)$$

Si despejamos la distancia de la probeta al centro de percusión y nos quedamos solamente con la solución positiva tenemos:

$$L_{cdp} = \frac{L_{cdg}}{2} + \sqrt{\frac{L_{cdg}^2}{4} + \frac{2I}{M}} \quad (3.69)$$

La solución positiva es la solución en la que el centro de gravedad de la horquilla está entre el centro de percusión y la probeta. En la solución negativa el centro de percusión está entre el centro de gravedad y la probeta. No se ha elegido esta última solución porque haría necesaria una horquilla excesivamente larga para la MEB.

Para el caso de una viga se tiene:

$$L_{cdg} = L/2$$

$$I = \frac{1}{12}SL^3$$

Finalmente se obtiene:

$$L_{cdp} = \frac{L}{4} \left(1 + \sqrt{\frac{11}{3}} \right) \quad (3.70)$$

3.2.4. Potencia Necesaria

Si se observa la ecuación que modela el sistema se puede concluir que es la misma que la de un sistema masa-muelle con un grado de libertad. En dicha ecuación existe un término que corresponde con la fuerza excitadora del sistema: $F_{exc} = m_D e \omega^2 \cos \omega t$. La potencia instantánea necesaria para mover todo el sistema será dicha fuerza por la variación del desplazamiento producido en el tiempo: $dx(t)/dt$. Para conocer la potencia global integramos la potencia instantánea a lo largo de un ciclo.

$x(t)$ se divide en tres componentes. La solución estática, la solución homogénea y la solución particular. La solución estática no varía en el tiempo por lo que $dx_{st}/dt = 0$. La solución homogénea es una solución transitoria en el tiempo por lo que no se tiene en cuenta. Así, para calcular la potencia, se utiliza únicamente la solución particular:

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt} = \frac{dx_p(t)}{dt} = \frac{dX \cos(\omega t + \alpha)}{dt} = -X\omega \sin(\omega t + \alpha) \quad (3.71)$$

$$p(t) = F(t) \cdot v(t) = -\frac{m_D^2 e^2 \omega^5}{K_{eq} \sqrt{(1 - \tau^2)^2 + (2\tau\xi)^2}} \cos(\omega t) \sin(\omega t + \alpha) \quad (3.72)$$

Como la máquina trabajará en resonancia se tiene que $\tau = 1$. Por lo que tenemos:

$$\alpha = \arctan\left(-\frac{2\xi\tau}{1 - \tau^2}\right) = \arctan(-\infty) = -\frac{\pi}{2} \quad (3.73)$$

$$p(t) = \frac{m_D^2 e^2 \omega^5}{2K_{eq}\xi} \cos^2(\omega t) \quad (3.74)$$

Ahora se integra para obtener la potencia media a lo largo de un periodo de longitud $T = \frac{2\pi}{\omega}$

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) dt = \frac{m_D^2 e^2 \omega^5}{4K_{eq}\xi} \quad (3.75)$$

El valor de $m_D e$ quedará fijado por las condiciones de ensayo, es decir, por el momento necesario a aplicar sobre la probeta para el ensayo requerido.

$$\frac{M_{eq} X}{m_D e} = \frac{\tau^2}{\sqrt{(1 - \tau^2)^2 + (2\tau\xi)^2}} \quad (3.76)$$

Si se tiene en cuenta que en condiciones de resonancia $\tau = 1$ y despejamos $m_D e$ se llega a:

$$m_D e = 2X M_{eq} \xi \quad (3.77)$$

El valor de X viene dado por el giro de la probeta: $X = \gamma L_H$. A su vez el giro de la probeta γ como se vió anteriormente vendrá dado por: $\gamma = \frac{M}{K_\theta}$

$$m_D e = 2M_{eq} \xi L_H M \frac{1}{K_\theta} \quad (3.78)$$

Finalmente, se introduce el valor de $m_D e$ en la ecuación de la potencia:

$$P = \xi \frac{L_H^2 M^2 M_{eq}}{K_\theta^2} \omega^3 \quad (3.79)$$

$$P = C \frac{L_H^2 M^2}{K_\theta^2} \omega^2 \quad (3.80)$$

Ésta será la potencia necesaria para mover la máquina, a la que habrá que sumar las pérdidas existentes en la correa de transmisión.

Obsérvese cómo la potencia necesaria depende directamente del factor de amortiguamiento ξ . Si ξ fuese cero la potencia necesaria para excitar el sistema sería cero también. Esto es, a su vez, algo muy deseable y un verdadero problema.

Que el valor de la potencia dependa directamente del factor de amortiguamiento es muy deseable por un lado porque ante un factor de amortiguamiento pequeño la potencia necesaria para mover la máquina será pequeña también.

Por otro lado es un verdadero problema porque a la hora de diseñar la MEB debemos estimar el valor de ξ . Para estimar dicho valor sólo nos podremos valer de la intuición y de la bibliografía sobre vibraciones. Entonces el valor de la potencia del motor vendrá dado por una simple estimación que no tendrá ninguna relación con ninguno de los parámetros de la máquina. Debido a esta circunstancia deberemos ser muy conservadores en este sentido.

Capítulo 4

Diseño de los parámetros del sistema

En este capítulo se pretenden definir las principales características de la MEB a partir de las ecuaciones obtenidas en el capítulo anterior. Se partirá de ciertos parámetros del sistema mecánico como pueden ser masas y rigideces, para posteriormente conseguir definir otros parámetros interesantes como pueden ser la frecuencia natural del sistema, la potencia necesaria y la masa de desequilibrio necesaria.

Entre las piezas de la máquina que afectan a dichos parámetros se encuentran la probeta, la horquilla, el eje de horquilla y sus elementos auxiliares, los tirantes, el eje de polea con la polea y los elementos auxiliares, la masa de desequilibrio y las horquillas.

Nótese como en este capítulo se toman datos del siguiente capítulo en el cual se define y diseña cada pieza concreta. El orden seguido en esta redacción no fue el orden que se siguió en el proceso de diseño. Esto es así porque el proceso de diseño es iterativo y, aunque en este documento es necesario definirlo de una forma lineal, en la realidad es un proceso en el cual se van definiendo distintas variables (a veces de forma independiente) hasta llegar a una convergencia. Para alcanzar dicha convergencia siempre se ha tenido en cuenta que algunos valores de los parámetros deben estar acotados, así:

- La frecuencia natural del sistema debe ser lo más alta posible
- Las propiedades de la probeta están definidas por las dimensiones de la probeta original de Gough y Pollard.
- La potencia del motor necesaria no debe ser excesiva. Un motor para esta máquina puede ser óptimo por debajo de los 2 CV.
- La carga máxima a aplicar sobre la probeta debe ser de 70 Nm (con el correspondiente dimensionado en relación a esta magnitud de los demás elementos).

Se puede comprobar como tanto la masa de desequilibrio necesaria para ejercer un estado tensional

sobre la probeta, como la potencia requerida por el sistema y la frecuencia natural del mismo dependen del factor de amortiguamiento ξ . La frecuencia natural varía muy poco al variar ξ por lo que se supuso constante. La potencia requerida aumenta a medida que aumenta ξ de forma lineal. La masa de desequilibrio necesaria aumenta también de forma lineal con el factor de amortiguamiento.

Como a priori el valor del factor de amortiguamiento no se pudo calcular y fue necesario estimarlo se fue muy conservador en este sentido y consultando la bibliografía se concluyó que dicho valor podría ser aproximadamente $\xi = 0,04$. Una vez que se montó la máquina se calculó un valor más aproximado mediante la lectura del valor de la potencia consumida por el motor en el variador ante varios regímenes de funcionamiento. Con este nuevo valor de ξ en el manual de funcionamiento se da de forma más aproximada el valor de masa desequilibrada que es necesario poner para alcanzar un nivel de carga deseado sobre la probeta.

4.1. Masas

De cara al sistema es importante definir el valor de la masa. Cuanto menor sea la masa equivalente mayor será la frecuencia del sistema:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_{eq}}} \quad (4.1)$$

Asimismo cuanto menor sea la masa del sistema menor será la potencia necesaria para moverlo:

$$P = C \frac{L_H^2 M^2}{K_\theta^2} \frac{K_{eq}}{M_{eq}} \quad (4.2)$$

En un principio, para definir el valor de las masas de los elementos se utilizaron formas geométricas sencillas similares a las del diseño. Posteriormente, se realizó un modelo en CATIA de la MEB y se tomaron las masas de los distintos elementos directamente del programa. La densidad del acero utilizado ha sido de 7800Kg/m^3 .

Además de la masa de cada elemento es necesario definir la masa equivalente; es decir, la masa que aporta al sistema masa-muelle según la expresión obtenida en el capítulo anterior:

$$M_{eq} = \frac{I_{ZH}}{L_H^2} + \frac{m_H b^2}{L_H^2} + m_{EH} + 2m_T + m_{EP} + m_D + 4 \frac{13}{35} m_B \quad (4.3)$$

ELEMENTO	Masa (kg)	Inercia (Kg/m^2)	Expresión en M_{eq}	Masa Equivalente (kg)
Horquilla	4,48	0,1	$\frac{I_{ZH}}{L_H^2} + \frac{m_H b^2}{L_H^2}$	1,97
Eje de Horquilla	0,6	-	m_{EH}	0,6
Tirantes	0,286	-	$2m_T$	0,572
Eje de Polea	6,6	-	m_{EP}	6,6
Masa de desequilibrio	0,198	-	m_D	0,198
Ballestas	3,36	-	$4\frac{13}{35}m_B$	5,00

Para la Masa Equivalente total tenemos:

$$M_{eq} = 14,95Kg \quad (4.4)$$

Es necesario analizar el valor de algunos de los elementos:

Para la horquilla tenemos que su masa es de 4,48 Kg mientras que su masa equivalente se reduce a 1,97 Kg. Esta reducción es debida a que de cara al sistema masa-muelle y a las inercias que se ponen en juego en éste la horquilla se encuentra apoyada en un extremo por lo que en ella se mueve menor cantidad de masa.

La masa de desequilibrio se ha tomado de 198 gr que es la masa necesaria para el caso más desfavorable. Esta masa es variable según el grado de sollicitación que se le quiera aplicar a la probeta y su valor es un resultado del desarrollo que estamos realizando, por lo que para obtenerlo sería necesario iterar. Se ha elegido el valor mayor que puede tomar para que estemos siempre del lado de la seguridad. De todas formas, no debemos preocuparnos por el valor de dicha masa porque si se supusiese que no aporta nada a la Masa Equivalente total el error tanto en la frecuencia natural como en la potencia necesaria sería del 0,66 %.

El valor aportado por las ballestas a la masa equivalente total es variable con la longitud efectiva de éstas. El valor aportado ha sido el más desfavorable, que se da cuando las ballestas están en su máxima longitud.

4.2. Rigidez de los elementos elásticos

Los principales elementos elásticos del sistema son la probeta y las ballestas. La rigidez de la probeta viene dada por el diseño original de Gough y Pollard. Para dimensionar la rigidez de las ballestas

el elemento limitante será la potencia máxima que puede suministrar el motor.

$$K_{eq} = K_{probeta} + K_{ballesta} = \frac{K_{\theta}}{L_H^2} + \frac{24EI}{L^3} \left[2 - \frac{12}{\frac{1}{2} \left(\frac{D}{b} \right)^2 + 8} \right] \quad (4.5)$$

El valor de la rigidez de la probeta cambia con el material y con la posición de ésta entre 0° para flexión y 90° para torsión. Los valores extremos para este elemento son:

$$\text{Probeta a flexión pura de fundición de aluminio: } K_{probeta} = \frac{K_{\theta}}{L_H^2} = 3193N/m$$

$$\text{Probeta a torsión pura de acero de alta resistencia: } K_{probeta} = \frac{K_{\theta}}{L_H^2} = 7394N/m$$

Tras varias iteraciones se puede llegar a la conclusión de que las ballestas deben tener unas dimensiones de 60 mm de ancho por 12 mm de espesor y 60 cm de largo (Valor elegido entre la gama de productos del mercado).

Bajo estas condiciones la rigidez de las ballestas es:

$$K_{ballesta} = \frac{12EI}{L^3} \left[2 - \frac{12}{\frac{1}{2} \left(\frac{D}{b} \right)^2 + 8} \right] = 294336N/m \quad (4.6)$$

Puesto que el valor de la rigidez de las ballestas es muy superior al de la probeta suponemos que éste es constante y tomamos para su valor $K_{probeta} = 7394N/m$ correspondiente al caso más desfavorable.

$$K_{eq} = K_{probeta} + K_{ballesta} = 302000N/m \quad (4.7)$$

4.3. Frecuencia natural

Una vez calculada la masa equivalente y la rigidez equivalente la frecuencia natural viene dada por:

$$\omega = \sqrt{\frac{K_{eq}}{M_{eq}}} = 141,9rad/s = 1355rpm \quad (4.8)$$

Este valor será aproximadamente constante con los valores de la posición y la carga a aplicar sobre la probeta. Si es necesario realizar un ensayo a mayor velocidad se ha dispuesto de una serie de taladros que permiten disminuir la longitud efectiva de las ballestas. Esto sólo podrá hacerse si la potencia necesaria para el ensayo lo permite.

4.4. Masa de desequilibrio

La masa de desequilibrio para un momento a aplicar de 70 Nm (Momento necesario para romper una probeta de acero de alta resistencia a torsión de forma casi-estática) y 69 mm de desequilibrio será:

$$m_D = 2M_{eq}\xi L_H M \frac{1}{eK_\theta} = 198gr \quad (4.9)$$

Para un momento a aplicar de 4,3 Nm que se corresponde con el límite a fatiga de una probeta de fundición de aluminio sometida a flexión el valor de la masa de desequilibrio es mucho más bajo:

$$m_D = 2M_{eq}\xi L_H M \frac{1}{eK_\theta} = 3,1gr \quad (4.10)$$

4.5. Potencia necesaria

La máxima potencia necesaria será:

$$P = \xi \frac{L_H^2 M^2 M_{eq}}{K_\theta^2} \omega^3 = 1053W \quad (4.11)$$

Se elegirá un motor de 1500 W (2CV) para tener un margen de seguridad y para contrarrestar las pérdidas en la correa.

Capítulo 5

Diseño de elementos

En este capítulo se explica cómo se han diseñado y dimensionado los distintos elementos de la máquina. Ante cualquier duda acudir al **Apéndice C** en el que se encuentran todos los planos de la misma.

5.1. Probeta

El dato de partida para el diseño de la máquina será el rango de tensiones al que debe estar sometida la probeta. Para determinar dichas tensiones tendremos tres variables en las que movernos: tipo de material de la probeta, posición de la probeta y grado de sollicitación. Se buscarán los máximos y mínimos valores de tensiones requeridos mediante un estudio de las variaciones en esos campos.

Tipo de material de la probeta: Los materiales más característicos y para los que seguramente tendrá uso la máquina serán aluminios, aceros y titanios en todo su rango de composiciones y aleaciones. También se podrá utilizar la máquina para cualquier otro tipo de aleación siempre que no se superen los valores máximos de tensiones.

Posición de la probeta: Puesto que la rigidez de la probeta es distinta a flexión que a torsión será necesario un valor distinto del momento aplicado para conseguir el mismo nivel de tensión equivalente de Von-Mises.

Grado de sollicitación: Se pretende romper una probeta a fatiga, por lo que las tensiones aplicadas sobre la probeta variarán entre unos valores ligeramente inferiores a la tensión de rotura hasta unos valores aproximadamente la mitad de ésta, los cuales se corresponderán con la tensión límite a fatiga.

Con todos estos datos se concluye que el caso más desfavorable se daría para un acero de alta resistencia con 1400 MPa de límite de rotura trabajando a torsión y con ciclos de fatiga próximos al límite

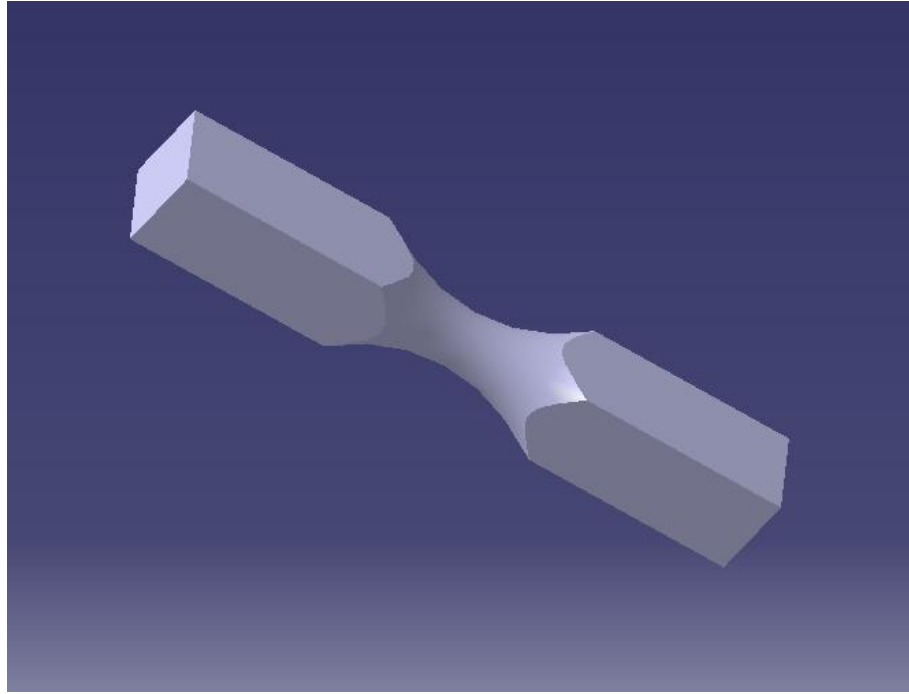


Figura 5.1: Probeta en 3D

de rotura.

La forma de la probeta utilizada por la máquina tendrá la misma forma que la original utilizada por Gough y Pollard. Es una probeta maciza con extremos de sección cuadrada para poder agarrarla y una zona central rebajada para que la rotura se produzca en dicha zona.

Una vez determinado en 1400 MPa el nivel máximo de sollicitación de la probeta, se debe conocer el momento a aplicar por parte de la horquilla para alcanzar ese nivel de tensiones. Se comprobará para qué tipo de sollicitación será necesario aplicar un valor mayor, para flexión o para torsión:

Flexión:

$$\sigma_F = \frac{32M_F}{\pi D^3} = M \cos \theta \frac{32}{\pi D^3} \quad (5.1)$$

Torsión

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi D^3} = M \sin \theta \frac{16}{\pi D^3} \quad (5.2)$$

Si se utiliza el criterio de Von-Mises para sumar ambas contribuciones:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(M \cos \theta \frac{32}{\pi D^3}\right)^2 + 3 \left(M \sin \theta \frac{16}{\pi D^3}\right)^2} \quad (5.3)$$

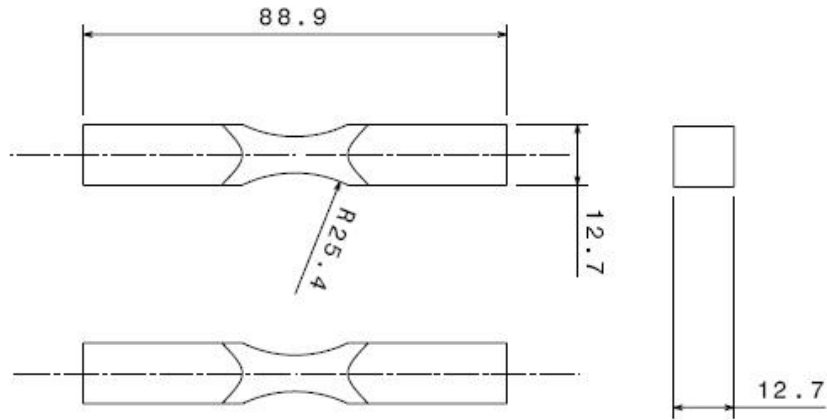


Figura 5.2: Plano de la probeta

Despejando el momento a aplicar se llega a:

$$M = \sigma_{VM} \frac{\pi D^3}{32} \frac{1}{\sqrt{\cos^2 \theta + \frac{3}{4} \sin^2 \theta}} \quad (5.4)$$

El diámetro de la sección más estrecha de la probeta es de 7,62 mm.

Teniendo en cuenta esto el momento a aplicar en el caso más desfavorable para flexión pura es:

$$M = \sigma_{VM} \frac{\pi D^3}{32} = 1400 \cdot 10^6 Pa \frac{\pi(7,62 \cdot 10^{-3} m)^3}{32} = 60,81 Nm \quad (5.5)$$

Para el caso de torsión pura tenemos:

$$M = \sigma_{VM} \frac{2\pi D^3}{32\sqrt{3}} = 1400 \cdot 10^6 Pa \frac{2\pi(7,62 \cdot 10^{-3} m)^3}{32\sqrt{3}} = 70,22 Nm \quad (5.6)$$

Se puede concluir que el máximo momento a aplicar sobre la probeta por parte de la horquilla es de 70,22 Nm. Valor alcanzado si se aplica un estado de torsión pura sobre la probeta.

5.2. Cogidas

Las cogidas de la probeta son el pedestal, la mordaza, la mandíbula superior y la mandíbula inferior. Es necesario que la probeta esté sujeta por ambos extremos realizando presión sobre ella. Para conseguir esto se fabricarán esas cuatro piezas mecanizadas. Las cogidas se apretarán gracias a cuatro tornillos por

cada par. La necesidad de espacio hace que sean imprescindibles tornillos Allen con alojamiento. Para alojar la probeta se realizará en cada cogida un rail mediante una fresa. Para centrar la pieza se dispondrán unos topes.

