

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**DOBLE TITULACIÓN
CONVENIO DE INTERCAMBIO DE ESTUDIANTES
PUCP - UPM**



**PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ**

**DISEÑO DE LOS MECANISMOS DE EXCITACIÓN Y CENTRADO
DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN
PURA**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta:

Harold Rodriguez Bravo

ASESOR PUCP: RODRIGUEZ HERNANDEZ, JORGE ANTONIO

ASESOR UPM: MUÑOZ-GUIJOSA, JUAN MANUEL

Lima, octubre 2018

RESUMEN

El presente Trabajo de Fin de Máster busca desarrollar los modelos teóricos y especificaciones técnicas para la puesta en marcha de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura, perteneciente a la División de Ingeniería de Máquinas de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y diseñada por el Dr. Ing. Juan Manuel Muñoz-Guijosa.

Los ensayos de flexión pura presentan una descripción muy precisa sobre las características mecánicas de los materiales examinados; sin embargo, actualmente el mercado no cuenta con una gama amplia de máquinas ofertadas a precios razonables y con principios físicos de aplicación sencillos.

El capítulo 1 de este documento presenta el panorama general de desarrollo del proyecto y realiza énfasis en la actualidad de las máquinas de ensayos de fatiga por flexión pura y en especial en los mecanismos requeridos para la puesta en marcha de la máquina en cuestión.

En los capítulos 2 y 3 se desarrolla la modelización teórica de la máquina y su posterior validación mediante ensayos e interpretaciones de los resultados obtenidos. Esto se lleva a cabo con el fin de reconocer el comportamiento de la máquina -que se encuentra inoperativa- y proponer las soluciones de diseño a los problemas que presenta.

Finalmente, en el capítulo 4 se desarrolla la metodología de diseño aplicada a los mecanismos de excitación y centrado necesarios. Con esto se elaboran los planos requeridos para la posterior fabricación de dichos mecanismos y futura puesta en marcha de la máquina.



ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.2 METODOLOGÍA	1
1.3 ANTECEDENTES Y ESTADO DEL ARTE	2
1.3.1. Antecedentes	2
1.3.2. Estado del arte	6
2. MODELIZACIÓN DE LA MÁQUINA	12
2.1 MODELO ESTÁTICO	12
2.2 MODELO DINÁMICO	18
3. VALIDACIÓN DEI MODELO	23
3.1 VALIDACIÓN DEL MODELO ESTÁTICO	23
3.1.1. Resultados	25
3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO DINÁMICO	29
3.2.1. Ensayo de medición del amortiguamiento	29
3.2.2. Resultados	31
3.3 CONCLUSIÓN	33
4. DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO	34
4.1 MECANISMO DE EXCITACIÓN	34
4.1.1. Lista de exigencias	34
4.1.2. Estructura de funciones	35
4.1.3. Conceptos de solución	36
4.1.4. Proyecto preliminar	40
4.1.5. Ingeniería de detalle	42
4.2 MECANISMO DE CENTRADO	44
4.2.1. Lista de exigencias	44
4.2.2. Estructura de funciones	45
4.2.3. Conceptos de solución	46
4.2.4. Proyecto preliminar	50
4.2.5. Ingeniería de detalle	52
5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS	53
6. BIBLIOGRAFÍA	54
7. PLANIFICACIÓN TEMPORAL Y PRESUPUESTO	55
7.1 PLANIFICACIÓN TEMPORAL	55
7.2 PRESUPUESTO	57
8. ÍNDICE DE FIGURAS	58
9. ÍNDICE DE TABLAS	59
10. ANEXOS	60

10.1	PLANOS DEL MECANISMO DE EXCITACIÓN	60
10.2	PLANOS DEL MECANISMO DE ALINEAMIENTO.....	60



1. INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVOS

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Máster es el diseño del mecanismo de excitación y centrado de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura. Esta máquina pertenece a la División de Ingeniería de Máquinas y fue diseñada por el Dr. Ing. Juan Manuel Muñoz-Guijosa.

También, se desarrollarán modelos, estático y dinámico, de la máquina que serán propiamente verificados. De esta manera, se busca analizar y comprender el comportamiento de la máquina para distintas tensiones suministradas.

El objetivo principal del proyecto puede resumirse en:

- Diseño del mecanismo de excitación y centrado de la máquina de ensayos a fatiga por flexión pura.

El objetivo secundario puede resumirse en:

- Modelización estática y dinámica de la máquina de ensayos a fatiga por flexión pura.

1.2 METODOLOGÍA

La metodología que se aplicará al desarrollo del proyecto se puede sintetizar en los siguientes pasos:

- Identificación de los problemas por los cuales la máquina no puede operar.
- Modelización estática y dinámica de la máquina.
- Análisis y validación de los modelos.
- Aplicación de la metodología de diseño en la solución de los problemas encontrados.
- Elaboración de la documentación pertinente a fin de poder fabricar los mecanismos diseñados.