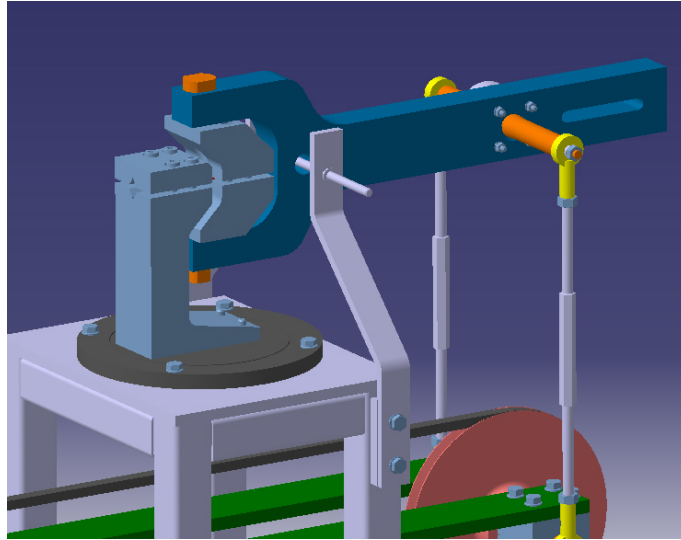


Figura 5.3: Zona de las cogidas de la probeta

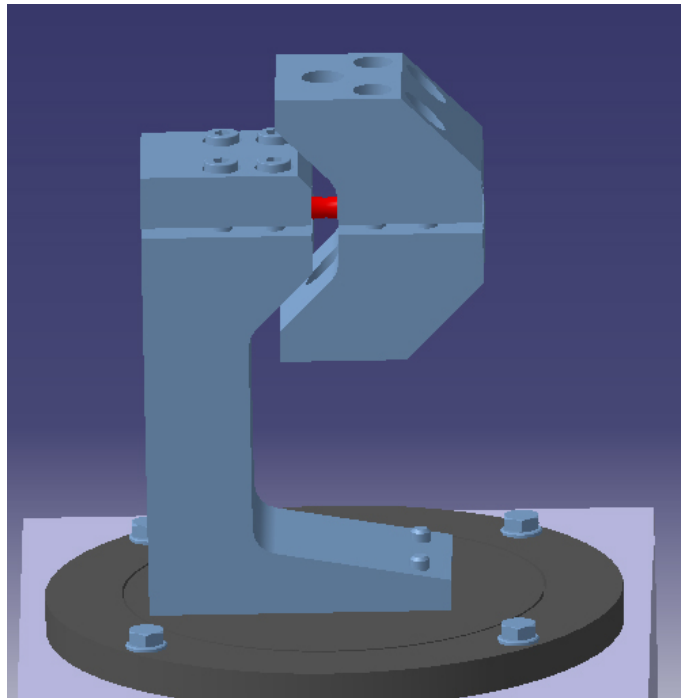


Figura 5.4: Detalle de la zona de las cogidas

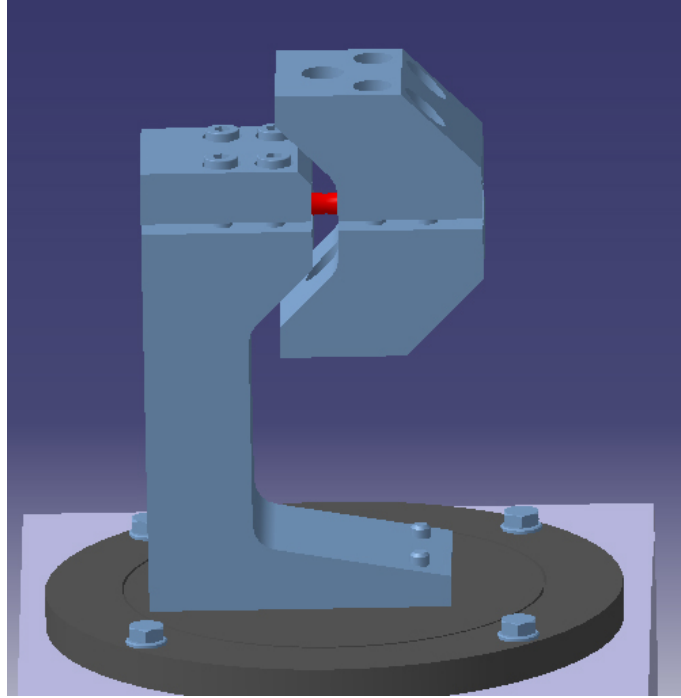


Figura 5.5: Detalle de la zona de las cogidas

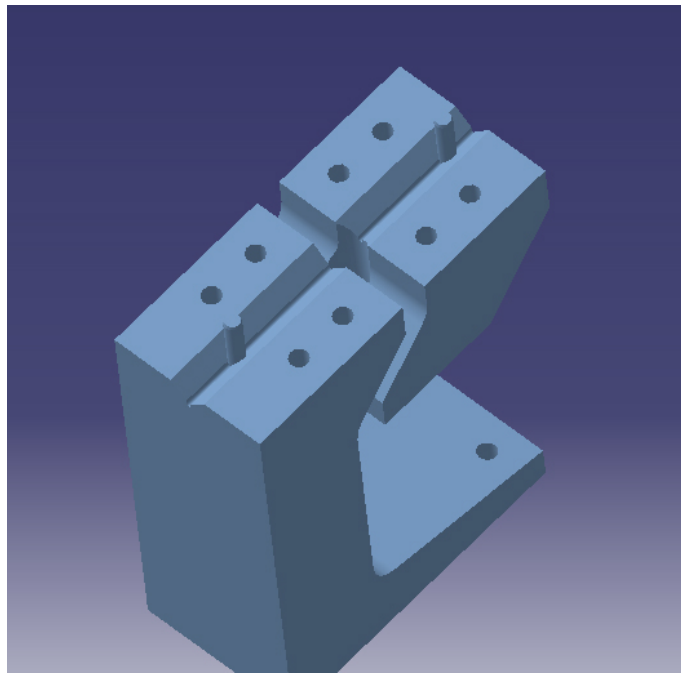


Figura 5.6: Detalle del rail existente en las cogidas para el posicionado de la probeta

5.2.1. Cálculo de los tornillos

Para calcular la posición de los tornillos se divide el espacio efectivo de cogida de una forma coherente de modo que el apriete se reparta lo más homogéneamente posible. Si la distancia entre tornillos se dispone de forma simétrica con respecto a la probeta se conseguirá un ensayo bajo condiciones más homogéneas. Asimismo se dispondrá del espacio efectivo más grande posible para repartir mejor las cargas en la probeta.

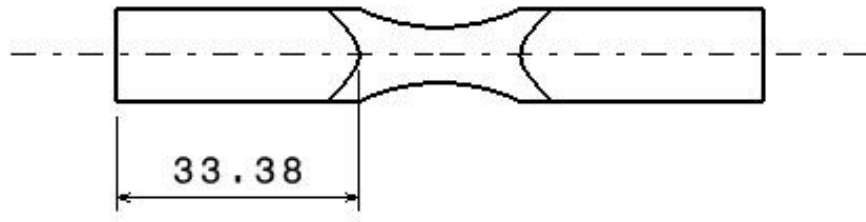


Figura 5.7: Longitud efectiva de las cogidas

Las cogidas aprietan la probeta gracias a los tornillos. Debido al par de apriete aplicado sobre dichos tornillos éstos están pretensados a tracción y las cogidas a compresión.

Si se tiene en cuenta la disposición de los tornillos se puede afirmar que gracias al pretensado sólo trabajan estáticamente a tracción.

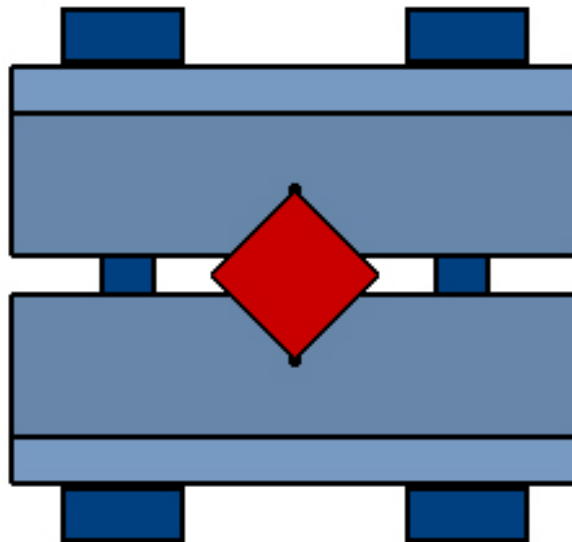


Figura 5.8: Modelo simplificado utilizado para analizar las cogidas

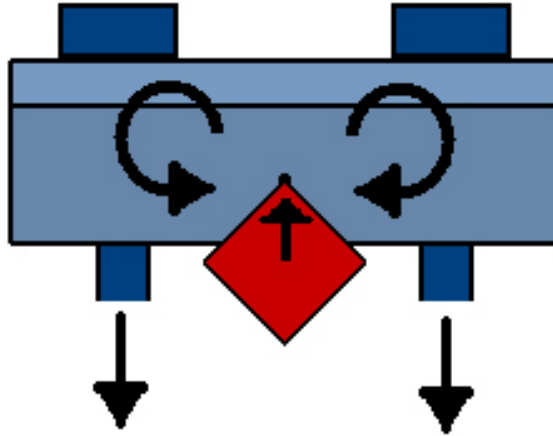


Figura 5.9: Esfuerzos existentes en la probeta, las cogidas y los tornillos

Para un empaquetado como el que se tiene en las cogidas la carga total en los tornillos es:

$$F_B = F_i + \epsilon P \quad (5.7)$$

Donde F_B es la carga total en el perno, F_i es la precarga inicial estática y P es la carga externa oscilatoria aplicada.

ϵ viene dada por:

$$\epsilon = \frac{K_B}{K_B + K_M} \quad (5.8)$$

Todo esto ha sido sacado de la norma DIN 1. En esta última ecuación K_B es la rigidez de los tornillos y K_M es la rigidez de las cogidas. Puesto que la rigidez de las cogidas será mucho mayor que la de los pernos se tendrá que $\epsilon \rightarrow 0$ y el sistema se comportará como si trabajase de forma estática.

La resistencia de los tornillos depende del pretensado. Se eligen tornillos de métrica 8 y calidad 8.8.

La calidad 8.8 se corresponde con un acero de un límite a rotura de $80kg/mm^2$, es decir de un límite elástico de $627MPa$.

Siguiendo la norma ISO 898/1 se llega a que el par de apriete óptimo para un tornillo de este tipo es de 23 Nm llegando al 85 % del límite elástico, es decir a una tensión de 533 MPa.

5.2.2. Cálculo del pedestal

Dentro de las cogidas el pedestal es el elemento que tiene la forma más esbelta por lo que su cálculo será crítico. Además, es el elemento que transmite los esfuerzos aplicados sobre la probeta a la torreta, y a su vez a la bancada. Este elemento se asemejará a una viga trabajando a flexión. Si la probeta se encuentra a 0° trabajará por la posición donde su sección le hace más desfavorable. Sin embargo, si la probeta trabaja a 90° la inercia de su sección será mayor y estará en una posición menos desfavorable. Por esto solamente se calcula en la posición a 0° .

Para esta pieza:

$$b = 40mm$$

$$a = 60mm$$

$$L \approx 150mm$$

$$M = 70,22Nm$$

$$E = 2,1 \cdot 10^{11}N/m^2$$

Primero se comprueba el nivel de tensiones alcanzado en su fibra más desfavorable. El valor de esas tensiones es muy bajo y no llega al límite elástico ni es necesario hacer un cálculo a fatiga:

$$\sigma = \frac{M b}{I} = \frac{M b}{\frac{ab^3}{12}} = 4,38MPa \quad (5.9)$$

A continuación se comprueba el valor de las deflexiones existentes en la pieza:

$$u = \frac{L^2}{2EI}M = 0,01175mm \quad (5.10)$$

$$\theta = \frac{L}{EI}M = 1,56 \cdot 10^{-4}rad \quad (5.11)$$

Como era de esperar los desplazamientos en la punta del pedestal son muy pequeños y se puede considerar que éste actúa como un sólido-rígido.

Si los niveles de tensiones y desplazamientos son tan bajos en el pedestal no será necesario el cálculo de la mordaza, la mandíbula superior y la mandíbula inferior, siendo éstas tres mucho menos esbeltas que el pedestal.

5.3. Plato circular

El plato circular está formado por tres piezas: el plato sobre el que va sujeto el pedestal, la base superior de la torreta y la brida de apriete. La brida de apriete va atornillada a la base superior de la torreta. Gracias a la brida se consigue sujetar el plato por la presión ejercida por los tornillos.

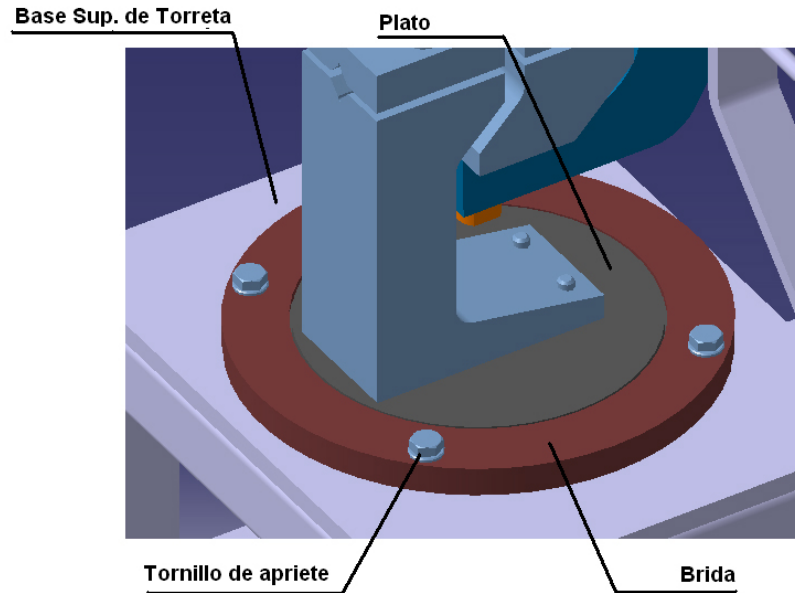


Figura 5.10: Detalle de la zona del plato circular

El grosor de los distintos elementos está sobredimensionado para que no se produzca ningún tipo de distorsión en los resultados de los experimentos. Nótese que el espesor del plato es de 20 mm mientras que la sección mínima de la probeta es de 7,62 mm.

Entre la brida y la base superior de la torreta existen unos alojamientos para cuatro muelles que hacen que cuando el operario afloje los tornillos para cambiar la posición de la torreta la brida se levante y permita el movimiento libre del plato.

Asimismo existe en el plato una serigrafía que indica a que ángulo se está realizando el ensayo.

5.4. Tornillos de unión entre las mandíbulas y la horquilla

Para poder permitir el giro de la probeta y a su vez conseguir en cada ensayo una sujeción firme utilizamos dos tornillos diseñados específicamente que unen la horquilla y las mandíbulas.

El tornillo inferior es un tornillo sin cabeza en el que existen dos planos para poder apretarlo. La

zona correspondiente a la horquilla no es roscada mientras que la zona correspondiente a la mandíbula inferior sí. De esta forma al apretarlo se introduce en la mandíbula inferior sin que se ejerza ninguna tensión en ninguna pieza.

El tornillo superior tiene cabeza e igualmente está roscado en la zona de la mandíbula superior mientras que no lo está en la zona de la horquilla. Al apretar este tornillo se termina cerrando la horquilla y se aprisionan las mandíbulas, de esta forma se consigue que el conjunto quede solidario.

Estos tornillos trabajarán a tracción pero por seguridad se calcula como si trabajasen a flexión. El momento máximo que tendrán que soportar entre ambos es de $70,22 \text{ Nm}$ por lo que cada uno de ellos trabajará con la mitad de carga aproximadamente $35,11 \text{ Nm}$.

La mínima sección de ambos tornillos es una zona roscada de M18 con una entalla al final de $0,5 \text{ mm}$ de radio y $0,5 \text{ mm}$.

Pasamos a hacer el cálculo a fatiga: Suponemos que los tornillos son de acero de $S_u = 1050 \text{ Mpa}$

El límite a fatiga será la mitad: $S_f^* = 0,5 \cdot 1050 \text{ Mpa} = 525 \text{ Mpa}$

Incluimos los diferentes coeficientes:

Acabado superficial (Mecanizado) : $k_a = 0,69$

Tamaño: $k_b = 0,85$

Fiabilidad (90 %): $k_c = 0,897$

Concentración de tensiones: $K_f = 2,5$

$S_f = 0,69 \cdot 0,85 \cdot 0,897 \cdot \frac{1}{2,5} \cdot 525 \text{ Mpa} = 110,479 \text{ Mpa}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32MFS}{\pi S_f}} \quad (5.12)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 35,11 \text{ Nm}}{\pi 110,48 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}} = 0,0186 \text{ m} \quad (5.13)$$

5.5. Horquilla

La horquilla es el elemento encargado de transmitir los esfuerzos a la probeta. Sobre su centro de percusión se aplica una fuerza provocada por el desequilibrio de las masas que se traduce en un momento aplicado en la probeta.

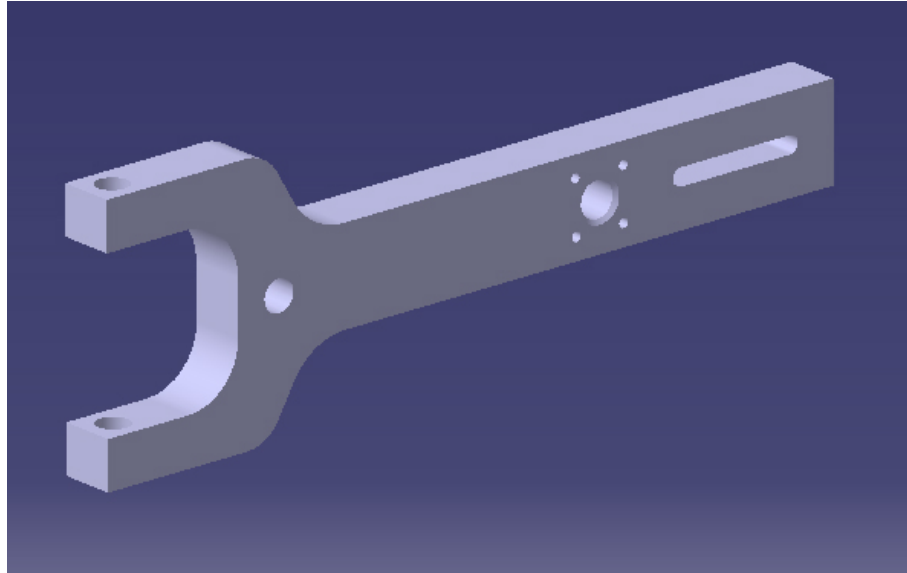


Figura 5.11: Horquilla

Es necesario que la probeta gire respecto a la horquilla de la viga por lo que se deben tener en cuenta las dimensiones de las piezas en las distintas posiciones de la probeta para que ningún elemento choque.

La longitud de la horquilla será de 500 mm y la distancia desde la probeta al centro de percusión de 321 mm. La sección de la horquilla en la zona más fina es de 60x34 mm.

Las tensiones en este elemento serán:

$$\sigma = \frac{M b}{I} \frac{1}{2} = \frac{M b}{\frac{ab^3}{12} \frac{1}{2}} = 3,44MPa \quad (5.14)$$

El valor de esas tensiones alcanzadas es muy bajo y no llega al límite elástico ni es necesario hacer un cálculo a fatiga.

A continuación se calculan los desplazamientos alcanzados por el elemento:

$$u = \frac{L^2}{2EI} M = 0,0281mm \quad (5.15)$$

$$\theta = \frac{L}{EI}M = 2,49 \cdot 10^{-6}rad \quad (5.16)$$

Bajo estos desplazamientos se puede considerar la horquilla rígida a efectos de cálculo.

5.6. Eje superior

El eje superior es aquel que une la horquilla con las varillas. Este eje dispone de un resalto que le permite la unión a la horquilla mediante una brida y cuatro tornillos. La unión entre el eje y las varillas se realiza mediante rótulas. El eje dispone de unos alojamientos para las rótulas ajustadas mediante unos separadores y unas tuercas.