N.º	Descripción	Notación
1	Masa superior agregada	m_A
2	Masa principal	m_B
3	Carros de apoyo	m_C
4	Resortes helicoidales	R
5	Probeta	Pr
6	Masa inferior	m_D

Tabla 1.1: Partes principales de la máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.

La función principal de esta máquina es la fatiga de las probetas por flexión pura mediante cargas de tensión verticales periódicas aplicadas en la parte superior de la masa principal (m_B). Dicha masa puede ser modificada, es decir, agregando más masa (m_A) según las condiciones a ensayar. Esto genera que los apoyos superiores de los carros (m_C) descendan y se provoque la flexión de la probeta. Al retirar la carga los apoyos de los carros ascenderán de manera que la probeta retorne a su posición inicial. La siguiente secuencia de figuras busca ilustrar lo antes mencionado:

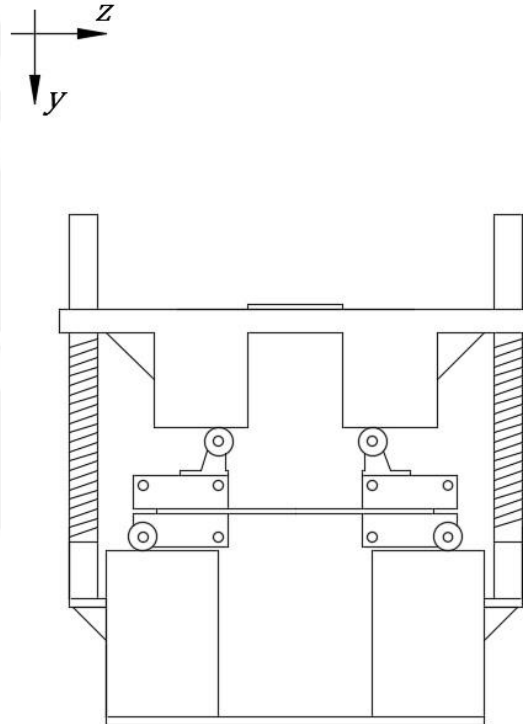


Figura 1.2: Esquema de la máquina sin masa superior agregada

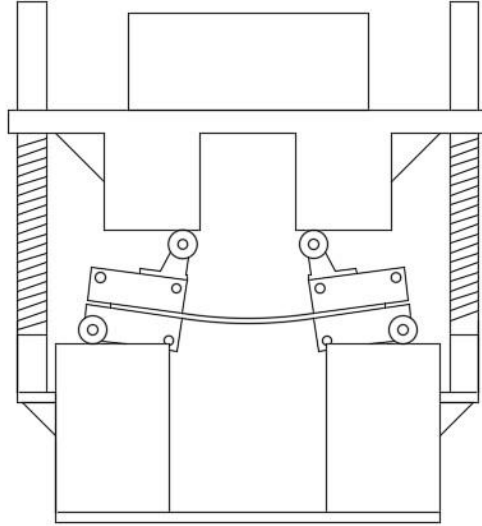
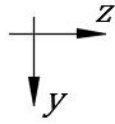


Figura 1.3: Esquema de la máquina con masa superior agregada

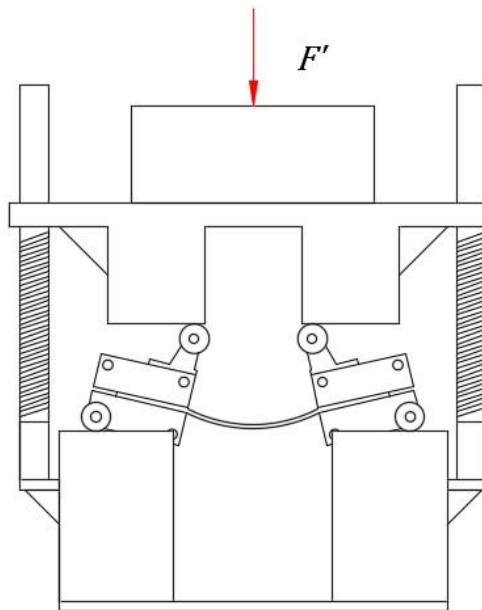
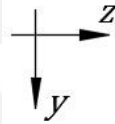


Figura 1.4: Esquema de la máquina con la fuerza de excitación F'

Este proceso se repetirá, con el fin de ensayar el número de ciclos que soporta dicho material sometido a flexión pura hasta fatigarse con las condiciones de tensión aplicadas.

Actualmente, el ensayo de fatiga por flexión pura descrito anteriormente es inviable debido a los siguientes problemas presentados por la máquina:



Figura 1.5: Inexistencia de un mecanismo de excitación

La máquina no cuenta con un mecanismo de excitación que suministre la carga periódica sobre la masa superior y agregada.