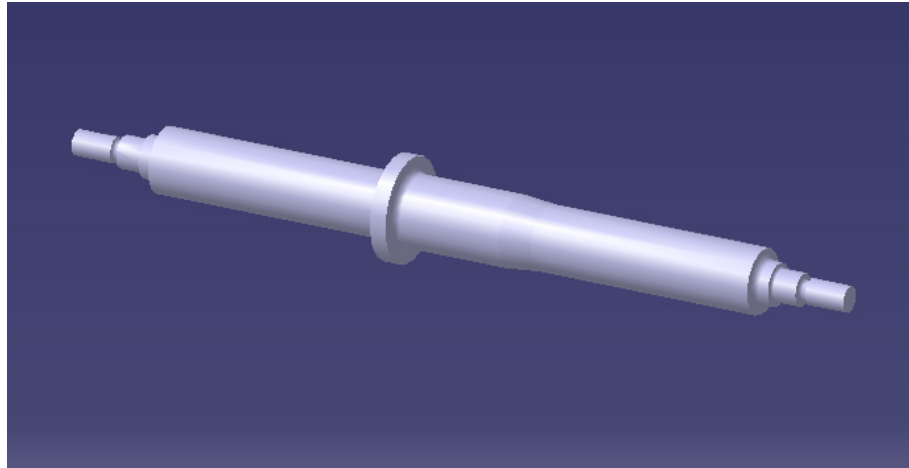


Figura 5.12: Eje superior

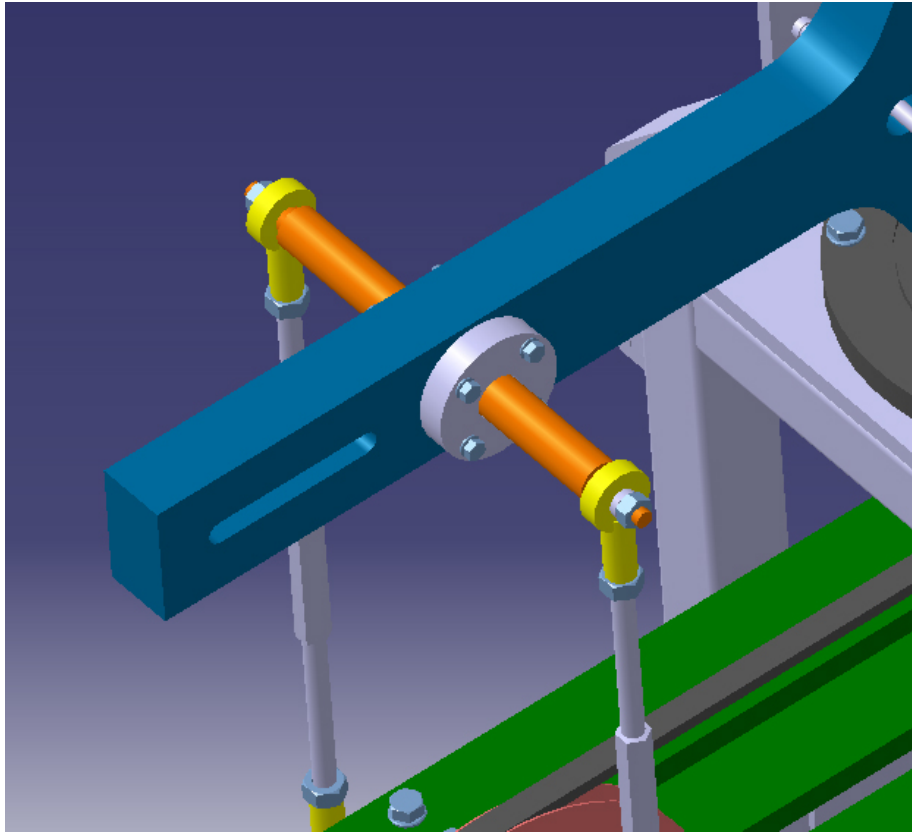


Figura 5.13: El eje superior en el conjunto

A continuación se realiza un estudio a fatiga para buscar cuál es el diámetro mínimo que necesitará el eje para poder resistir a los esfuerzos de la máquina.

La fuerza que deberá aguantar es:

$$F = \frac{M}{L_{cp}} = \frac{70,22Nm}{0,3436m} = 204,36N \quad (5.17)$$

Sabiendo que el eje tiene una longitud de 200 mm se realiza en él el siguiente equilibrio de fuerzas:

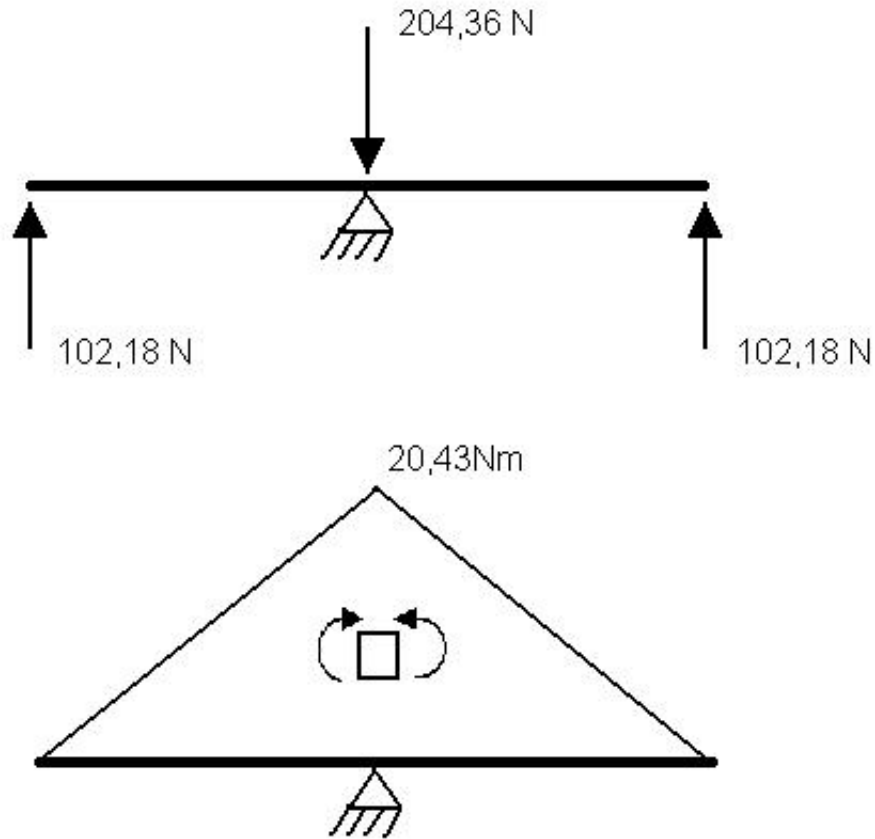


Figura 5.14: Equilibrio de fuerzas en el eje superior

Se supone que el eje es de acero de $S_u = 1050MPa$

El límite a fatiga será la mitad: $S_f^* = 0,5 \cdot 1050MPa = 525MPa$

Incluimos los diferentes coeficientes:

Acabado superficial (Mecanizado) : $k_a = 0,69$

Tamaño: $k_b = 0,85$

Fiabilidad (90 %): $k_c = 0,897$

Concentración de tensiones: $K_f = 2,5$

$$S_f = 0,69 \cdot 0,85 \cdot 0,897 \cdot \frac{1}{2,5} \cdot 525 \text{MPa} = 110,479 \text{MPa}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32MFS}{\pi S_f}} \quad (5.18)$$

Si FS=2:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2 \cdot 20,44 \text{Nm}}{\pi 110,48 \cdot 10^6 \text{N/m}^2}} = 0,015 \text{m} \quad (5.19)$$

El diámetro mínimo será de 15 mm , en la máquina realmente se usará un diámetro de 20 mm puesto que un diámetro de 15 mm es demasiado fino.

5.7. Varillas

Las varillas son los elementos que unen el eje superior con el eje inferior. Están sujetas a ambos ejes mediante rótulas. Cada varilla está roscada a una de las rótulas mediante rosca a derechas y a la otra mediante rosca a izquierdas. Esta configuración permitirá ajustar su longitud efectiva y aplicar una tensión media sobre la probeta distinta de cero.

El problema fundamental para los tirantes es el pandeo. A continuación, se realiza la comprobación de su aguante ante pandeo. La longitud de cálculo empleada es de 400 mm y su diámetro de 10 mm (El valor de la longitud de cálculo empleada no coincide con el posterior utilizado en la máquina pero está del lado de la seguridad porque dicho valor es de 305 mm)

La carga real que debe aguantar cada tirante es de 102,18 N. La carga crítica de pandeo es:

$$P_{cr} = n\pi^2 \frac{EA}{(l/r)^2} \quad (5.20)$$

Para el caso de una varilla con una rótula en cada extremo tenemos que n=1.

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{2,1 \cdot 10^4 N/m^2 \pi (0,005m)^2}{(400mm/5mm)^2} = 25409N \quad (5.21)$$

Es muy difícil que los tirantes lleguen al valor de pandeo.

Ahora es necesario calcular que pasa si aplicamos un pretensado sobre las varillas. Se calcula de forma que por cada vuelta de rosca se ve el aumento/disminución de distancia que tiene el sistema. Al ser rosca fina por cada vuelta de rosca tendremos un aumento/disminución de 1,25 mm de distancia por cada rótula. Como existen dos rótulas por cada varilla el valor total será de 2,5 mm.

El sistema se puede modelar como un sistema formado por dos muelles unidos a un elemento de longitud variable. El primer muelle se corresponde a la probeta y en él se produce un desplazamiento x . El segundo muelle se corresponde a las ballestas y tiene un desplazamiento y .

$$x - y = 2,5 \cdot 10^{-3} \quad (5.22)$$

Las fuerzas deben ser iguales para que exista equilibrio:

$$F_x + F_y = 0 \quad (5.23)$$

$$F_x = K_B x = \frac{12EI}{L^3} \left[2 - \frac{12}{\frac{1}{2} \left(\frac{D}{b} \right)^2 + 8} \right] x \quad (5.24)$$

$$F_y = K_P y = \frac{K_\theta}{L_B^2} y \quad (5.25)$$

El valor del desplazamiento x será:

$$x = \frac{K_B}{K_P + K_B} \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} m \quad (5.26)$$

De cálculos anteriores tenemos que la constante elástica de las ballestas es: $K_B = 294336N/m$

Para la probeta el valor de K_P de cálculo elegido es:

$$K_P = 7394N/m$$

Con estos valores los desplazamientos son:

$$x = 2,44mm$$

$$y = -0,06mm$$

La fuerza que tendrán que soportar los tirantes será:

$$F_T = \frac{|F_x|+|F_y|}{2} = |F_x| = 18N$$

Es decir, por cada vuelta de pretensado aumentará la carga de los tirantes en 18 N. Es muy difícil que éstos lleguen al pandeo por el pretensado.

Asimismo la carga estática aplicada sobre la probeta por cada vuelta de pretensado de las varillas será: $18N \cdot 0,321m = 5,77Nm$

5.8. Rótulas

Se utilizarán rótulas de la marca SFK por su calidad, siendo esta cualidad muy necesaria para una máquina que estará trabajando en todo momento en resonancia.

El diámetro de los ejes en las puntas es de 10 mm y el de los tirantes de 10 mm también. Bajo estas condiciones, se eligen las rótula GIL 10 UK y GIR 10 UK en el catálogo de SKF . Las denominaciones GIL y GIR distinguen las rótulas con rosca a izquierda con las de rosca a derecha.

Elegiremos rótulas con tapas de teflón autolubricadas para evitar deterioros.

Utilizando las normas correspondientes del catálogo se comprueba que las rótulas aguantan con creces las cargas.

5.9. Eje Inferior

El eje inferior une las varillas con las ballestas. A su vez este eje sustenta la polea mediante dos rodamientos. Dicho eje dispone de un resalto central para fijar los dos rodamientos de la polea. También dispone de resaltos para fijar la posición de los amarres de las ballestas. En los extremos del eje se encuentran, al igual que en el eje superior, un roscado y unos alojamientos para fijar las rótulas.

En este eje las cargas son las mismas que en el eje superior por lo que el diámetro mínimo necesario será también de 15mm.

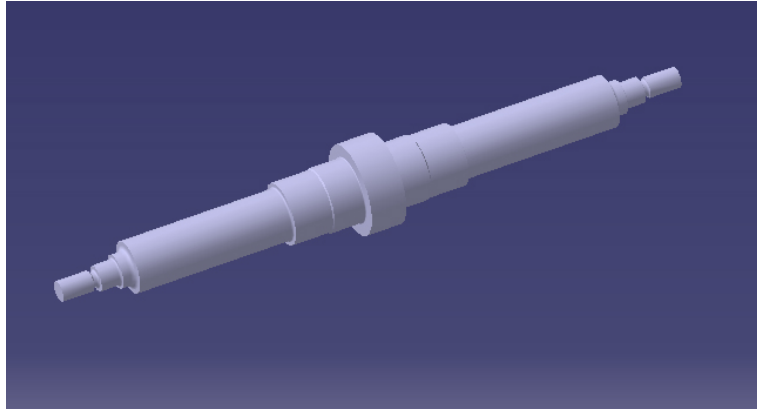


Figura 5.15: Eje inferior

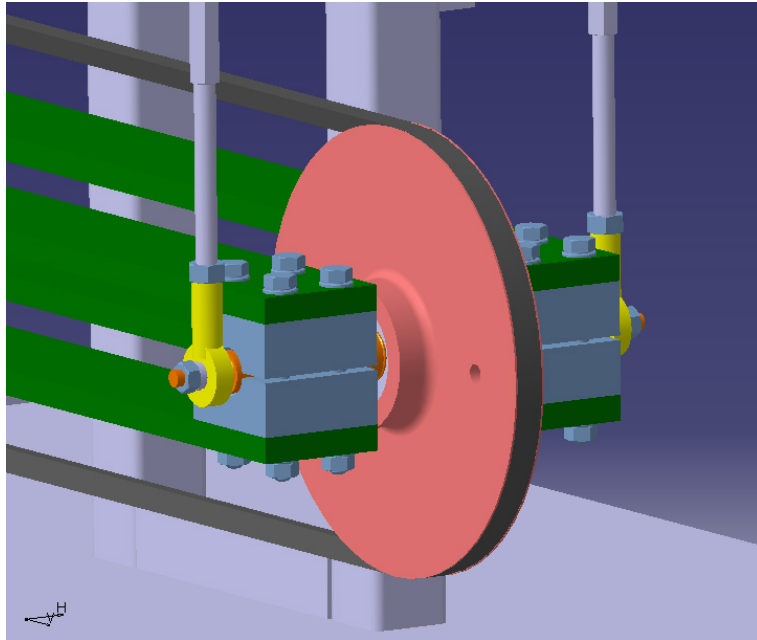


Figura 5.16: Montaje del eje inferior

5.10. Polea

La polea tiene doble función. Por un lado, es el elemento encargado de recibir la tracción de la correa para girar. Por el otro, en ella se situará la masa desequilibrada para producir el estado de fatiga sobre la probeta.

En el interior del eje de la polea se han mecanizado dos ranuras para poner dos anillas elásticas que eviten que los rodamientos se salgan.

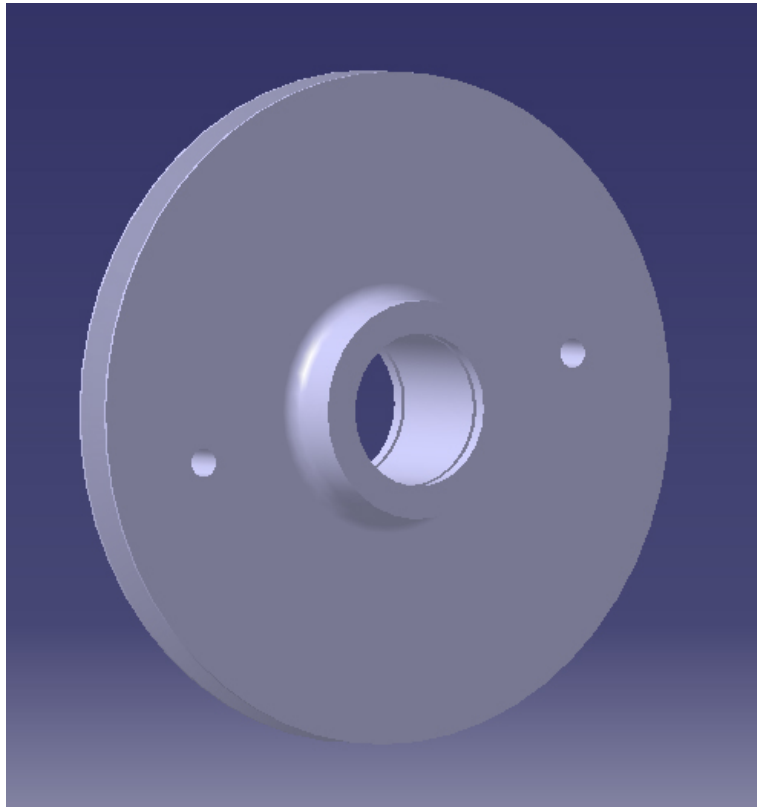


Figura 5.17: Polea

5.11. Amarres

Los amarres se encargan de unir el eje inferior con las ballestas. La unión entre ambos se hace mediante presión gracias a cuatro tornillos. Se forma una estructura similar a un sandwich.

5.12. Rodamientos del eje inferior

El rodamiento elegido ha sido el 6005 2ZR del catálogo SKF. Este rodamiento ha sido seleccionado únicamente por sus dimensiones. Las cargas que le transmite la máquina son mucho menores que las cargas máximas según las normas de dicho catálogo. De nuevo, al igual que las rótulas, se han elegido con tapas de teflón y autolubricados para aumentar su duración.

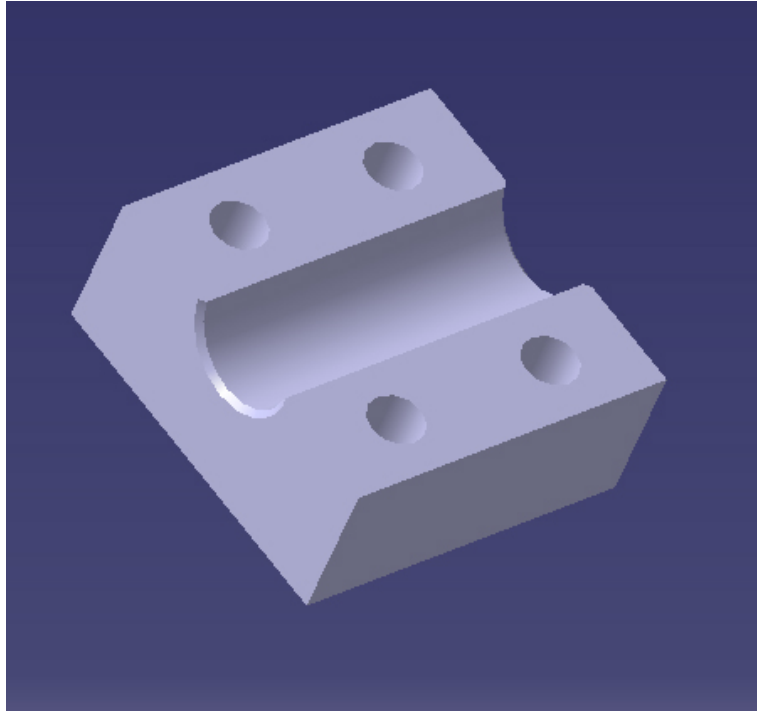


Figura 5.18: Amarres

5.13. Masas de desequilibrio

Como se vio anteriormente el valor de la masa de desequilibrio varía entre 3 gr y 198 gr.

En la polea se realizarán dos agujeros en posiciones opuestas. Si la masa de desequilibrio necesaria es pequeña se dispondrán dos tornillos iguales en cada agujero de la polea y tantas arandelas como sean necesarias en una de ellas. Si la masa de desequilibrio necesaria es grande solamente se dispondrá un tornillo y las arandelas necesarias.

5.14. Ballestas

Las ballestas son los elementos elásticos que le dan a la máquina las propiedades necesarias para que se comporte como un sistema resonante. Disponen de varios taladros para poder disminuir su longitud y de esta forma aumentar la velocidad del ensayo en caso de no ser necesaria una excesiva potencia.

Las ballestas se unen al chasis mediante el dado y el prisma. Estas piezas tienen la longitud suficiente para evitar que la polea toque en el suelo durante el funcionamiento de la máquina.

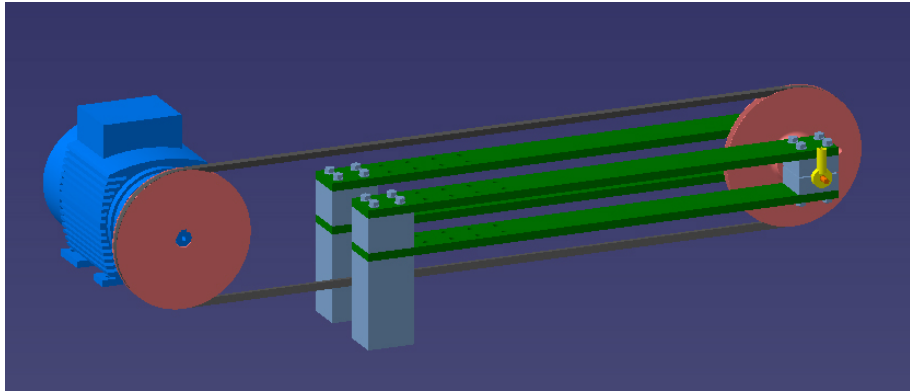


Figura 5.19: Ballestas

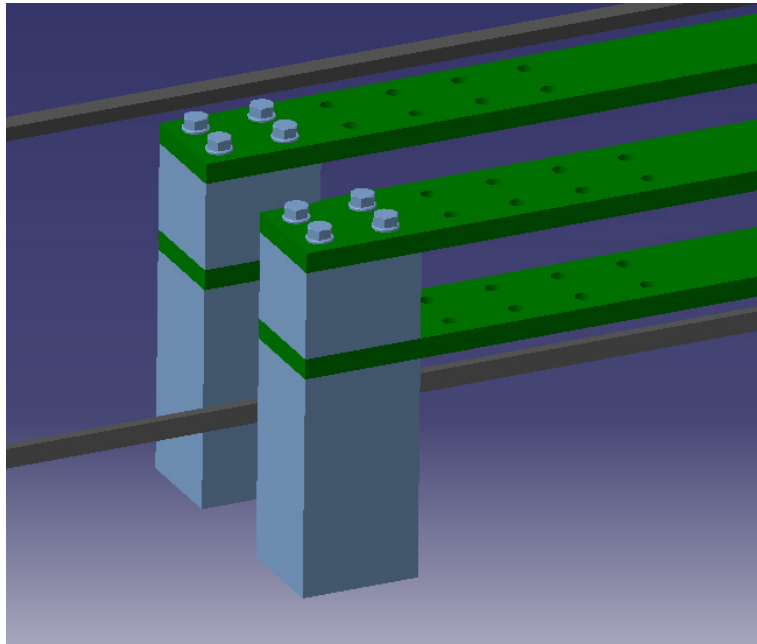


Figura 5.20: Amarres de las ballestas

5.15. Motor

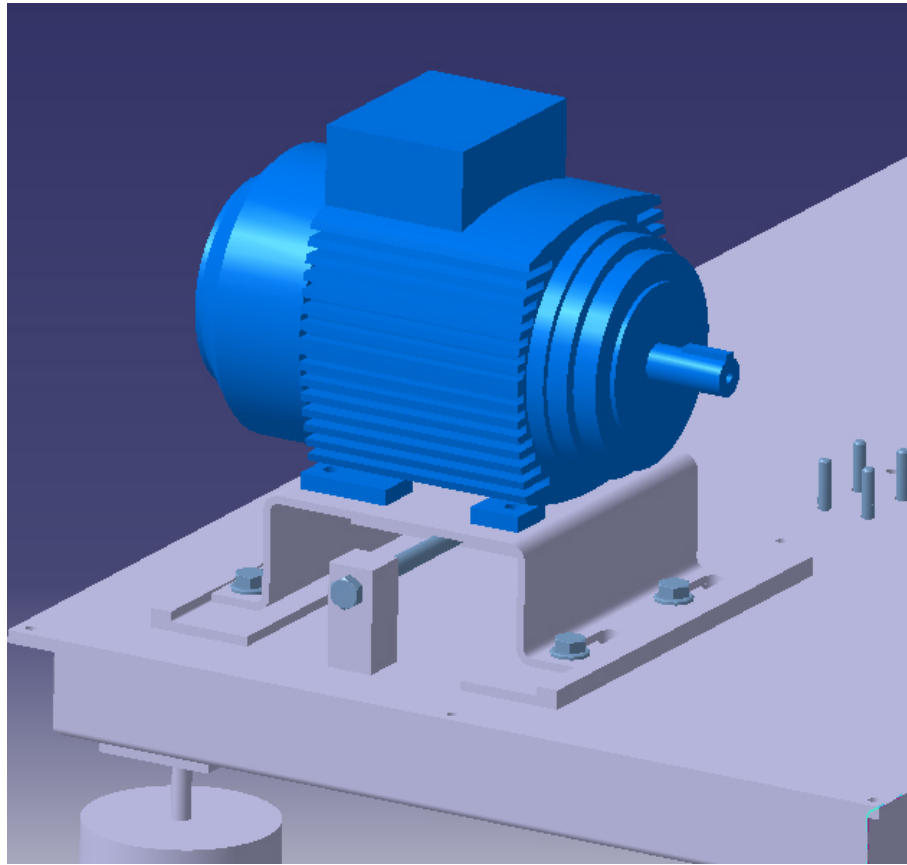


Figura 5.21: Motor

La potencia estimada para realizar los ensayos bajo las condiciones más adversas es de 1053 W. Se elige un motor de 1500 W porque además de las pérdidas en el sistema mecánico no controladas debemos añadir las pérdidas en la polea. El motor será de la marca ABB por su calidad.

El motor va montado sobre un puente que permite el tensado de la correa. El puente se apoya sobre unos railes y mediante un tornillo sinfín permite variar la posición del motor y a su vez la tensión de la polea.

5.16. Correa

Debido a las pequeñas cargas los cálculos nos dicen que debemos utilizar una correa SPZ , las pequeñas dimensiones de dicha correa nos llevan a sustituirla por una SPA.

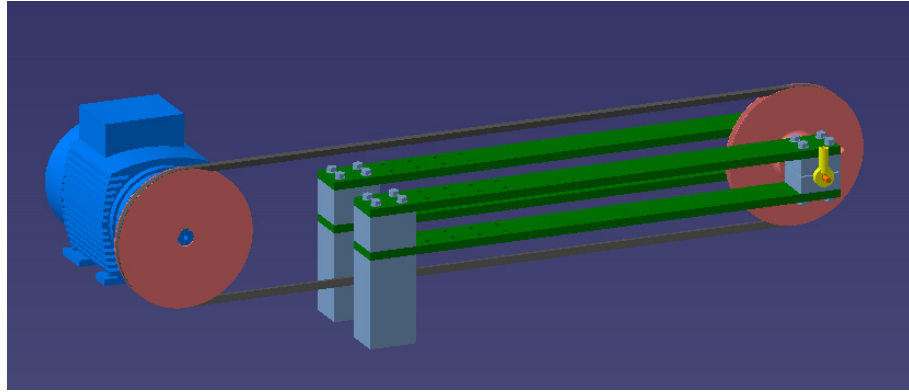


Figura 5.22: Correa

5.17. Torreta

La misión de la torreta es sujetar el plato que a su vez fija la probeta. Dicho elemento estará compuesto por una base superior de chapa de 10 mm rigidizada con tubos de sección cuadra 40.2. Es importante que esta pieza sea lo suficientemente rígida para que no afecte a las condiciones de ensayo. Asimismo a estos elementos se unirán cuatro patas también de perfil cuadrado 40.2. En la zona inferior las patas se unirán dos a dos mediante dos perfiles en L 40.4. A su vez en dichos perfiles en L se realizarán seis taladros para unir la torreta a la bancada.

La unión entre todos los elementos se hará mediante soldadura. Para hacer el cálculo de las uniones a fatiga se han utilizado las reglas de diseño **BS-5400** (Similar al Eurocodigo N° 3). Estas reglas de diseño a fatiga son de aplicación en uniones soldadas en edificios industriales, puentes de ferrocarril y carretera, bastidores de máquinas u otras condiciones similares. En uno de los puntos de dicha norma se dice que se ignora la tensión media. En otro punto se afirma que los efectos de fatiga pueden ignorarse si el número de ciclos al que la pieza va a estar sometida es inferior a un cierto valor o si el rango de tensiones es inferior a 26 MPa. En nuestro caso, pretendemos que el valor de las tensiones se encuentre por debajo de ese valor límite puesto que cualquier pieza debe aguantar más que la probeta.

La torreta siempre estará sometida al momento flector aplicado por la horquilla independientemente de la posición de la probeta. A la hora de calcular las tensiones sólo tenemos en cuenta aquellas soldaduras que transmiten carga como son las que unen las patas con la plataforma superior. No sería necesario calcular la unión de los rigidizadores puesto que no transmiten carga.

Calculamos el valor de las tensiones en la unión patas-plataforma superior. Suponemos que el valor de la garganta es $a=2\text{mm}$ (Dicho valor no será el valor real a la hora de materializar dicha soldadura pero así nos movemos por el lado de la seguridad).

$$\sigma = \frac{M}{I} z_{max} = \frac{M}{I} \left(\frac{x}{2} + L \right) \quad (5.27)$$

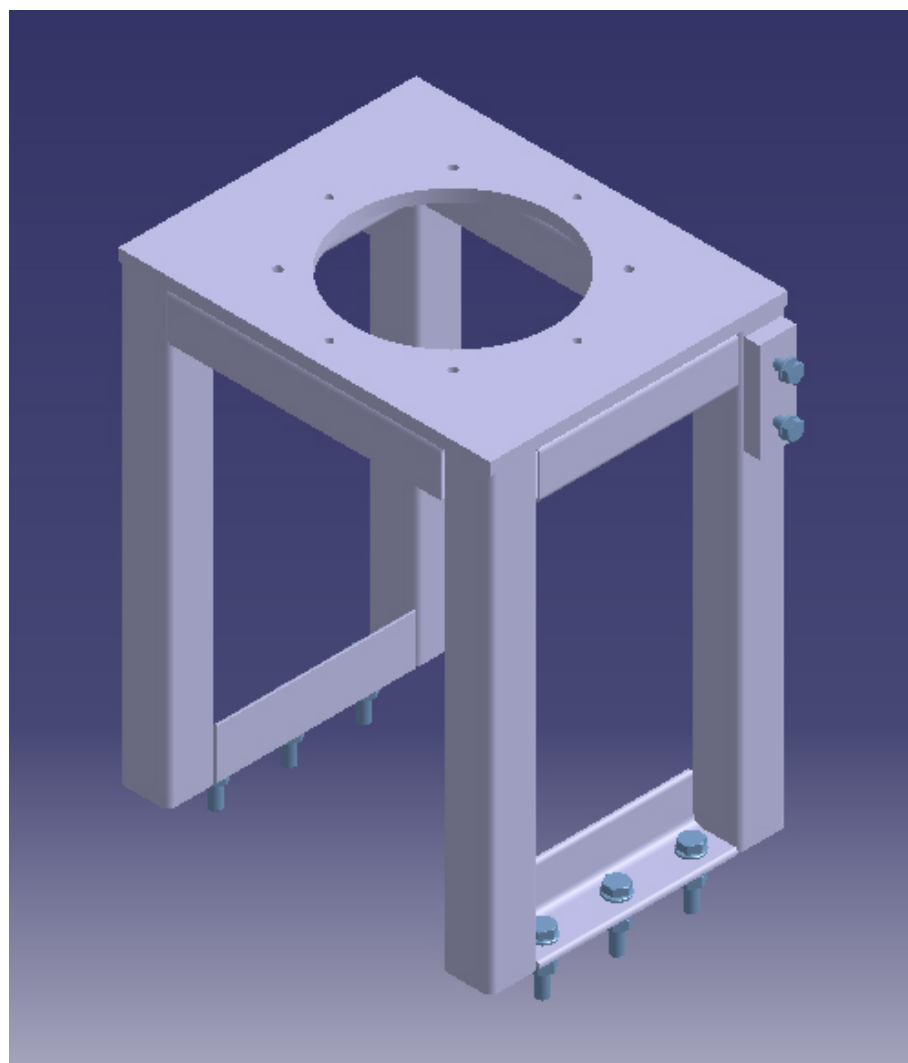


Figura 5.23: Torreta

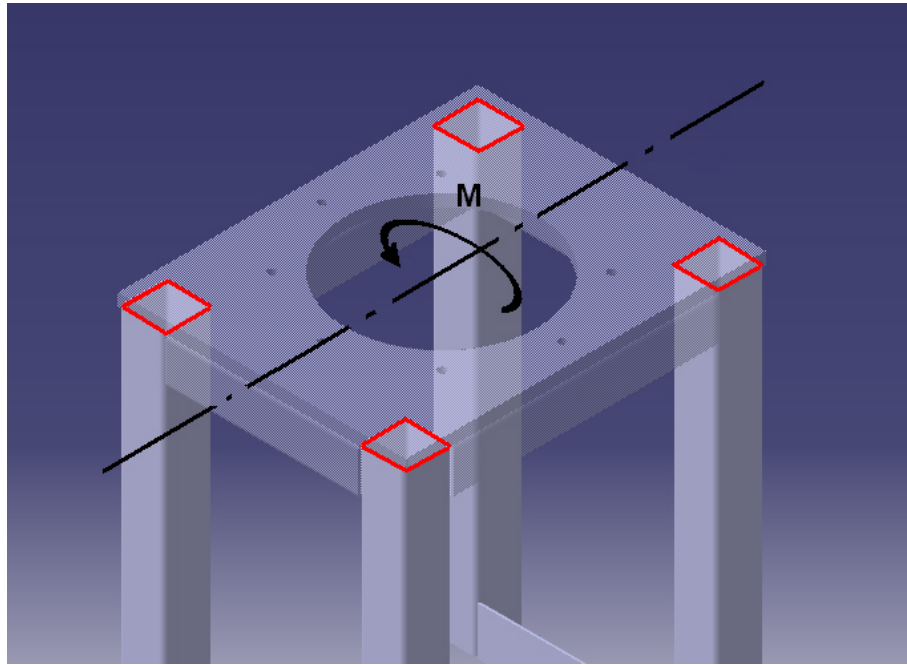


Figura 5.24: Aplicación del momento flector y posición de los cordones de soldadura

$$I = 4 \cdot 4(aL) \left(\frac{x + L}{2} \right)^2 = 16(2mm \cdot 40mm) \left(\frac{160mm + 40mm}{2} \right)^2 = 12,8 \cdot 10^6 mm^4 \quad (5.28)$$

$$\sigma = \frac{70,22Nm}{1,28 \cdot 10^{-5}m^4} \cdot 0,12m = 0,65MPa \quad (5.29)$$

Para calcular la unión entre las patas y las piezas inferiores suponemos que el momento total ejercido se transmite como axiles a través de cada pata. De esa forma la tensión transmitida entre estos dos elementos es un cortante t_n

5.18. Chasis

Es el elemento que sujeta todos los demás elementos de la máquina. Asimismo proporciona a la máquina la masa necesaria para evitar que ésta se mueva durante los ensayos. La masa total de la máquina está situada entre 160 Kg y 200 Kg.

Esta pieza debe ser lo suficientemente rígida para evitar que su flexibilidad pueda distorsionar

los ensayos. Por esto, durante su fabricación, se une a perfiles tubulares de sección 60x40x2 por todo su perímetro.

El chasis se apoya sobre cuatro patas antivibratorias. Estas patas son de gran tamaño. Se eligieron unas que según el fabricante aguantan hasta 600 Kg cada una. Este sobredimensionado de las patas es debido a la naturaleza oscilatoria de las cargas de la máquina. Asimismo son regulables en altura para poder adaptar la máquina a superficies irregulares.

5.19. Caja de protección

La máquina se dividió en dos zonas de protección: la caja y la jaula.

En la caja se encuentran el motor, el variador y la consola de mando, así como otros componentes eléctricos necesarios. Para fabricarla se utilizó chapa plegada.

Una de las caras de la caja se utiliza como consola de mando pudiendo ser retirada para acceder al interior. Asimismo la caja dispone de dos agujeros de ventilación para evitar el sobrecalentamiento de los elementos eléctricos y del motor. En el agujero inferior se dispone un ventilador y en el superior se encuentra una simple rejilla para evitar la entrada de objetos extraños.

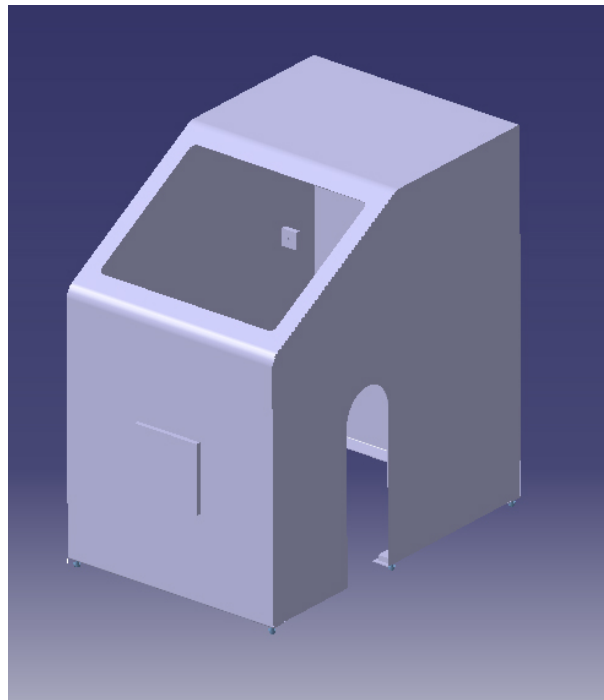


Figura 5.25: Caja de protección

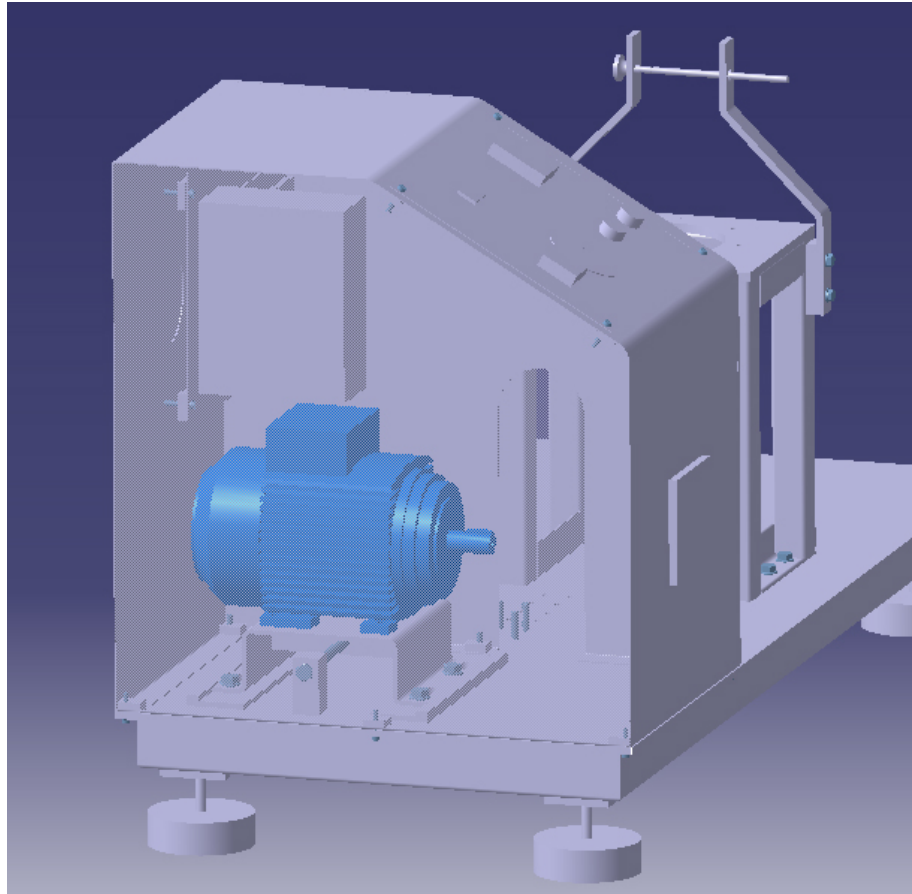


Figura 5.26: Interior de la Caja de protección

5.20. Jaula de protección

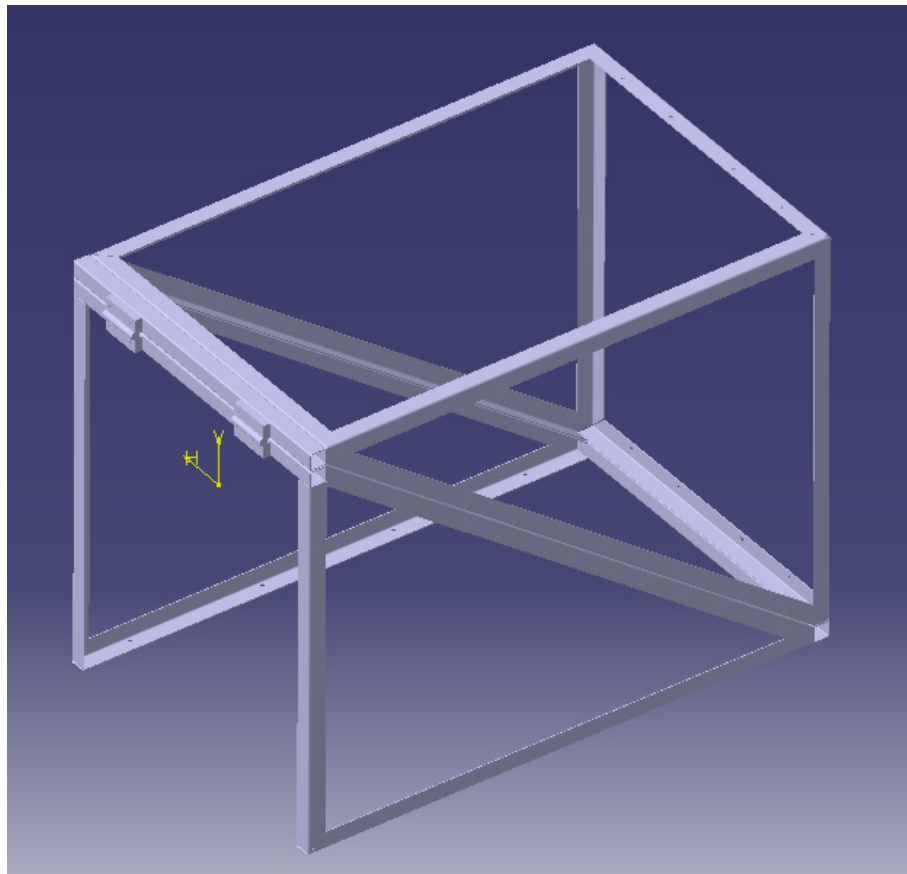


Figura 5.27: Jaula de protección

La Jaula de protección guarda los elementos mecánicos de la máquina y protege a los usuarios frente a un funcionamiento anómalo de ésta. Se realizará con perfiles en L y tela metálica. Irá provista de un resorte de gas para conseguir un cierre y apertura ergonómicos.