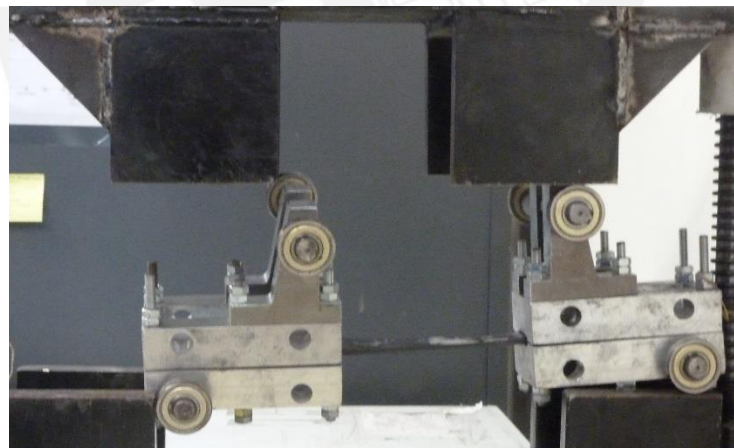


Figura 1.6: Falta de un mecanismo de centrado de probeta

No se dispone de un mecanismo que garantice el centrado -durante todo el ensayo- de la probeta. Esto implica que los carros (al aplicar la fuerza de excitación) pueden descarrilar y caer, lo que provocaría la anulación del ensayo.

1.3.2. Estado del arte

El siguiente bloque tiene como finalidad informar al lector sobre el actual desarrollo de las máquinas de ensayos de fatiga por flexión pura. Se busca describir los mecanismos de excitación y centrado utilizados por diversos diseñadores del rubro.

De manera tradicional, los ensayos de flexión han sido utilizados para la caracterización de materiales [2] y la verificación del diseño de componentes estructurales. Entre otras ventajas, estos ensayos son poco propensos a presentar inestabilidades (como el pandeo, vibraciones no deseadas, etc.) [1].

Por ejemplo, en la máquina de flexión pura diseñada por Antherieu [3] la probeta puede flexionarse de maneras extremas como se observa en la Figura 1.7. La excitación del sistema se da mediante el giro y movimiento de un eje conectado mediante juntas universales a otro, como se observa en la Figura 1.8.

En la misma figura se puede observar que al mecanismo de centrado, el cual cuenta con dos apoyos fijos que tienen la capacidad de permitir el giro de la probeta debido a su diseño y por los rodamientos de bolas que utilizan.

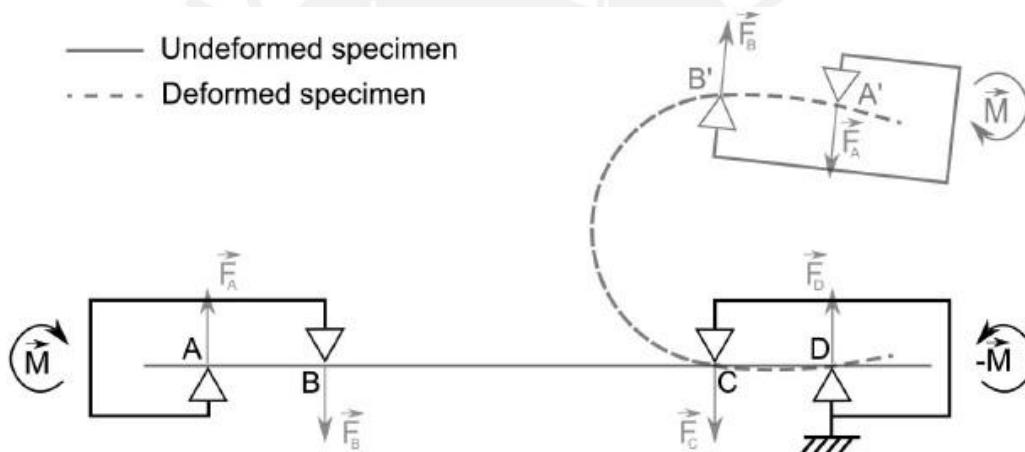


Figura 1.7: Esquema de la máquina presentado por Antherieu [3]

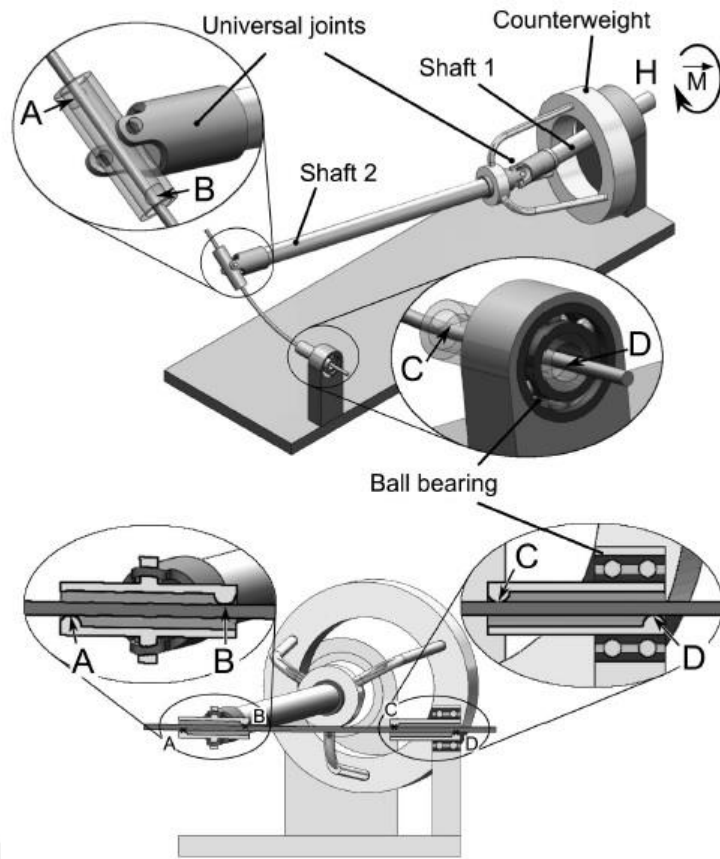


Figura 1.8: Máquina de flexión pura presentada por Antherieu [3]

Los ensayos de flexión pura efectuados en de manera *In-situ* Hoefnagels [4] propone una máquina excitada mediante un momento torsor ($M = k_{\phi} \cdot \phi$). El momento es controlado mediante una perilla manual que desplaza dos bizarras elásticas en serie, cuyas líneas centrales se cruzan precisamente en la línea central de la probeta (*specimen*). Esto provoca la flexión de la muestra mediante el giro de las abrazaderas que la sostienen cómo se observa en la Figura 1.9.

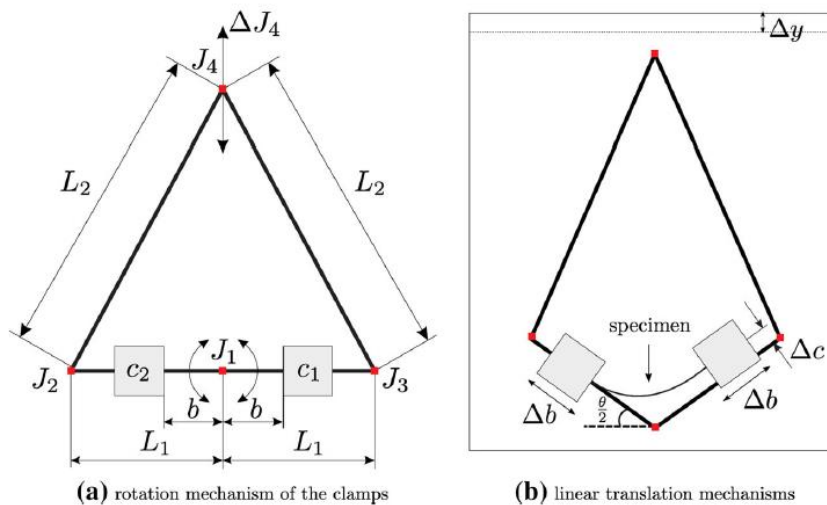


Figura 1.9: Diseño conceptual del mecanismo de abrazaderas propuesto por Hoefnagels [4]

La Figura 1.10 muestra mecanismo de centrado se encuentra conformado por dos abrazaderas que se desplazan según sean requeridas por la deformación de los resortes. Dicho mecanismo se muestra en acción en la Figura 1.11.

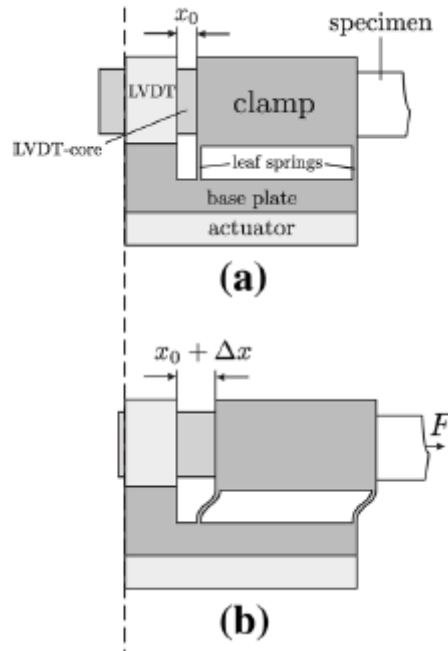


Figura 1.10: (a) Condición inicial de la abrazadera sin acción de la fuerza F , (b) Desplazamiento de la abrazadera con respecto a la placa base por la fuerza axial F [4]