Capítulo 6

Sistema eléctrico

A continuación se exponen los elementos del Sistema eléctrico mediante las dos figuras siguientes:

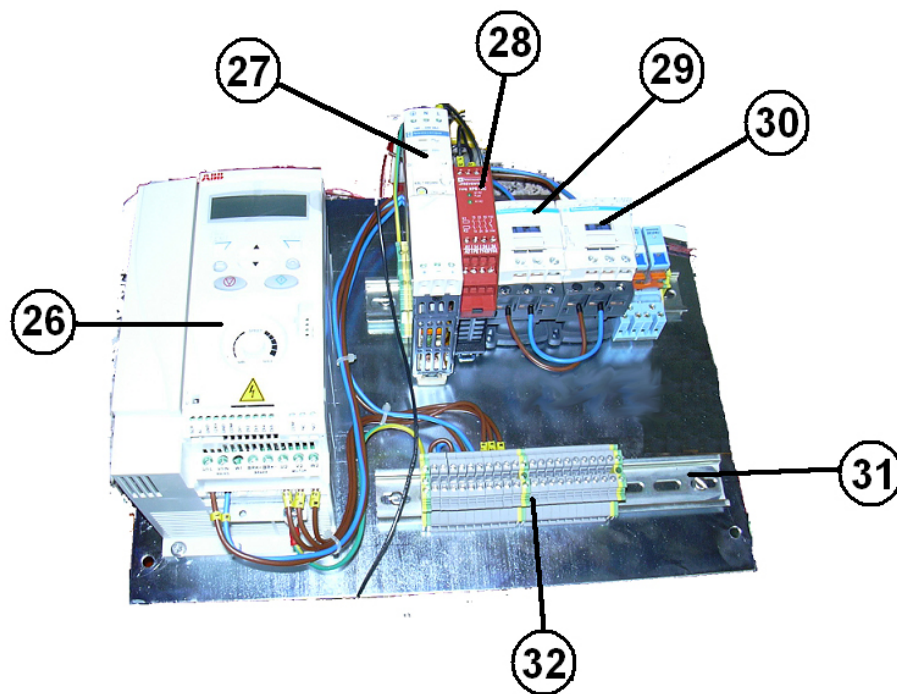


Figura 6.1: Cuadro eléctrico

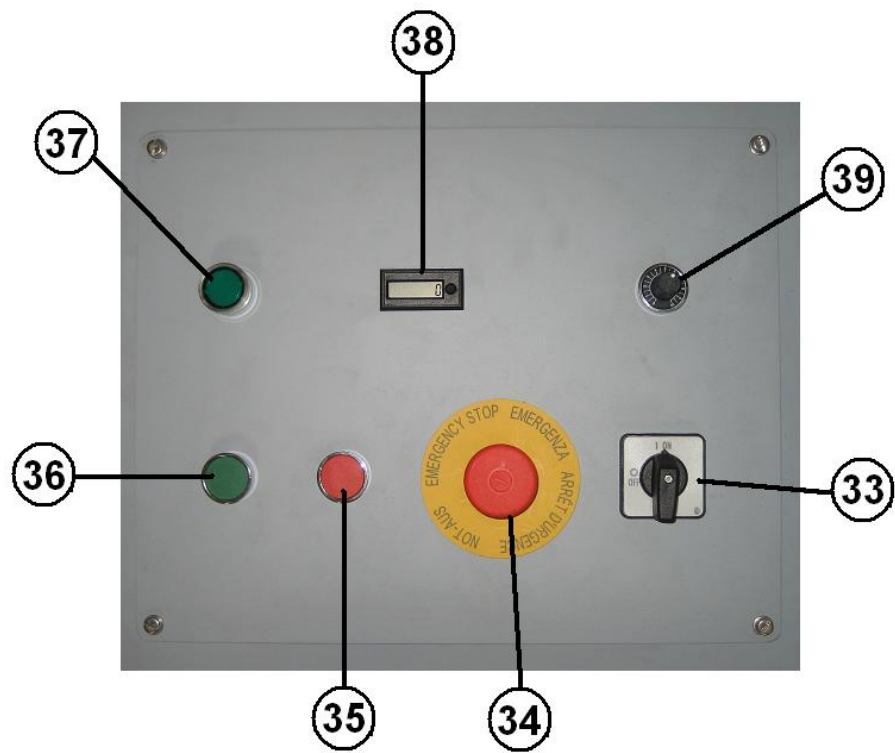


Figura 6.2: Mando de control

- 26.-Variador
- 27.-Fuente de corriente de 12V
- 28.-Relé de seguridad
- 29.-Relé 1
- 30.-Relé 2
- 31.-Carril DIN
- 32.-Bornas de conexión
- 33.-Interruptor general
- 34.-Parada de emergencia
- 35.-Botón de parada
- 36.-Botón de marcha
- 37.-Botón de rearme
- 38.-Contador
- 39.-Potenciómetro

La instalación eléctrica comprende el enchufe, el motor eléctrico, el cuadro eléctrico, los sensores y la consola de control.

El enchufe es una simple manguera con un conector hembra. La corriente a suministrar a la máquina debe ser corriente alterna bifásica 220V.

El motor eléctrico es un motor trifásico de 2CV (1,5 Kw) de la marca comercial ABB. Dicho motor será alimentado y controlado por el variador.

El cuadro eléctrico se compone del variador, de una fuente de corriente continua de 12V, del relé de seguridad, de otros dos relés y de varias bornas de conexión.

El variador es de la marca comercial ABB. Su función es transformar la corriente bifásica de 220V en corriente trifásica para alimentar el motor y controlar su velocidad. Dicho variador consta de varias entradas digitales y analógicas que permiten su control mediante los elementos de la consola de mandos.

El relé de seguridad es un relé magnetotérmico que evita las condiciones de cortocircuito y proporciona seguridad a los usuarios ante condiciones de derivación a tierra.

En cuanto a los sensores, hay uno óptico y otro de contacto eléctrico. El sensor óptico permite contar los ciclos de la probeta, iluminando una pegatina retroreflectiva situada en la polea. Para no provocar ninguna distorsión en el cálculo, la polea y las masas de desequilibrio están pintadas de negro mate. Se recomienda no modificar las superficies negras ni posicionar elementos adicionales en dicha zona. El sensor de contacto eléctrico actúa en el caso de que exista un contacto eléctrico entre la horquilla y el pasador de seguridad.

La fuente de corriente continua de 12V proporciona alimentación a ambos sensores.

La consola de mando se compone del interruptor general, de la seta de parada de emergencia, de los botones de marcha y parada, del potenciómetro de control de velocidad del motor, del contador de ciclos y del botón de rearme.

El interruptor general corta la alimentación de todos los elementos de la máquina. Si dicho interruptor pasa a ON la máquina pasará a un estado de Standby. Es decir, el variador pasará a estar encendido pero sin mover el motor, se encenderá el motor de ventilación de la caja y los sensores pasarán a estar alimentados.

La parada de emergencia deberá ser accionada en caso de presentarse una anomalía en el funcionamiento de la máquina o en caso de sufrir el usuario cualquier daño. Dicho elemento hace que el sistema pase a un estado de seguridad que no permite el funcionamiento ni del variador ni del motor.

El botón de marcha permitirá que la máquina cambie del estado de Standby al de funcionamiento. El variador pondrá en marcha el motor.

El botón de parada hará pasar a la máquina del estado de funcionamiento al de Standby.

El potenciómetro permite variar la velocidad de funcionamiento del motor por lo que se podrá sintonizar a la frecuencia de resonancia del sistema. El potenciómetro está conectado a la entrada analógica del variador.

El contador recibe la información del sensor óptico y cuenta el número de ciclos sufridos por la probeta. Es un contador de ocho dígitos por lo que se podrán contar como máximo 100 millones de ciclos. Para poner a cero el contador será necesario pulsar simultáneamente el botón integrado en su pantalla y el botón de parada. Con dicha medida se pretende evitar pulsaciones no intencionadas.

Tanto el sensor de contacto eléctrico, como el interruptor de seguridad de la caja, como la parada de emergencia hacen pasar a la máquina de un estado de Standby a un estado de seguridad. Para volver del estado de seguridad al de Standby es necesario pulsar el botón de rearme.

Capítulo 7

Fabricación de la máquina

Una vez recibidas todas las piezas, tanto las comerciales como las fabricadas por encargo, nos dispusimos a realizar un primer montaje. En este primer montaje se comprobó el funcionamiento de la máquina y se realizaron las modificaciones necesarias para mejorar las características de la misma.



Figura 7.1: Máquina de Ensayos Biaxial durante las primeras pruebas

Tras este primer montaje se desmontó completamente la máquina para pintar las piezas de gran tamaño y aplicar un tratamiento de zincado a las piezas pequeñas. El resultado final es el siguiente:



Figura 7.2: Máquina de Ensayos Biaxial Fabricada

Apéndice A

Comprobación de la hipótesis bidimensional utilizando análisis tridimensional

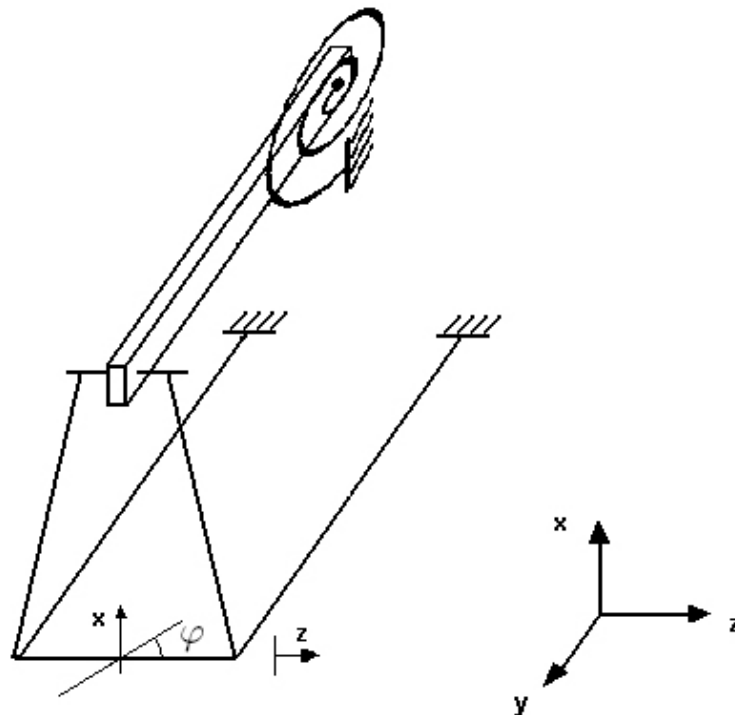


Figura A.1: Modelo del sistema tridimensional

Elementos: Probeta (P) Biela (B) Eje de la biela (EB) Tirante 1 (T1) Tirante 2 (T2) Eje principal (E) Masa desequilibrada (D) Viga 1 (V1) Viga 2 (V2)

Se tienen tres grados de libertad: $x(t)$, $\varphi(t)$ y $z(t)$. Suponemos que las vigas son tan rígidas que el grado de libertad $y(t)$ se puede considerar despreciable. Además, por la configuración del sistema no se transmitirá ningún movimiento a la biela debido a ese grado de libertad.

Suponemos además que en un principio el sistema está equilibrado de forma que $x_{st} = 0$ y $\varphi_{st} = 0$

Debido a que el método de Rayleigh es muy robusto se utiliza la misma deformada para las direcciones $x(t)$ y $z(t)$ en las vigas: $\Psi(t)$.

Establecemos las relaciones existentes entre las variables. x_1 y x_2 son los desplazamientos de las varillas en los puntos en que éstas se unen con el eje inferior:

$$x(t) = \frac{x_1(t) + x_2(t)}{2} \quad (\text{A.1})$$

$$\varphi(t) \approx \frac{x_2(t) - x_1(t)}{L_E/2} \quad (\text{A.2})$$

Cuanto más largo es el eje, menor es el ángulo de desequilibrio para los mismos x_1 y x_2 .

$$\varphi_{EB}(t) \approx \frac{x_2(t) - x_1(t)}{L_{EB}/2} = \varphi \frac{L_{EB}}{L_E} \quad (\text{A.3})$$

Cuanto mayor sea la relación entre el eje principal y el eje de la biela, menor será el desequilibrio transmitido.

$$\theta(t) = \frac{x + z}{L_B} \quad (\text{A.4})$$

$$x_1(t) = x(t) - \frac{L_E}{2} \varphi(t) \quad (\text{A.5})$$

$$x_2(t) = x(t) + \frac{L_E}{2} \varphi(t) \quad (\text{A.6})$$

ENERGÍA CINÉTICA

Probeta: Suponemos que la energía cinética de la probeta es despreciable.

Biela:

$$T_B = \frac{1}{2} \frac{I_{ZB} + m_B b^2}{L^2} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \frac{I_{YB} + m_B b^2}{L^2} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_{XB} \dot{\varphi}^2 \quad (\text{A.7})$$

$$T_B = \frac{1}{2} \frac{I_{ZB} + m_B b^2}{L^2} \dot{x}^2 + \frac{1}{2} \frac{I_{YB} + m_B b^2}{L^2} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_{XB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} \dot{\varphi}^2 \quad (\text{A.8})$$

Eje de la biela:

$$T_{EB} = \frac{1}{2}m_{EB}\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_{EB}\dot{z}^2 + \frac{1}{2}I_{YEB}\dot{\varphi}\dot{EB}^2 \quad (\text{A.9})$$

Tirantes

$$T_{T1} = \frac{1}{2}m_T\dot{x}_1^2 + \frac{1}{2}m_T\dot{z}^2 \quad (\text{A.10})$$

$$T_{T2} = \frac{1}{2}m_T\dot{x}_2^2 + \frac{1}{2}m_T\dot{z}^2 \quad (\text{A.11})$$

$$T_T = T_{T1} + T_{T2} = \frac{1}{2}m_T \left(2\dot{x}^2 + \dot{\varphi}^2 \frac{L_E^2}{2} \right) + m_T\dot{z}^2 \quad (\text{A.12})$$

Donde:

$$\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2 = \left(\dot{x} - \frac{L_E}{2}\dot{\varphi} \right)^2 + \left(\dot{x} + \frac{L_E}{2}\dot{\varphi} \right)^2 = 2\dot{x}^2 + \dot{\varphi}^2 \frac{L_E^2}{2} \quad (\text{A.13})$$

Eje principal

$$T_E = \frac{1}{2}m_E\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_E\dot{z}^2 + \frac{1}{2}I_{YE}\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}I_{XE}\omega^2 \quad (\text{A.14})$$

Masa desequilibrada

$$T_D = \frac{1}{2}m_D V_D^2 \quad (\text{A.15})$$

$$\vec{e} = \begin{pmatrix} e \cos(\omega t) \cos \varphi \\ e \sin(\omega t) \cos \varphi \\ e \sin \varphi \end{pmatrix} \quad (\text{A.16})$$

$$\vec{V}_D = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ 0 \\ \dot{z} \end{pmatrix} + \vec{\omega} \wedge \vec{e} = \begin{pmatrix} \dot{x} \\ 0 \\ \dot{z} \end{pmatrix} + \begin{vmatrix} i & j & k \\ \omega \sin \varphi & \dot{\varphi} & \omega \cos \varphi \\ e \cos(\omega t) \cos \varphi & e \sin(\omega t) \cos \varphi & e \sin \varphi \end{vmatrix} \quad (\text{A.17})$$

$$\vec{V}_D = \begin{pmatrix} \dot{x} + \dot{\varphi}e \sin \varphi - e\omega \sin(\omega t) \cos^2 \varphi \\ e\omega \cos(\omega t) \cos^2 \varphi - e\omega \sin^2 \varphi \\ \dot{z} + e\omega \sin(\omega t) \sin \varphi \cos \varphi - \dot{\varphi}e \cos(\omega t) \cos \varphi \end{pmatrix} \quad (\text{A.18})$$

Suponemos $\varphi \ll 1$: $\sin \varphi \approx 0$ y $\cos \varphi \approx 1$

$$\vec{V}_D = \begin{pmatrix} \dot{x} - e\omega \sin(\omega t) \\ e\omega \cos(\omega t) \\ \dot{z} - \dot{\varphi}e \cos(\omega t) \end{pmatrix} \quad (\text{A.19})$$

$$T_D = \frac{1}{2}m_D (\dot{x}^2 + \dot{z}^2 + e^2\omega^2 - 2e\omega\dot{x} \sin(\omega t) - 2\dot{z}\dot{\varphi}e \cos^2(\omega t) + \dot{\varphi}^2 e^2 \cos^2(\omega t)) \quad (\text{A.20})$$

Vigas

$$T_{V1} = \frac{1}{2}\rho \left[\int_0^H \Psi^2(s) ds \right] [\dot{x}_1^2 + \dot{z}^2] \quad (\text{A.21})$$

$$T_{V2} = \frac{1}{2}\rho \left[\int_0^H \Psi^2(s) ds \right] [\dot{x}_2^2 + \dot{z}^2] \quad (\text{A.22})$$

$$T_V = T_{V1} + T_{V2} = \frac{1}{2}\rho \left[\int_0^H \Psi^2(s) ds \right] \left[2\dot{x}^2 + \dot{\varphi}^2 \frac{L_E^2}{2} + 2\dot{z}^2 \right] \quad (\text{A.23})$$

ENERGÍA POTENCIAL ELÁSTICA

Probeta:

$$V_P = \frac{1}{2}K_\theta (\theta + \theta_{st} - \theta_o)^2 + \frac{1}{2}K_{\varphi_{EB}} \varphi_{EB}^2 \quad (\text{A.24})$$

$$V_P = \frac{1}{2}K_\theta \left[\frac{1}{L_B^2} (x^2 + z^2 + 2xz) + 2\frac{x+z}{L_B} (\theta_{st} - \theta_o) + (\theta_{st} - \theta_o)^2 \right] + \frac{1}{2}K_{\varphi_{EB}} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} \varphi^2 \quad (\text{A.25})$$

Vigas

$$V_{V1} = \frac{1}{2}E \left[\int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \right] [I_X x_1^2(t) + I_Z z(t)^2] \quad (\text{A.26})$$

$$V_{V2} = \frac{1}{2}E \left[\int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \right] [I_X x_2^2(t) + I_Z z(t)^2] \quad (\text{A.27})$$

$$V_V = \frac{1}{2}E \left[\int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \right] \left[2I_X x^2(t) + I_X \varphi^2(t) \frac{L_E^2}{2} + 2I_Z z^2(t) \right] \quad (\text{A.28})$$

ENERGÍA POTENCIAL GRAVITATORIA

Biela

$$V_{GB} = m_B g \frac{b}{L_B} x \quad (\text{A.29})$$

Eje de la biela

$$V_{GEB} = m_{EB} g x \quad (\text{A.30})$$

Tirantes

$$V_{GT1} = m_T g x_1 \quad (\text{A.31})$$

$$V_{GT2} = m_T g x_2 \quad (\text{A.32})$$

$$V_{GT} = V_{GT1} + V_{GT2} = 2m_T g x \quad (\text{A.33})$$

Eje principal

$$V_{GE} = m_E g x \quad (\text{A.34})$$

Masa desequilibrada

$$V_{GD} = m_D g (x + e \cos \omega t) \quad (\text{A.35})$$

Vigas

$$V_{GV1} = -\rho g \int_0^H \Psi(s) ds x_1(t) \quad (\text{A.36})$$

$$V_{GV2} = -\rho g \int_0^H \Psi(s) ds x_2(t) \quad (\text{A.37})$$

$$V_{GV} = V_{GV1} + V_{GV2} = -2\rho g \int_0^H \Psi(s) ds x(t) \quad (\text{A.38})$$

ECUACIONES DE LAGRANGE

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \quad (\text{A.39})$$

$$L = T - V \quad (\text{A.40})$$

Grado de libertad x

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.41})$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) = \left[\frac{I_{ZB} + m_B b^2}{L_B^2} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D + 2\rho \int_0^H \Psi^2(s) ds \right] \ddot{x} - m_D e \omega^2 \cos \omega t \quad (\text{A.42})$$

$$-\frac{\partial L}{\partial x} = \frac{K_\theta}{L_B^2} (x+z) + 2EI_X \int_0^H \Psi''(s)^2 ds + \frac{K_\theta}{L_B} (\theta_{st} - \theta_o) + \left[m_B \frac{b}{L_B} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D - 2\rho \int_0^H \Psi(s) ds \right] g \quad (\text{A.43})$$

$$M_{eqx} \ddot{x} + K_{eqx} x + K_{eqxz} z = F_{exc.x} + F_{st} \quad (\text{A.44})$$

$$M_{eqx} = \frac{I_{ZB} + m_B b^2}{L_B^2} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D + 2\rho \int_0^H \Psi^2(s) ds \quad (\text{A.45})$$

$$K_{eqx} = \frac{K_\theta}{L_B^2} + 2EI_X \int_0^H \Psi''(s)^2 ds \quad (\text{A.46})$$

$$K_{eqxz} = \frac{K_\theta}{L_B^2} \quad (\text{A.47})$$

$$F_{exc.x} = m_D e \omega^2 \cos \omega t \quad (\text{A.48})$$

$$F_{st.x} = -\frac{K_\theta}{L_B} (\theta_{st} - \theta_o) - \left[m_B \frac{b}{L_B} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D - 2\rho \int_0^H \Psi(s) ds \right] g \quad (\text{A.49})$$

Grado de libertad z

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial L}{\partial z} = 0 \quad (\text{A.50})$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{z}} \right) = \left[\frac{I_{YB} + m_B b^2}{L_B^2} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D + 2\rho \int_0^H \Psi^2(s) ds \right] \ddot{z} - m_{DE} \ddot{\varphi} \cos \omega t + m_{DE} \dot{\varphi} \omega \sin \omega t \quad (\text{A.51})$$

$$-\frac{\partial L}{\partial z} = \frac{K_\theta}{L_B^2} (x + z) + 2EI_Z \int_0^H \Psi''(s)^2 ds z + \frac{K_\theta}{L_B} (\theta_{st} - \theta_o) \quad (\text{A.52})$$

$$M_{eqz} \ddot{z} + M_{eqz\varphi} \ddot{\varphi} + C_{eqz\varphi} \dot{\varphi} + K_{eqz} z + K_{eqxz} x = F_{st} \quad (\text{A.53})$$

$$M_{eqz} = \frac{I_{YB} + m_B b^2}{L_B^2} + m_{EB} + 2m_T + m_E + m_D + 2\rho \int_0^H \Psi^2(s) ds \quad (\text{A.54})$$

$$M_{eqz\varphi} = -m_{DE} \cos \omega t \quad (\text{A.55})$$

$$C_{eqz\varphi} = m_{DE} \omega \sin \omega t \quad (\text{A.56})$$

$$K_{eqz} = \frac{K_\theta}{L_B^2} + 2EI_Z \int_0^H \Psi''(s)^2 ds \quad (\text{A.57})$$

$$K_{eqxz} = \frac{K_\theta}{L_B^2} \quad (\text{A.58})$$

$$F_{st.z} = -\frac{K_\theta}{L_B} (\theta_{st} - \theta_o) \quad (\text{A.59})$$

En un principio cabe pensar que este grado de libertad no será excitado al no existir una fuerza excitadora explícita, pero el acoplamiento con los otros grados de libertad pueden provocar una excitación sobre éste.