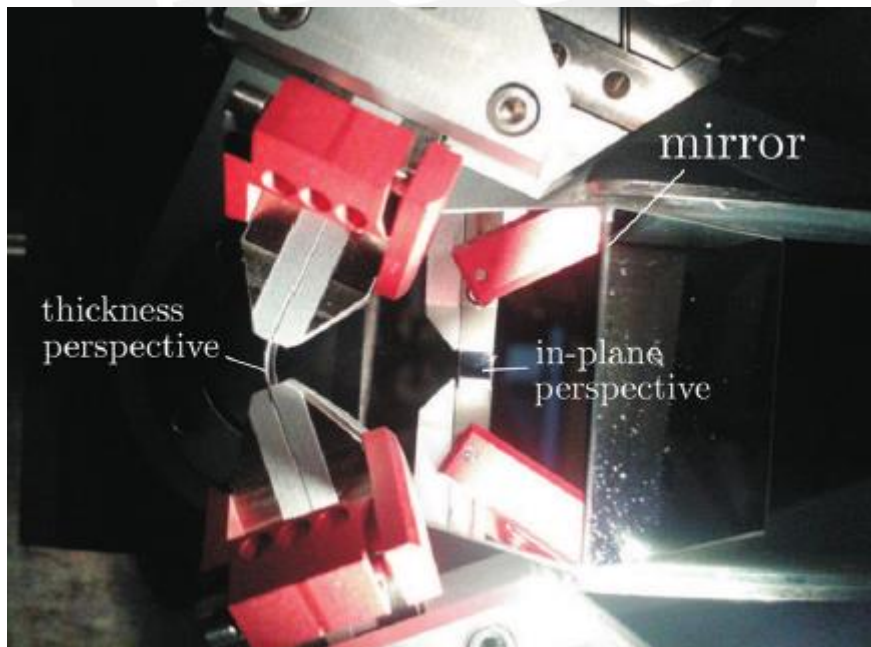


Figura 1.11: Vista de planta del mecanismo de centrado cuando se ejecuta el ensayo de flexión [4]

Muñoz-Guijosa [1] propone una máquina de ensayos de fatiga por flexión para grandes deflexiones, cuyo mecanismo de excitación se encuentra conformado por poleas y accionado

por una palanca conectado a la célula de carga como se observa en la Figura 1.12. Dicha palanca tira de una polea móvil (*pulley 1*) ocasionando la flexión de la probeta como se ilustra en la Figura 1.13.

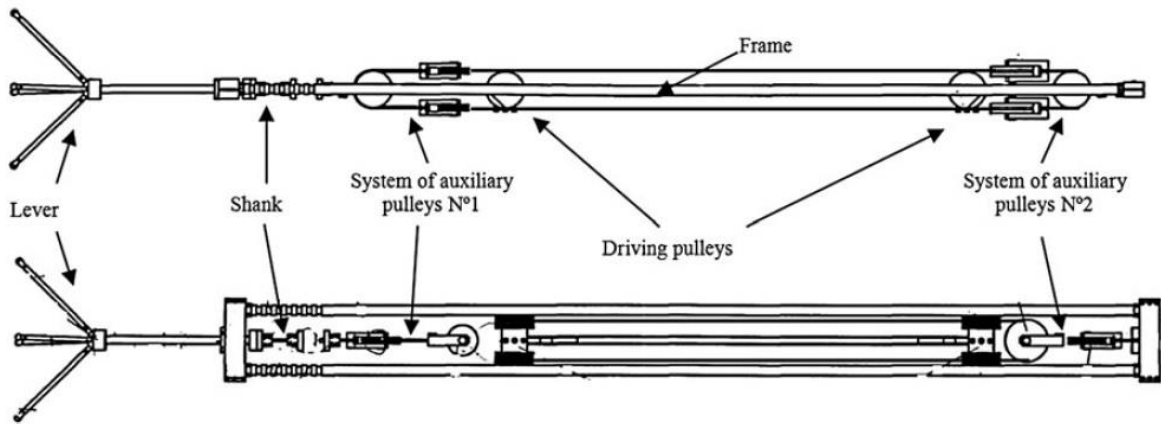


Figura 1.12: Máquina de fatiga por flexión pura para grandes deflexiones [1]