Grado de libertad φ

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0 \quad (\text{A.60})$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \left[I_{XB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + I_{YEB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + m_T \frac{L_E^2}{2} + I_{YE} + \rho \frac{L_E^2}{2} \int_0^H \Psi^2(s) ds + m_{DE} e^2 \cos^2(\omega t) \right] \ddot{\varphi} - m_{DE} \cos(\omega t) \ddot{z} - 2m_{DE} \omega e^2 \dot{z} \sin \omega t \quad (\text{A.61})$$

$$-\frac{\partial L}{\partial \varphi} = \left[K_{\varphi EB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + EI_X \frac{L_E^2}{2} \int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \right] \varphi \quad (\text{A.62})$$

$$M_{eq\varphi}\ddot{\varphi} + M_{eqz\varphi}\ddot{z} + C_{eq\varphi}\dot{\varphi} + C_{eqz\varphi}\dot{z} + K_{eq\varphi}\varphi = 0 \quad (\text{A.63})$$

Al igual que antes aparentemente tenemos un sistema no excitado.

$$M_{eq\varphi} = I_{XB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + I_{YEB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + m_T \frac{L_E^2}{2} + I_{YE} + \rho \frac{L_E^2}{2} \int_0^H \Psi^2(s) ds + m_D e^2 \cos^2(\omega t) \quad (\text{A.64})$$

$$M_{eqz\varphi} = -m_D e \cos(\omega t) \quad (\text{A.65})$$

$$C_{eq\varphi} = -2m_D \omega e^2 \cos(\omega t) \sin(\omega t) \quad (\text{A.66})$$

$$C_{eqz\varphi} = m_D e \omega \sin(\omega t) \quad (\text{A.67})$$

$$K_{eq\varphi} = K_{\varphi EB} \frac{L_{EB}^2}{L_E^2} + EI_X \frac{L_E^2}{2} \int_0^H (\Psi''(s))^2 ds \quad (\text{A.68})$$

SISTEMA DE ECUACIONES COMPLETO

Estamos ante un sistema de ecuaciones diferenciales no lineal puesto que las masas, rigideces y amortiguamientos del problema dependen del tiempo.

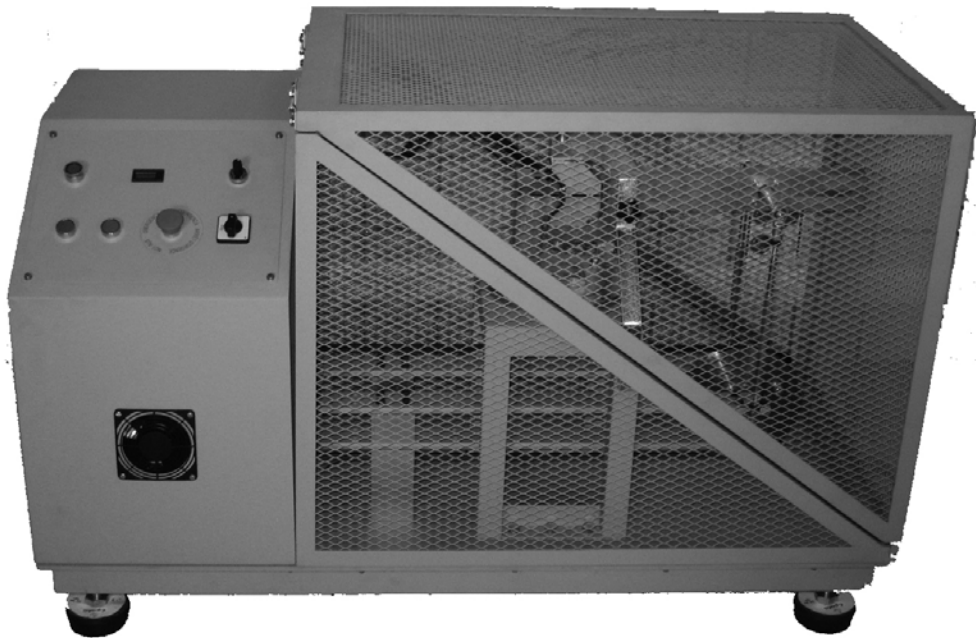
$$\bar{M}(t)\ddot{\vec{x}}(t) + \bar{C}(t)\dot{\vec{x}}(t) + \bar{K}(t)\vec{x}(t) = \vec{F}_{exc} + \vec{F}_{st} \quad (\text{A.69})$$

$$\begin{pmatrix} M_X & 0 & 0 \\ 0 & M_Z & M_{Z\varphi} \\ 0 & M_{Z\varphi} & M_\varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{Z\varphi} \\ 0 & C_{Z\varphi} & C_\varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{z} \\ \dot{\varphi} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_X & K_{XZ} & 0 \\ K_{XZ} & K_Z & 0 \\ 0 & 0 & K_\varphi \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ z \\ \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{excX} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.70})$$

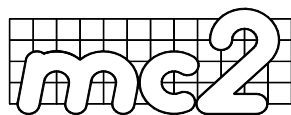
Apéndice B

Manual de funcionamiento de la máquina

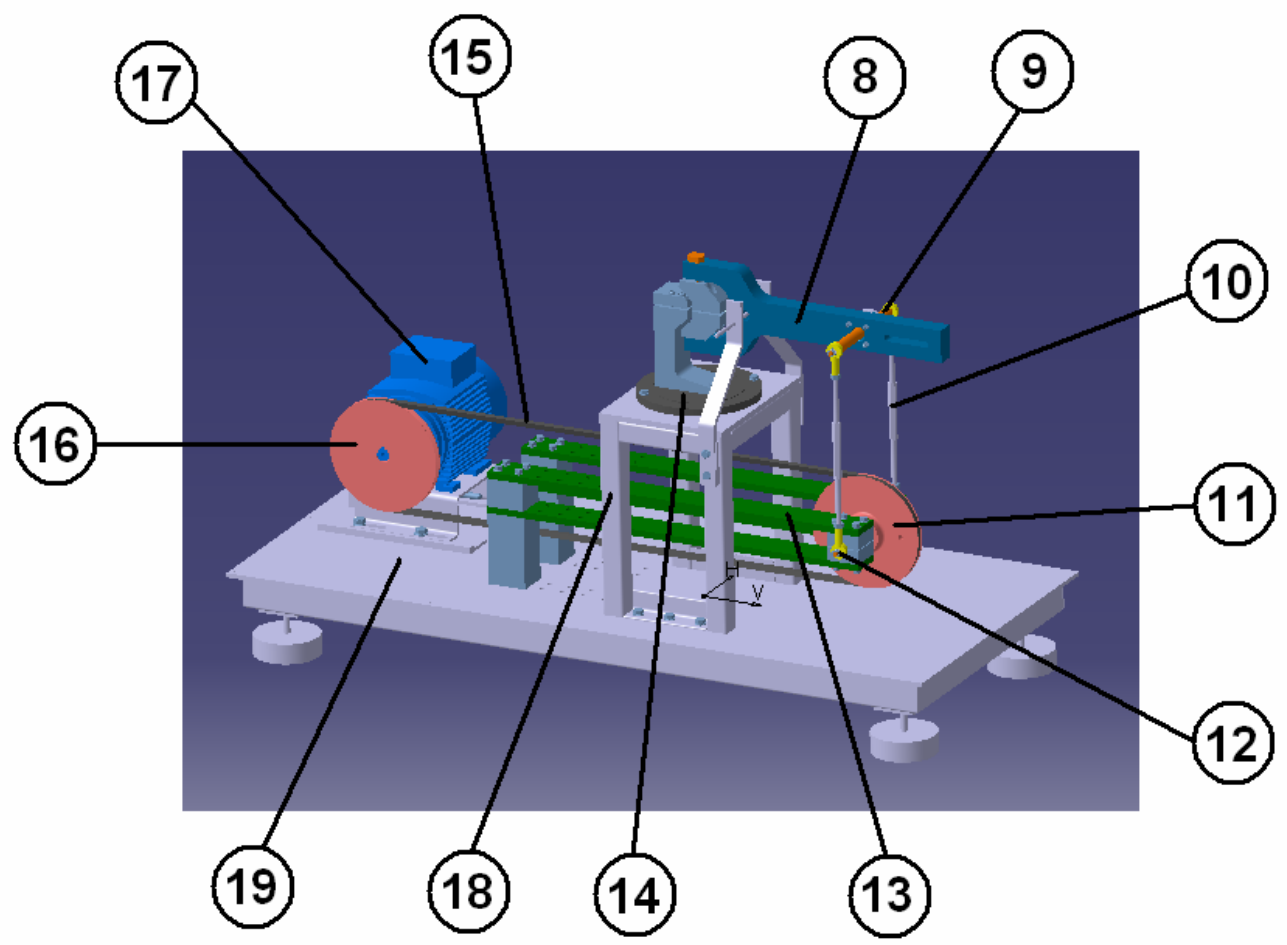
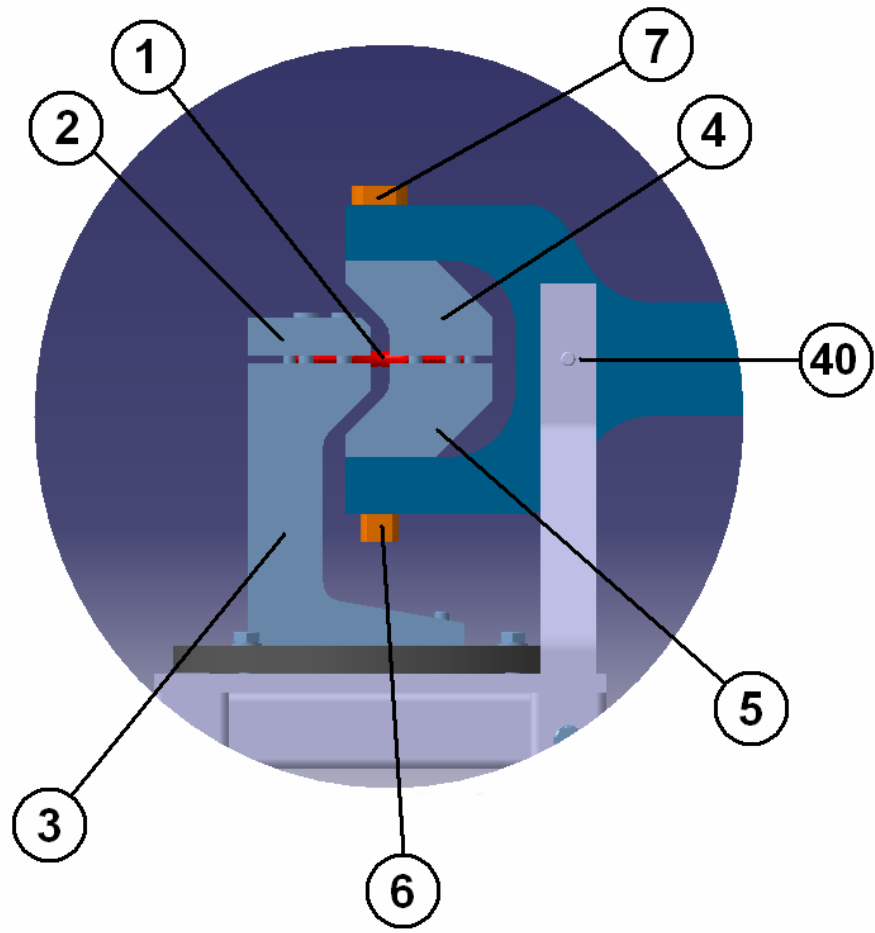
MANUAL DE INSTRUCCIONES



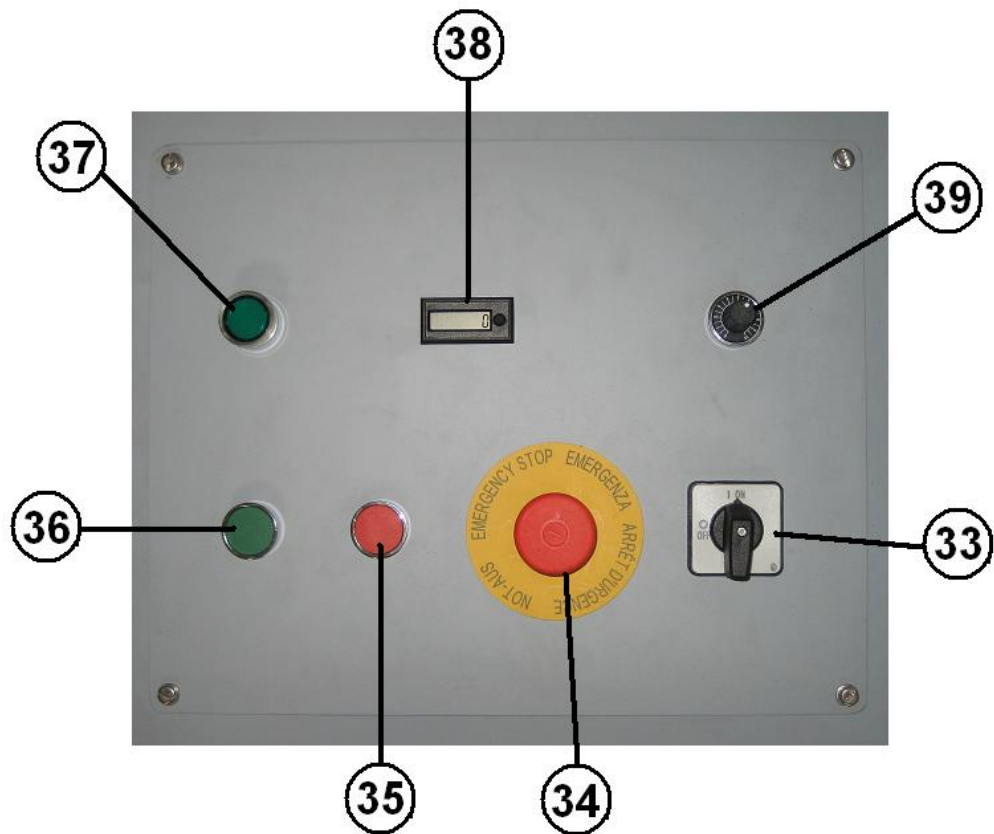
MÁQUINA DE ENSAYOS BIAXIAL



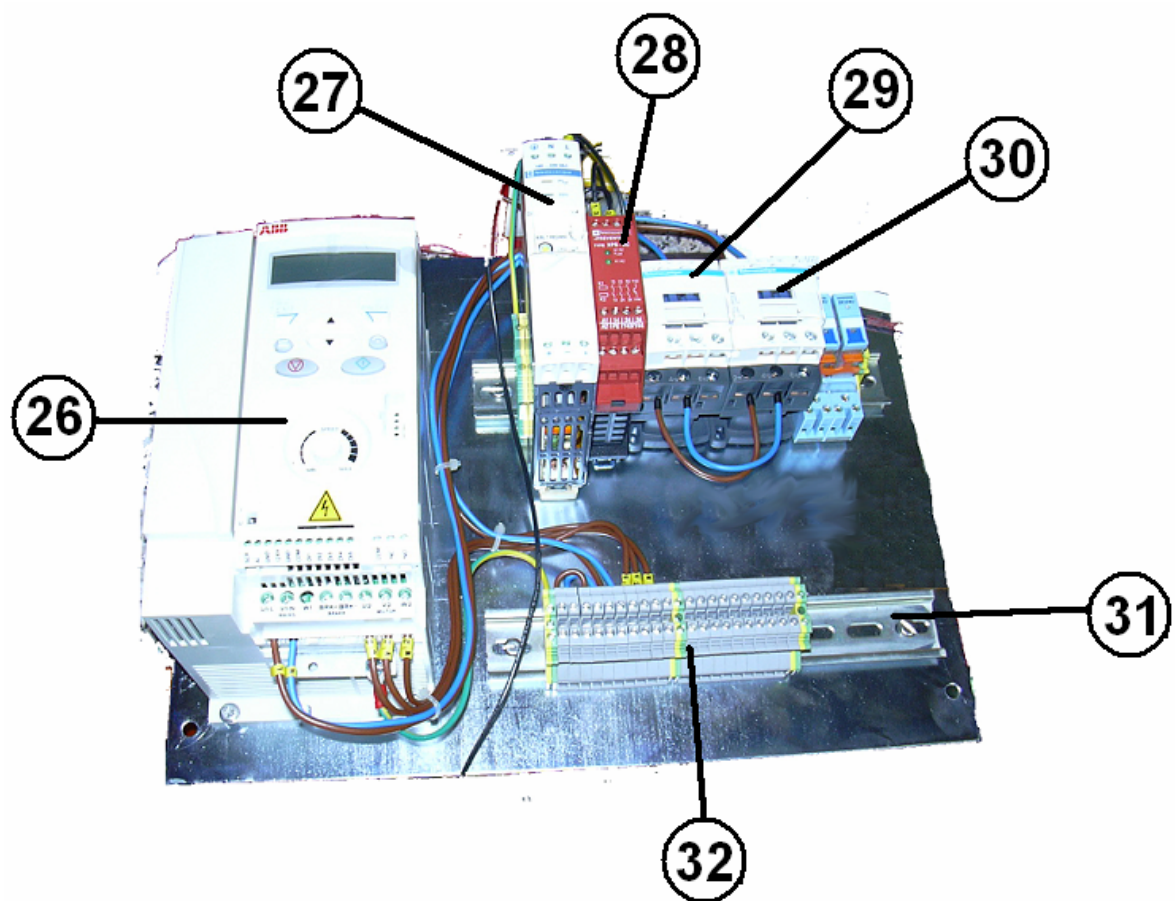
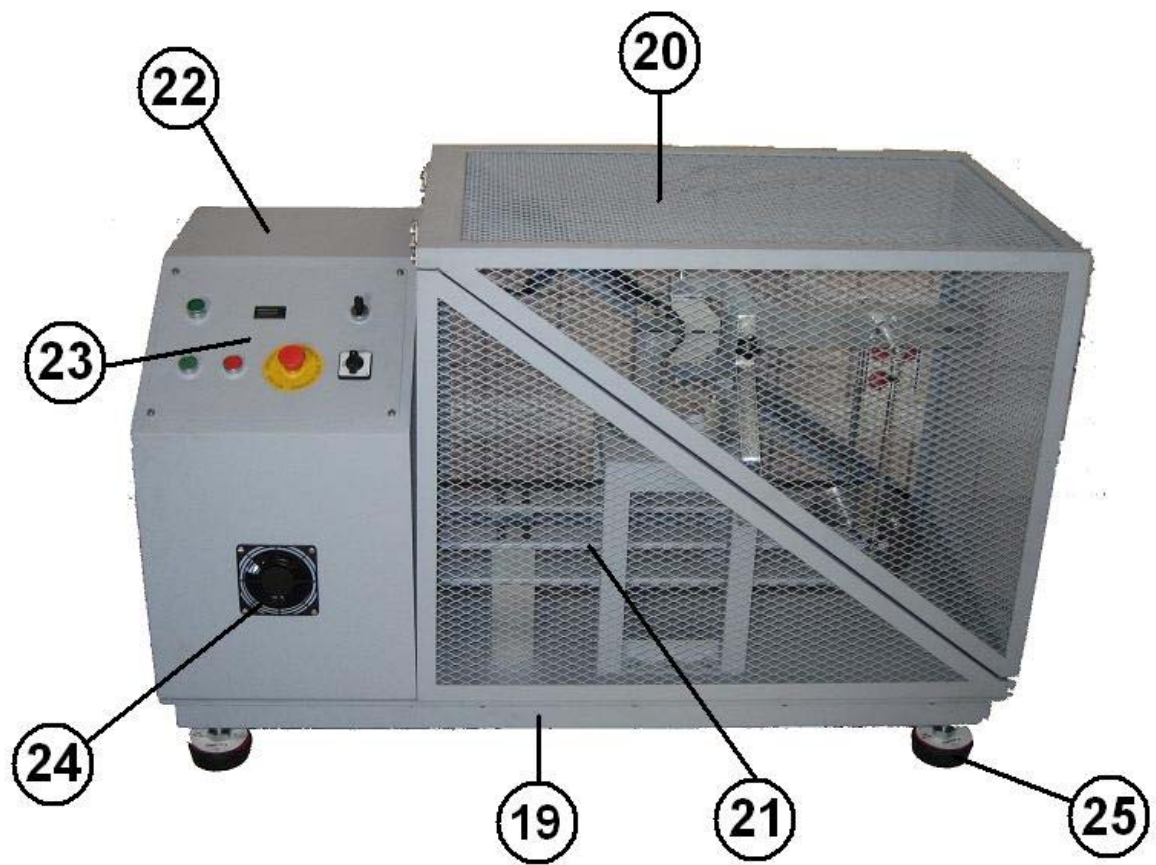
MC2 Ingenieria y Sistemas, S.L.



- 1.-Probeta
- 2.-Mordaza
- 3.-Pedestal
- 4.-Mandíbula superior
- 5.-Mandíbula inferior
- 6.-Tornillo inferior
- 7.-Tornillo superior
- 8.-Horquilla
- 9.-Eje superior
- 10.-Varilla
- 11.-Polea
- 12.-Eje inferior
- 13.-Ballestas
- 14.-Plato
- 15.-Correa
- 16.-Polea de motor
- 17.-Motor
- 18.-Torreta
- 19.-Chasis

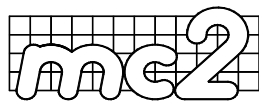


- 20.-Jaula. Mitad superior
- 21.-Jaula. Mitad inferior
- 22.-Caja
- 23.-Consola de mando
- 24.-Ventilador
- 25.-Pata antivibratoria
- 26.-Variador
- 27.-Fuente de corriente de 12V
- 28.-Relé de seguridad
- 29.-Relé 1
- 30.-Relé 2
- 31.-Carril DIN
- 32.-Bornas de conexión
- 33.-Interruptor general
- 34.-Parada de emergencia
- 35.-Botón de parada
- 36.-Botón de marcha
- 37.-Botón de rearme
- 38.-Contador
- 39.-Potenciómetro
- 40.-Pasador de seguridad



MANUAL DE INSTRUCCIONES

MÁQUINA DE ENSAYOS BIAXIAL



MC2 Ingeniería y Sistemas, S.L.

Diego Angulo Iñiguez nº 14

41018 Sevilla (España)

Teléfono 954 987 388

Fax 954 536 832

e-mail: emecedos@interbook.net

Declaración CE de conformidad

La empresa

MC2 Ingeniería y Sistemas, S.L.