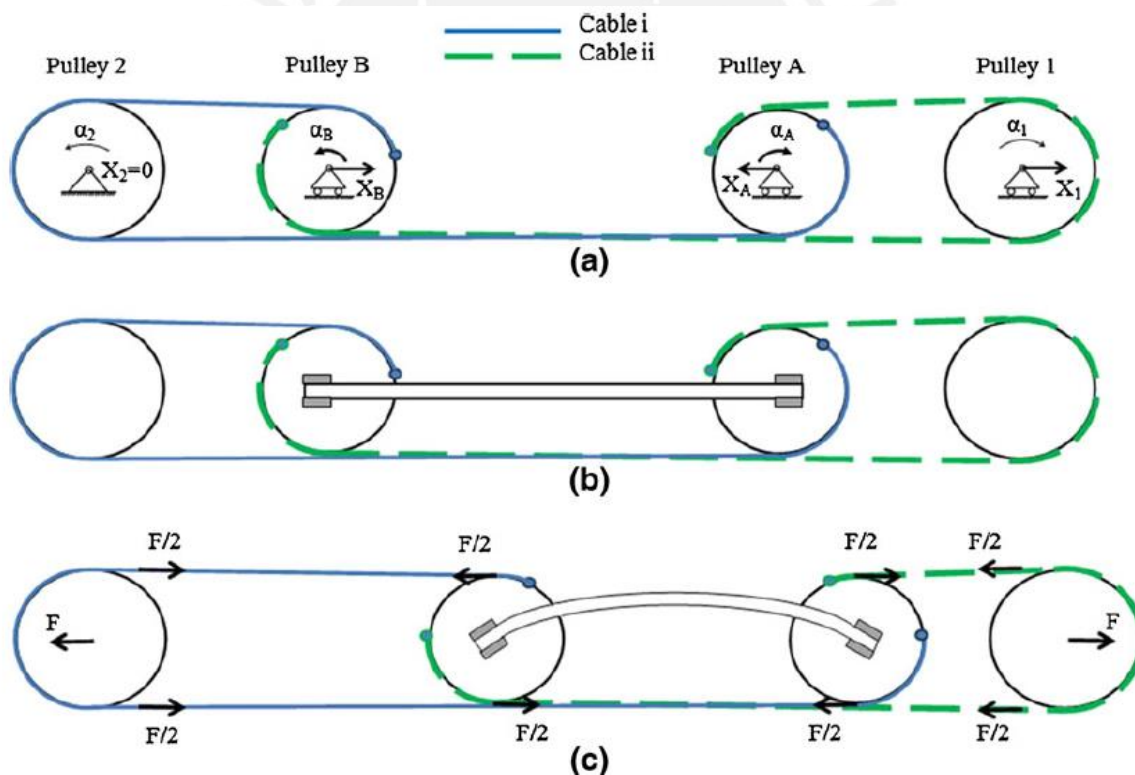


Figura 1.13: (a) Esquema cinemático. (b) Sistema acoplado para realizar el ensayo. (c) La probeta se flexiona cuando aparece la fuerza F en la polea 1 (*pulley 1*) [1]

El centrado de la probeta durante el ensayo se lleva a cabo utilizando las poleas A y B (*pulleys A and B*) como apoyos. Dichas poleas llevan a la probeta insertada en su centro de gravedad y son solidarias con esta al moverse como se aprecia en la Figura 1.13.

En el artículo de Boers [5], el autor presenta una máquina para ensayos de flexión que utiliza un mecanismo de rotación con abrazaderas montadas en deslizadores sin fricción (Figura 1.14).

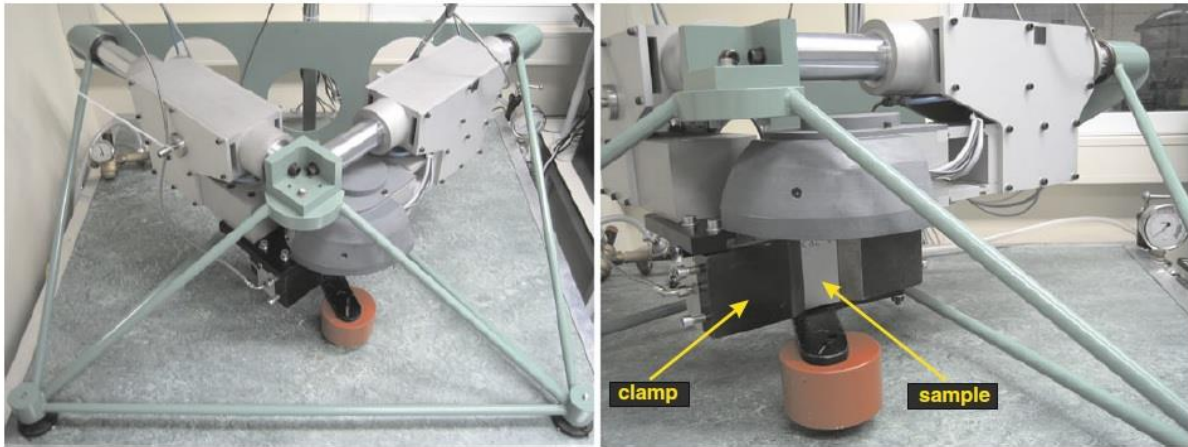


Figura 1.14: Máquina para ensayos de flexión pura propuesta por Boers [5]

El mecanismo de excitación se encuentra conformado por dos abrazaderas hidráulicas (*clamps*) que giran y flexionan la probeta (*sample*) según la carga suministrada como se muestra en la Figura 1.15.