C/ Diego Angulo Iñiguez, 14

41018 Sevilla (España)

CIF: B41464785

Tel. 954 987 388

Fax 954 536 832

e-mail: emecedos@interbook.net

certifica que la **Máquina de Ensayos Biaxial**

Marca: MC2

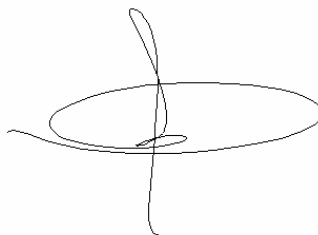
Modelo: 897

Número de serie: 897.1

cumple la directiva 98/37/CE y las normas:

UNE-EN 1050:1997, UNE-EN 292-1:1991, UNE-EN 292-2/A1: 1995, UNE-EN 292-2: 1991, UNE-EN 60204-1: 1995, UNE-EN 60204-1: 1999, UNE-EN 418: 1996

En Sevilla, a 2 de julio de 2007



Enrique del Pozo Polidoro
Apoderado



LEA COMPLETA Y DETENIDAMENTE EL PRESENTE MANUAL DE INSTRUCCIONES ANTES DE MANEJAR LA MÁQUINA.

CUMPLA Y HAGA CUMPLIR TODAS LAS NORMAS DE SEGURIDAD EN ÉL PRESCRITAS.



EVITE QUE DURANTE EL FUNCIONAMIENTO SE ACERQUEN A LA MÁQUINA PERSONAS AJENAS AL TRABAJO A REALIZAR, YA QUE DE LO CONTRARIO PODRÍAN SUFRIR GRAVES LESIONES.

El objeto del presente manual es capacitar a los operadores de la Máquina de Ensayos Biaxial MC2 para el correcto manejo y mantenimiento de la misma, de forma que incluso sean capaces de atender ciertas eventuales reparaciones.

La valiosa experiencia adquirida por MC2 durante el tiempo que lleva dedicada al proyecto y la construcción de máquinas nos permite garantizar la perfecta ejecución de cada pieza y la fiabilidad de cada componente de los sistemas mecánico y eléctrico y, por consiguiente, la absoluta seguridad de la máquina frente a cualquier solicitud normal.

No obstante, deseamos hacer patente que, en definitiva, la seguridad depende del operador. La Máquina de Ensayos Biaxial es un equipo potencialmente peligroso, y sólo una asimilación concienzuda del manejo de la misma y la estricta aplicación de las normas de seguridad pueden garantizar una larga vida de la máquina sin accidentes ni problemas.

En consecuencia le rogamos que:

- **Estudie con detenimiento las instrucciones de manejo.**
- **Ejecute las operaciones de mantenimiento preventivo.**
- **Cumpla y haga cumplir las normas de seguridad.**

MC2 Ingeniería y Sistemas, S.L. agradecerá cualquier tipo de sugerencia encaminada a acrecentar la seguridad y eficiencia de sus productos.

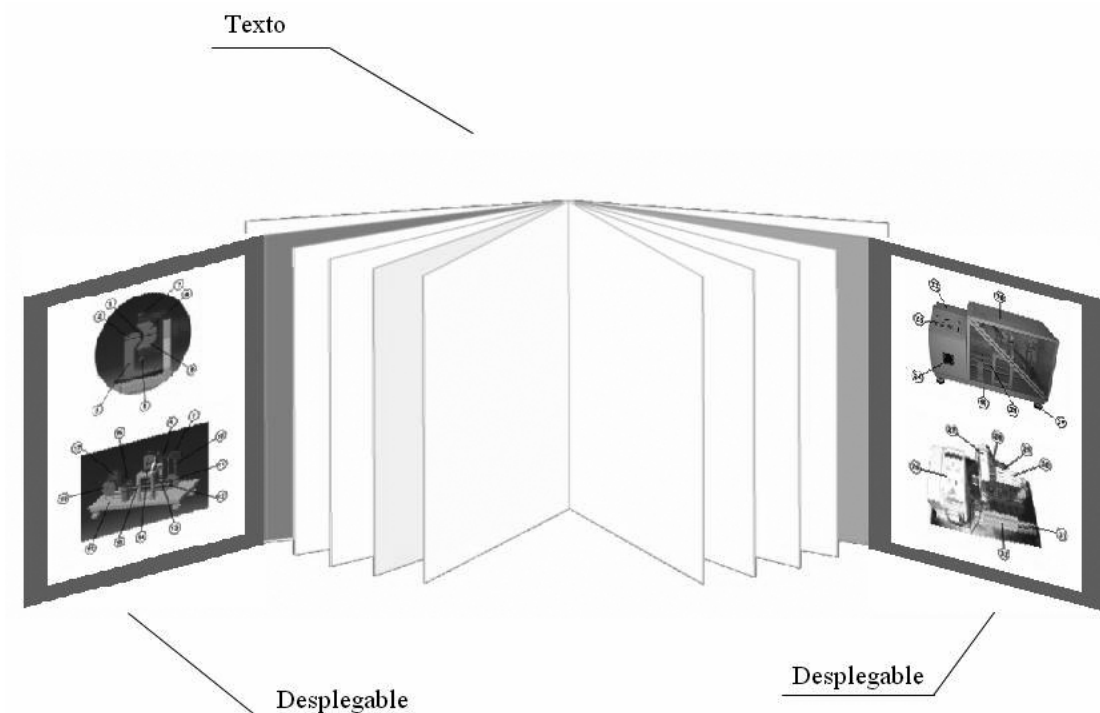
INDICE

1. Descripción general	pág. 1
2. Componentes	pág. 3
3. Instrucciones de manejo	pág. 9
4 .Operaciones de mantenimiento	pág. 24

ESTRUCTURA DEL MANUAL

Al principio y al final del manual se encuentran dos páginas desplegadas con imágenes de los distintos elementos de la máquina de ensayos biaxial a que se hace referencia en el manual.

Se aconseja mantener abiertos los desplegados durante la lectura del manual para facilitar su comprensión.



1. Descripción general

La máquina de ensayos biaxial, objeto del presente manual, ha sido diseñada y construida específicamente para ensayar probetas de cualquier material hasta un límite a la rotura de 1400 MPa. Permite únicamente la utilización de probetas (1) de dimensiones mostradas por la figura 1.

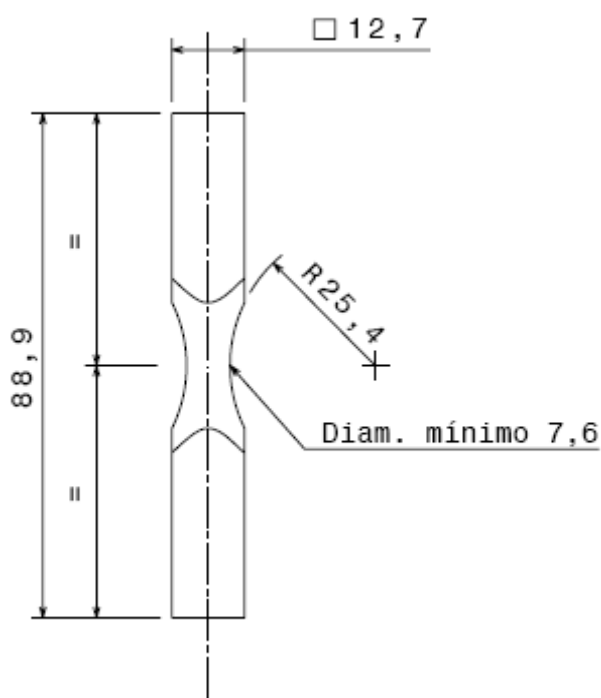


Fig 1: Dimensiones de la probeta (mm).

La máquina de ensayos biaxial puede utilizarse con probetas tanto de acero como de aluminio y titanio.

Básicamente, la máquina de ensayos biaxial se compone de un sistema mecánico resonante que ejerce un estado de cargas de fatiga sobre la probeta (1) movido por un motor eléctrico trifásico (17) y dotada de los elementos necesarios para su mando y control (23). Debido al carácter oscilatorio de las cargas del equipo, el conjunto se encuentra integrado en un chasis (19) apoyado en patas de goma de gran tamaño (25).

No existe normativa específica para este tipo de máquinas, habiéndose utilizado para su cálculo y diseño los apartados aplicables de la normativa vigente especificada en la Declaración de Conformidad CE que se incluye como parte del presente manual.



LA UTILIZACIÓN DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS BIAxIAL PARA FINALIDADES DISTINTAS DE LA DESCRITA ESTÁ PROHIBIDA, QUEDANDO LAS POSIBLES CONSECUENCIAS BAJO LA EXCLUSIVA RESPONSABILIDAD DEL USUARIO.

Consulte al fabricante para resolver cualquier duda sobre el manejo y las capacidades de la máquina.

2. Componentes

La máquina de ensayos biaxial se compone de chasis (19), carrocería, sistema mecánico y sistema eléctrico.

2.1 Chasis

Es la estructura que sujeta todos los elementos de la máquina. Así mismo proporciona a la máquina la masa necesaria para evitar que ésta se mueva durante los ensayos.

2.2 Carrocería

La carrocería tiene como finalidad la protección de los operarios. Está formada dos componentes: la caja (22) y la jaula (20)(21).

La caja (22) es un cubículo fabricado con chapa plegada que guarda en su interior el motor eléctrico (17), el variador (26) y todos los componentes eléctricos. A su vez una de sus caras sirve de consola de mando (23). Para realizar operaciones de mantenimiento se puede acceder a su interior de dos formas. La primera se basa en desmontar totalmente la caja retirando los seis tornillos que la unen al chasis, a los que se accede desde la superficie inferior del chasis. La segunda consiste en retirar la consola de control sacando los cuatro tornillos de sus esquinas. En este manual se indicará la operación a realizar según el caso.





DESENCUFAR LA MÁQUINA ANTES DE ABRIR LA CAJA Y MANIPULAR LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS. BAJO NINGÚN CONCEPTO ENCENDER LA MÁQUINA CON LA CAJA ABIERTA.

La jaula (20)(21) encierra en su interior el sistema mecánico de la máquina. Evita que los operarios puedan sufrir cualquier daño ante un funcionamiento anómalo. Además, dispone de un interruptor de seguridad que impide que la máquina funcione mientras la jaula está abierta.

Se compone de dos partes: la mitad superior (20) y la mitad inferior (21). La mitad superior se puede abrir y mantenerse abierta gracias a un resorte de gas. La mitad inferior es fija.



NO MANIPULAR EL INTERRUPTOR DE SEGURIDAD PARA PERMITIR EL FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA CON LA JAULA ABIERTA. ESTO PUEDE CAUSAR GRAVES LESIONES A LOS OPERARIOS.

2.3 Sistema mecánico

El sistema mecánico está constituido por todos aquellos componentes que transmiten los esfuerzos a la probeta.

Entre los elementos de agarre se encuentran la mordaza (2), el pedestal (3), la mandíbula superior (4) y la mandíbula inferior (5). Entre los elementos de transmisión se encuentran los tornillos superior (7) e inferior (6), la horquilla (8), el eje superior (9), las varillas (10) y el eje inferior (12). Para aportar las propiedades necesarias al sistema y conseguir que se comporte como un sistema masa-muelle que trabaje en resonancia se encuentran la polea (11) en la que se halla la masa desequilibrada y las ballestas (13) que actúan como elemento elástico.

Además, para permitir un estado biaxial en la probeta el pedestal está situado sobre un plato giratorio (14) que permite definir el ángulo con el que se le aplican los esfuerzos a aquella.

También existe un pasador de seguridad (40) que evita que la horquilla salga proyectada en el momento de la rotura de la probeta. Asimismo dicho pasador establece un contacto eléctrico en el momento de la rotura que para el motor.



COLOCAR SIEMPRE EL PASADOR DE SEGURIDAD. NO UTILIZARLO PUEDE CAUSAR GRAVES DAÑOS AL EQUIPO O LESIONES A LOS OPERADORES. LA MÁQUINA NO SE PARARÁ ANTE LA ROTURA DE LA PROBETA PROVOCANDO UN FUNCIONAMIENTO NO CONTROLADO.

2.4 Sistema eléctrico

La instalación eléctrica comprende el enchufe, el motor eléctrico (17), el cuadro eléctrico, los sensores y la consola de control (23).

El enchufe es una simple manguera con un conector hembra. La corriente a suministrar a la máquina debe ser corriente alterna bifásica 220V.

El motor eléctrico (17) es un motor trifásico de 2CV (1,5 Kw) de la marca comercial ABB. Dicho motor será alimentado y controlado por el variador.

El cuadro eléctrico se compone del variador (26), de una fuente de corriente continua de 12V (27), del relé de seguridad (28), de otros dos relés (29)(30) y de varias bornas de conexión (31).

El variador (26) es de la marca comercial ABB. Su función es transformar la corriente bifásica de 220V en corriente trifásica para alimentar el motor y controlar su velocidad. Dicho variador consta de varias entradas digitales y analógicas que permiten su control mediante los elementos de la consola de mandos.



**NO CAMBIAR LA CONFIGURACIÓN DEL VARIADOR.
SI SE CAMBIA LA CONFIGURACIÓN DE LAS
ENTRADAS DEL MISMO SE PUEDE DAR UN
FUNCIONAMIENTO NO DESADO CON EL
CONSIGUIENTE PELIGRO.**

El relé de seguridad (28) es un relé magnetotérmico que evita las condiciones de cortocircuito y proporciona seguridad a los usuarios ante condiciones de derivación a tierra.

En cuanto a los sensores, hay uno óptico y otro de contacto eléctrico. El sensor óptico permite contar los ciclos de la probeta, iluminando una pegatina retroreflectiva situada en la polea. Para no provocar ninguna distorsión en el cálculo, la polea y las masas de desequilibrio están pintadas de negro mate. Se recomienda no modificar las superficies negras ni posicionar elementos adicionales en dicha zona. El sensor de contacto eléctrico actúa en el caso de que exista un contacto eléctrico entre la horquilla y el pasador de seguridad.

La fuente de corriente continua de 12V (27) proporciona alimentación a ambos sensores.

La consola de mando (23) se compone del interruptor general (33), de la seta de parada de emergencia (34), de los botones de marcha (36) y parada (35), del potenciómetro de control de velocidad del motor (39), del contador de ciclos (38) y del botón de rearme (37).

El interruptor general (33) corta la alimentación de todos los elementos de la máquina. Si dicho interruptor pasa a ON la máquina pasará a un estado de Standby. Es decir, el variador pasará a estar encendido pero sin mover el motor, se encenderá el motor de ventilación de la caja y los sensores pasarán a estar alimentados.

La parada de emergencia (34) deberá ser accionada en caso de presentarse una anomalía en el funcionamiento de la máquina o



en caso de sufrir el usuario cualquier daño. Dicho elemento hace que el sistema pase a un estado de seguridad que no permite el funcionamiento ni del variador ni del motor.

El botón de marcha (36) permitirá que la máquina cambie del estado de Standby al de funcionamiento. El variador pondrá en marcha el motor.

El botón de parada (35) hará pasar a la máquina del estado de funcionamiento al de Standby.

El potenciómetro (39) permite variar la velocidad de funcionamiento del motor por lo que se podrá sintonizar a la frecuencia de resonancia del sistema. El potenciómetro está conectado a la entrada analógica del variador.

El contador (38) recibe la información del sensor óptico y cuenta el número de ciclos sufridos por la probeta. Es un contador de ocho dígitos por lo que se podrán contar como máximo 100 millones de ciclos. **Para poner a cero el contador será necesario pulsar simultáneamente el botón integrado en su pantalla y el botón de parada (35).** Con dicha medida se pretende evitar pulsaciones no intencionadas.

Tanto el sensor de contacto eléctrico, como el interruptor de seguridad de la caja, como la parada de emergencia hacen pasar a la máquina de un estado de Standby a un estado de seguridad. Para volver del estado de seguridad al de Standby es necesario pulsar el botón de rearme (37).

3. Instrucciones de manejo

3.1 Transporte

Para mover la máquina de ensayos biaxial se recomienda utilizar un trans-palier, transportarla siempre en posición vertical y cargarla desde el chasis (19). Evitar esfuerzos en elementos como la caja (22), la jaula (20)(21) y el sistema mecánico.

3.2 Ubicación

La máquina de ensayos biaxial es una máquina pesada que debido a la naturaleza de sus cargas puede generar daños estructurales en edificios no acondicionados a tal efecto. Es recomendable situarla en plantas bajas o sótanos y comprobar la capacidad del edificio antes de su ubicación.

Esta máquina viene equipada con cuatro patas antivibratorias (25) para mitigar los efectos de sus vibraciones. Dichas patas son regulables en altura. Para la correcta colocación de la máquina se debe variar la altura de las patas hasta que todas estén completamente apoyadas y el chasis de la misma se mantenga horizontal. Para comprobar la horizontalidad del chasis es necesario utilizar un nivel. Será necesario que la máquina esté nivelada tanto en la dirección longitudinal como en la transversal.

Esta es una máquina diseñada para funcionamiento en interior, no se recomienda bajo ningún concepto situarla en exteriores.



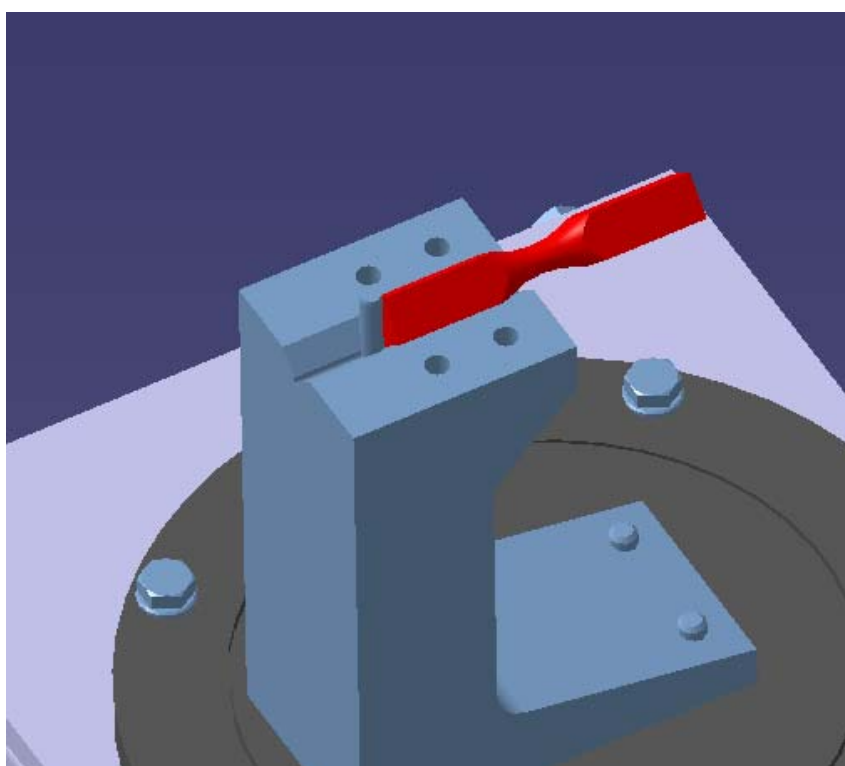
Asimismo en las inmediaciones de la máquina debe existir un elemento portátil de extinción de incendios.

3.3 Montaje de la probeta

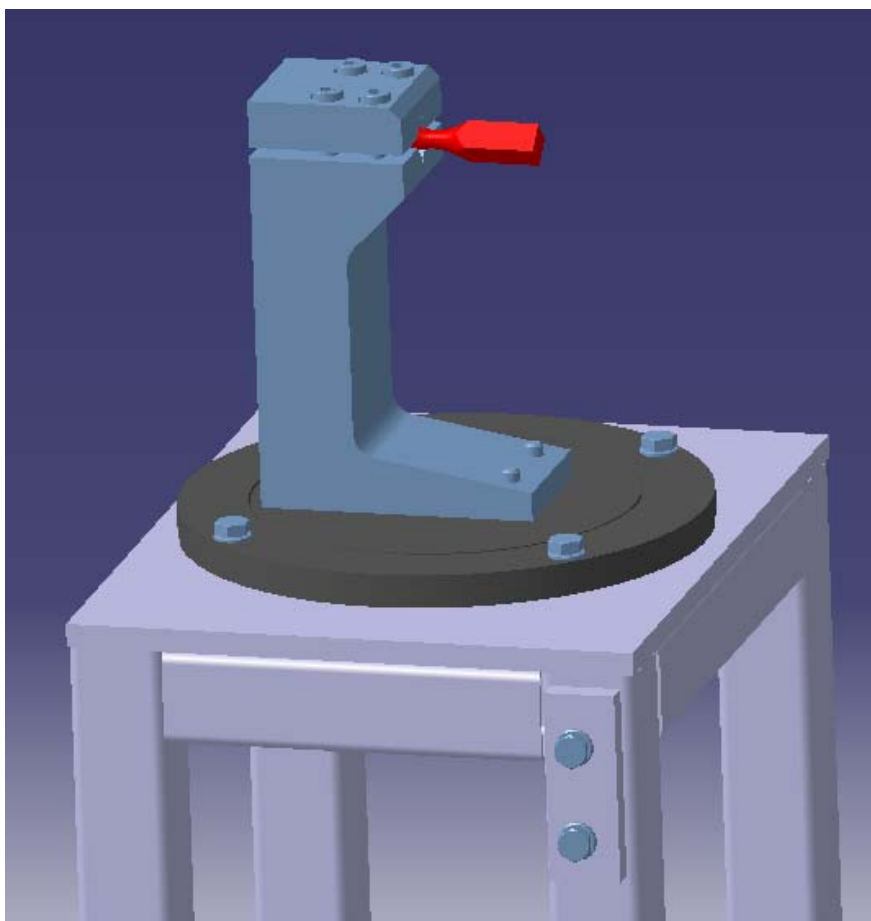
Antes de empezar, si en el sistema de sujeción existe una probeta anterior, es necesario ir al punto **3.6 Retirada de la probeta**.