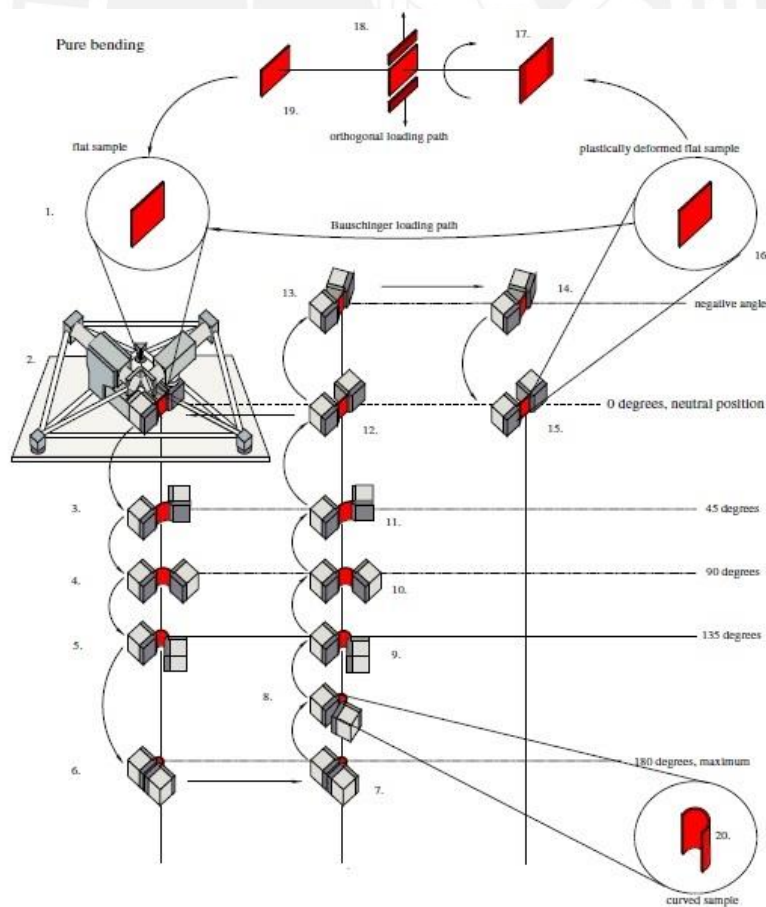


Figura 1.15: Representación esquemática del funcionamiento de la máquina propuesta por Boers [5]

La Figura 1.16 muestra el mecanismo de centrado de la probeta conformado por dos abrazaderas. Una de las cuales puede rotar mientras que la otra mantiene su posición durante todo el ensayo.

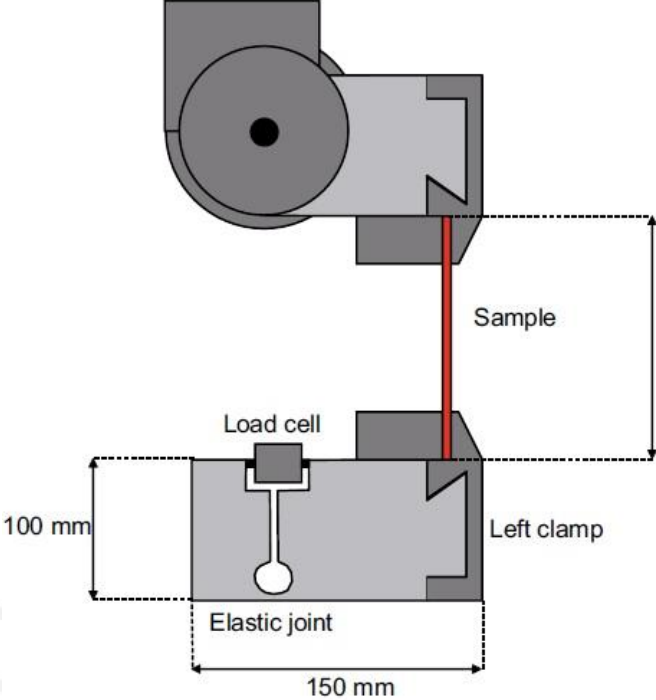


Figura 1.16: Mecanismo de centrado [5]

2. MODELIZACIÓN DE LA MÁQUINA

Con el fin de poder analizar, describir y comprender el comportamiento de la máquina de ensayos de fatiga por flexión pura se desarrolló un modelo físico-matemático. Dicho modelo, se encuentra compuesto por dos partes correspondientes a los estados estático y dinámico de la máquina cuando se le aplica una tensión (excitación).