En primer lugar se debe abrir la jaula (21). A continuación, antes de montar la probeta, es necesario fijar el ángulo de ensayo. Para ello, debemos antes aflojar los cuatro tornillos existentes en la brida sin llegar a extraerlos. Tras esto podremos girar el plato libremente fijando el ángulo deseado en el transportador de ángulos. Finalmente, una vez elegido el ángulo deseado, se deberán apretar de nuevo los cuatro tornillos.

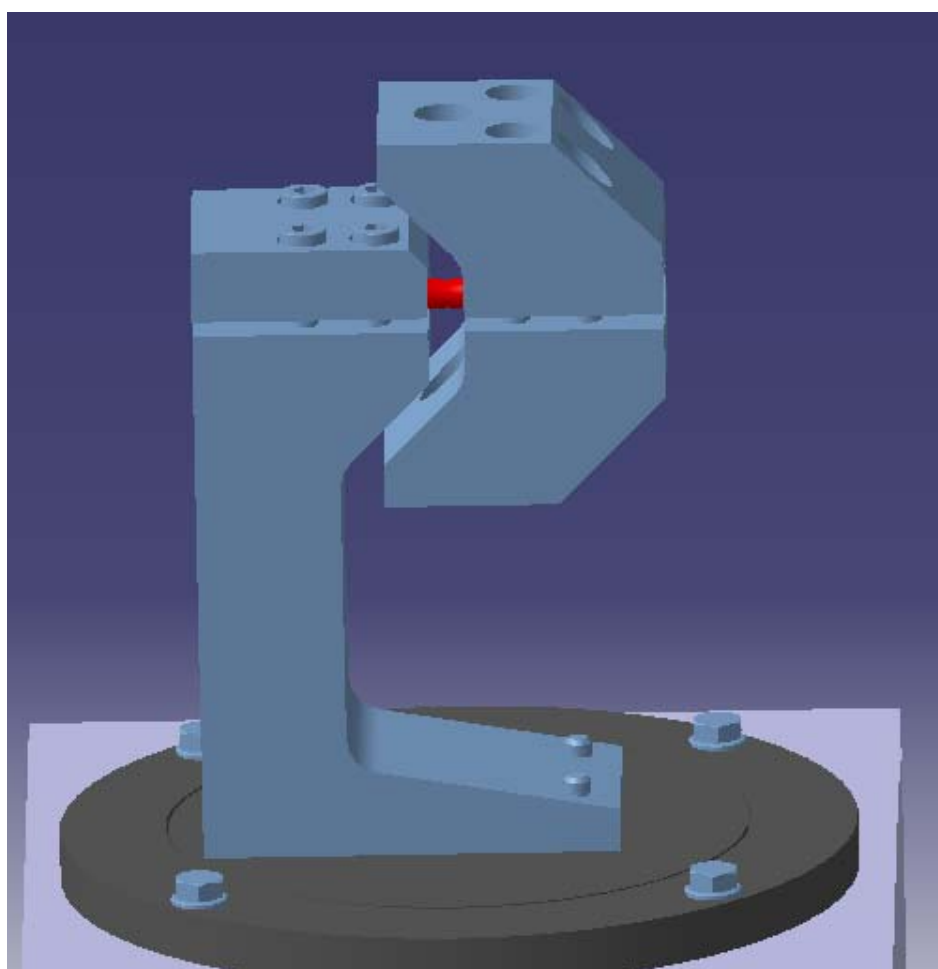
Para realizar el montaje de la probeta es necesario situarla en el rail existente en el pedestal (3), como se muestra en la figura. Es importante llevarla hasta hacer tope con la fija existente porque de otro modo podrían aparecer cargas desalineadas que desvirtuarían el ensayo.



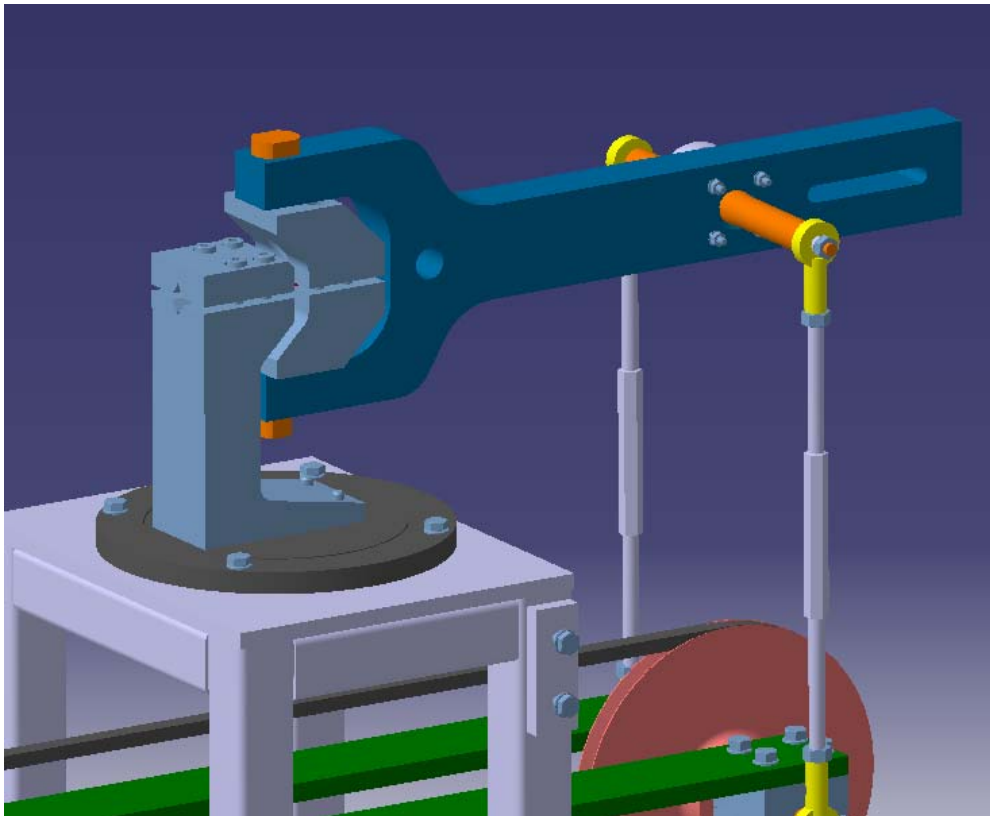
Tras situar la probeta es imprescindible anclarla al pedestal mediante la mordaza (2) y cuatro tornillos Allen M8x45. El par de apriete que es necesario aplicar es de 23Nm.



Una vez fijada la probeta en el pedestal será necesario unir a ésta las mandíbulas superior (4) e inferior (5) que permiten la unión a la horquilla. Ambas mandíbulas se deben unir con cuatro tornillos Allen M8x45. El par de apriete que es necesario aplicar es de 23 Nm. La mandíbula superior es la que tiene el alojamiento para las cabezas de los tornillos.



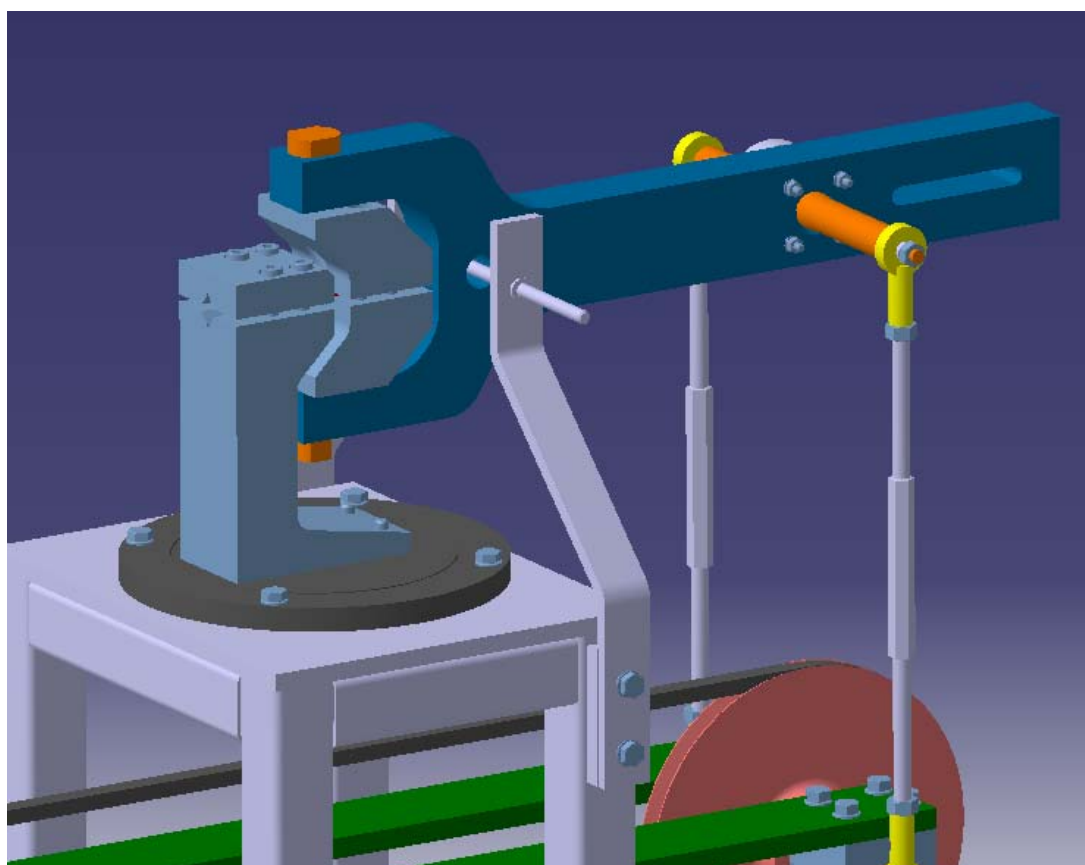
El paso siguiente será montar la horquilla (8). Para ello se utilizan los tornillos superior (7) e inferior (6). Es necesario garantizar que el ángulo de la horquilla esté bien definido para lo que será imprescindible utilizar una escuadra y hacer coincidir ésta con las líneas existentes en la torreta.



Tras esto será necesario colocar el pasador de seguridad (40). Comprobar que dicho pasador pasa por el centro del taladro existente en la horquilla para que la máquina no se pare antes de tiempo.

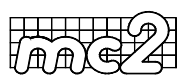


PONER SIEMPRE EL PASADOR DE SEGURIDAD. NO PONER DICHO PASADOR PUEDE CAUSAR GRAVES DAÑOS AL EQUIPO O LESIONES A LOS OPERADORES. ADEMÁS DEL FUNCIONAMIENTO NO CONTROLADO LA MÁQUINA NO SE PARARÁ ANTE LA ROTURA DE LA PROBETA.



3.4 Definición de los parámetros del ensayo

Los parámetros a definir en el ensayo son la amplitud de la carga variable y de la carga media.



3.4.1 Amplitud de las cargas

La amplitud de las cargas se definirá utilizando masas de desequilibrio en los agujeros ejercidos en la polea (11). Si la carga de desequilibrio necesaria para el ensayo es muy pequeña será obligatorio poner un tornillo en cada agujero y tantas arandelas como sean necesarias sólo en uno de ellos. Si el desequilibrio es grande será suficiente colocar un tornillo y las arandelas necesarias.



COMPROBAR QUE LOS TORNILLOS UTILIZADOS COMO DESEQUILIBRIO NO TOCAN LAS BALLESTAS ANTES DE PONER LA MÁQUINA EN FUNCIONAMIENTO. SI ESTO OCURRE PUEDEN CAUSARSE GRAVES DAÑOS AL SISTEMA Y A LOS USUARIOS.

A continuación se dispone de una tabla de relaciones entre masas de desequilibrio y momentos aplicados sobre la probeta. Se trata sólo de una tabla de referencia, se recomienda que para un ensayo exhaustivo se utilice un sistema de adquisición de datos mediante extensometría con una galga puesta en cada varilla.

Momento aplicado sobre la probeta (Nm)	Masa de desequilibrio (gr)
70	119

60	102
50	85
40	68
30	51
20	34
10	17

3.4.2 Tensión media

La tensión media vendrá dada por el pretensado de las varillas (10). Lo primero será buscar la tensión media cero. El valor de la tensión media cero se da cuando la horquilla está totalmente horizontal. Para ello será necesario colocar un nivel sobre ella en su posición longitudinal. A partir de ahí será imprescindible aflojar las cuatro tuercas de las varillas (recordar que dos de ellas tienen roscado a izquierdas y dos a derechas). Una vez aflojadas las tuercas se deberán girar ambas varillas **en el mismo sentido y en el mismo ángulo** hasta que la horquilla esté en posición horizontal. Tras esto si el ensayo es bajo tensión media cero se tendrán que apretar las cuatro tuercas.

Si debe existir una tensión media distinta de cero se puede aplicar la siguiente regla: **por cada vuelta de rosca se aumenta la carga media a aplicar sobre la probeta en 5,77Nm**. De nuevo recordar que ésta es solo una tabla de referencia y que se recomienda que para un ensayo exhaustivo se utilice un sistema de

adquisición de datos mediante extensometría con una galga puesta en cada varilla para obtener las cargas aplicadas sobre la probeta.

Finalmente apretar las cuatro tuercas. Si por accidente durante el tensado de las varillas varía la longitud de una con respecto a la otra acudir al apartado **3.8.Instrucciones en caso de avería.**

3.4.3Límite operacional

Para evitar que los elementos de la máquina de ensayos biaxial sufran daño se recomienda que los valores de la carga variable y la carga media no sobrepasen un cierto valor:

$$\text{Carga variable} + \text{Carga media} < 70\text{Nm}$$



**NO SUPERAR LA CARGA MÁXIMA RECOMENDADA.
SUPERAR LA CARGA MÁXIMA ESTÁ PROHIBIDO,
QUEDANDO LAS POSIBLES CONSECUENCIAS BAJO
LA EXCLUSIVA RESPONSABILIDAD DEL USUARIO.**

3.5 Puesta en marcha del sistema.

Para poner en marcha el sistema se debe comprobar en primer lugar que todas las operaciones anteriores se han realizado correctamente.

Tras esto será necesario encender la máquina en el interruptor general (33). Una vez realizada esta operación es conveniente poner a cero el contador (38) pulsando a la vez el botón del contador y el botón de parda (35).

A continuación se debe pulsar el botón de marcha (34) y utilizar el potenciómetro (39) hasta alcanzar el punto de resonancia.

El ensayo puede durar desde varios días hasta varias semanas. Tras la rotura de la probeta el motor se parará automáticamente. Después será necesario apagar la máquina en el interruptor general.



EN TODO MOMENTO LA MÁQUINA DE ENSAYOS BIAxIAL DEBE ESTAR VIGILADA POR UN OPERARIO. UN FUNCIONAMIENTO ANÓMALO PUEDE PROVOCAR DESDE SIMPLES DAÑOS MECÁNICOS AL SISTEMA HASTA LA IGNICIÓN DE LOS ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y LA POSIBLE PROPAGACIÓN DE UNA LLAMA.

3.6 Retirada de la probeta.

Tanto si la probeta está rota como si no el procedimiento en este punto es similar.



Antes de retirar la probeta será necesario destensar las varillas (10). Quitar la probeta con las varillas cargadas si aquella no está rota puede ser peligroso.

Retirar los tornillos superior (7) e inferior (6) para separar la horquilla (8) de las mandíbulas (6)(7). A continuación, desmontar las mandíbulas (6)(7) y finalmente desmantelar la mordaza (2) del pedestal (3). Prestar atención a la horquilla, ya que si cae puede causar lesiones a los operarios.

3.7 Normas de seguridad

La fuerza que desarrolla la máquina de ensayos biaxial hace que se trate de una máquina capaz de producir graves daños si no se utiliza con un mínimo de orden y de sentido común. Asimismo un funcionamiento prolongado anómalo puede causar la ignición de los elementos eléctricos y la posible propagación de un fuego.

Todo el personal que trabaje con la máquina de ensayos biaxial debe haber leído y comprendido completamente este manual. Es responsabilidad del jefe de equipo asegurar que en todo momento se respeten estos principios. Para el funcionamiento seguro de la máquina deben existir al menos los siguientes operarios:

Jefe de equipo: Es el encargado de custodiar este manual y poner los medios para que ninguna persona ajena a la máquina pueda acceder a ella. Asimismo deberá asegurarse que todos los operarios que trabajen con la máquina hayan leído y comprendido este manual.

Mecánico: Es el encargado de montar y desmontar la probeta, hacer los ajustes necesarios y poner en funcionamiento el sistema eléctrico. Puede ser o no la misma persona que ejerce las funciones de Jefe de equipo.

Vigilante: Es la persona encargada de vigilar el funcionamiento de la máquina. Debe estar presente durante todo momento mientras la máquina esté encendida. Si se presenta un funcionamiento anómalo debe pulsar la seta de emergencia y estar preparado para apagar un incendio en caso necesario. Esta persona puede ser o no la misma persona que ejerce las funciones de Jefe de equipo y/o de Mecánico. Puede haber varias personas dedicadas a este fin.

3.8 Instrucciones en caso de avería

En caso de avería o funcionamiento defectuoso se deben efectuar las comprobaciones y operaciones siguientes:

LA CORREA ESTÁ DESTENSADA

- Retire completamente la caja (22) quitando los seis tornillos existentes bajo el chasis (19). Tenga cuidado de no tirar de los cables eléctricos durante su retirada.
- Afloje los cuatro tornillos que unen la base del motor al chasis.
- Utilice el tornillo tensor hasta alcanzar la tensión deseada. La tensión será óptima si a simple vista la correa está totalmente



horizontal entre ambas poleas y si al pulsar con el dedo no cuesta trabajo flexionarla.

- Apriete de nuevo los cuatro tornillos de la base del motor y monte la caja. Al realizar esta última operación tenga cuidado de que ningún cable eléctrico toque el motor o la correa.

En el caso de que la correa sea demasiado larga o aparezcan grietas en su superficie proceda a su cambio.

LAS VARILLAS TIENEN LONGITUDES DISTINTAS.

- Quite las cuatro tuercas que mantienen las rótulas sobre los ejes superior (9) e inferior (12). A continuación extraiga las varillas (11). No las fuerce, ya que de lo contrario puede provocar daños en las rótulas.
- A continuación extraiga de las varillas las cuatro rótulas. (Nótese que dos rótulas tienen rosca a derechas y las otras dos rótulas a izquierda).
- Lleve las tuercas al final de rosca.
- Introduzca las cuatro rótulas de nuevo en las varillas con el mismo número exacto de vueltas. Debe darle la longitud exacta a las varillas para que puedan entrar de nuevo en los ejes sin forzar.
- Apriete las cuatro tuercas.
- Monte de nuevo las rótulas sobre los ejes. Posteriormente apriete de nuevo las cuatro tuercas de los ejes sin olvidar los espaciadores.

LA POLEA NO GIRA CON SUAVIDAD O HACE RUIDO.

- Compruebe que los elementos utilizados como desequilibrio no tocan sobre ningún elemento. Si es así proceda a sustituirlos.
- Compruebe el sonido que hace la polea al hacer girarla suavemente con la mano. Si suenan chascarrillos o siente escalones en el movimiento los rodamientos pueden estar dañados. Proceda a la sustitución de los rodamientos.

EL CONTADOR NO DA UN RESULTADO CORRECTO.

- Compruebe que la pegatina de la polea (11) está en perfecto estado. En su caso proceda a sustituirla
- Compruebe que no existe ningún elemento extraño de color que pueda desvirtuar la medición. En su caso proceda a retirar dicho elemento.
- Compruebe el estado superficial de la polea. Busque arañazos y defectos similares. En su caso deberá pintar de nuevo la polea con pintura negro mate.



4. Operaciones de mantenimiento

Las operaciones de mantenimiento son de gran importancia para la correcta utilización de la máquina, por lo que recomendamos que se apliquen puntualmente todas y cada una de las prescripciones siguientes.

Las operaciones reseñadas se refieren a la máquina y a sus instalaciones. En lo referente al motor y variador ABB siga las indicaciones del fabricante.

Efectúe periódicamente las siguientes operaciones:

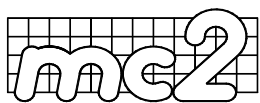
Mensualmente

- Compruebe el apriete de la tornillería.
- Compruebe el estado de la correa (15). Si está destensada proceda a tensarla y si está demasiado estirada o aparecen grietas en su superficie proceda a sustituirla.

Anualmente

- Repase los posibles daños de pintura para evitar la aparición de puntos de oxidación.
- Revise el estado de los rodamientos y rótulas.
- Revise el estado de la instalación eléctrica. Compruebe que no existe ningún cable pelado.

NOTAS



MC2 Ingeniería y Sistemas, S.L.

Diego Angulo Iñiguez nº 14

41018 Sevilla (España)

Teléfono 954 987 388

Fax 954 536 832

e-mail: emecedos@interbook.net

Bibliografía

- [1] **H.J. GOUGH, C.B., M.B.E., D.Sc., M.I.Mech.e., F.R.S.** *Some Experiments on the Resistance of Metals to Fatigue under Combined Stresses.* MINISTRY OF SUPPLY. AERONAUTICAL RESEARCH COUNCIL REPORTS AND MEMORANDA.
- [2] **H.J. GOUGH, C.B., M.B.E., D.Sc., M.I.Mech.e., F.R.S. and H. V. POLLARD, A.M.I. Mech.E.** *The Strength of Metals under Combined alternating Stresses.*
- [3] **ANSI/ASME.** *ANSI/ASME B106.1M-1985. Design of Transmission Shafting.*
- [4] **Eugene A. Avallone. Theodore Baumeister III.** *Manual del Ingeniero Mecánico Marks.* McGraw Hill
- [5] **SKF.** *Catálogo SKF Cojinetes lisos.*
- [6] **EPIDOR.** *Catálogo EPIDOR. Resortes de Gas.* Basbach easylift
- [7] **RS.** *Catálogo RS. Edición 2006*