2.1 MODELO ESTÁTICO

Este modelo corresponde al momento en que la máquina se encuentra en total equilibrio de fuerzas y momentos. Es decir, toda la masa superior se encuentra sostenida en los carros de apoyo de manera estática y esto conlleva a una flexión constante en la probeta de ensayo mientras se conserve la tensión aplicada (excitación) teniendo en cuenta la flexión generada por el peso propio.

A continuación, la Figura 2.1 muestra el diagrama de cuerpo libre de la parte superior de la máquina. Teniendo en cuenta el peso de la masa superior (W_B), el peso de la masa agregada (W_A), la fuerza de excitación (F'), la fuerza ejercida por los resortes helicoidales ($F_R = K_R \cdot y$) y la reacción ejercida por los apoyos superiores de los carros sobre la masa superior (N).

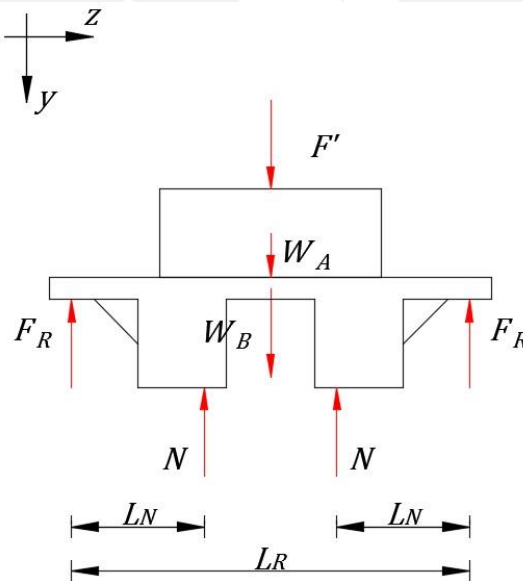


Figura 2.1: Diagrama de cuerpo libre - Masa superior y agregada

Utilizando el sistema de referencia mostrado, se obtienen las ecuaciones de equilibrio necesarias para el análisis:

$$\sum F_y = 0$$

$$F' + W_A + W_B - 2 \cdot F_R - 2 \cdot N = 0$$

Igualando:

$$F' = 2.N + 2.F_R - W_A - W_B \quad (2.1.1)$$

Seguidamente, se desarrollará la relación geométrica que permite calcular el descenso de la masa superior (y) según el giro de los carros ocasionando la flexión de la probeta.

Para ello se muestran dos diagramas de cuerpo libre del carro de apoyo sin las estructuras de soporte en forma de L, pues estas pueden ser incluidas modificando la inercia del carro (I_c) y la distancia vertical (L_V) en pasos posteriores. El primero, corresponde carro de apoyo sin giro (Figura 2.2); mientras que el segundo corresponde al mismo carro de apoyo girado un cierto ángulo (θ_{abs}) provocado por la flexión de la probeta ocasionada por fuerza de excitación (Figura 2.3). En ambos casos aparecen las fuerzas de reacción ejercidas por la masa superior sobre los apoyos superiores del carro (N), el peso del carro de apoyo (W_C) y la fuerza de reacción ejercida por la pista de la masa inferior (m_D) sobre los apoyos inferiores del carro (N'). Al mismo tiempo, se obtendrán dos ecuaciones muy importantes para el análisis proveniente del equilibrio de fuerzas y momentos en los carros de apoyo.

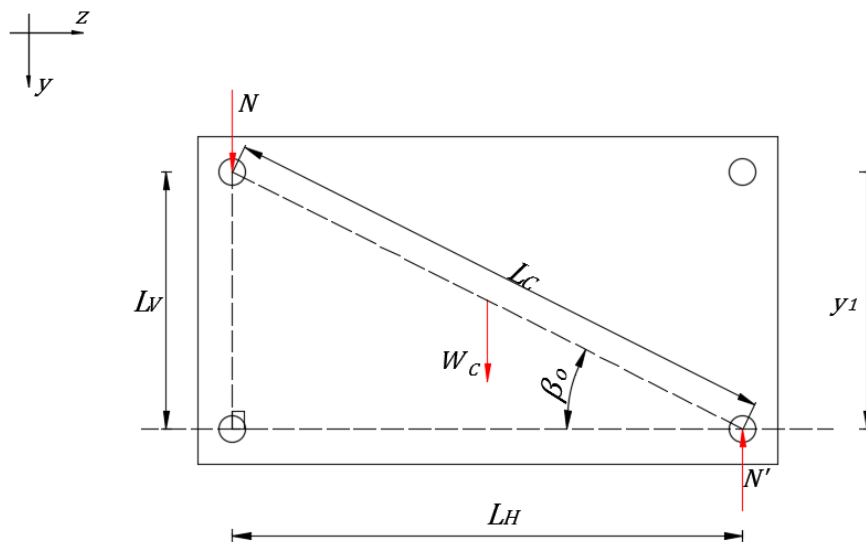


Figura 2.2: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo sin giro

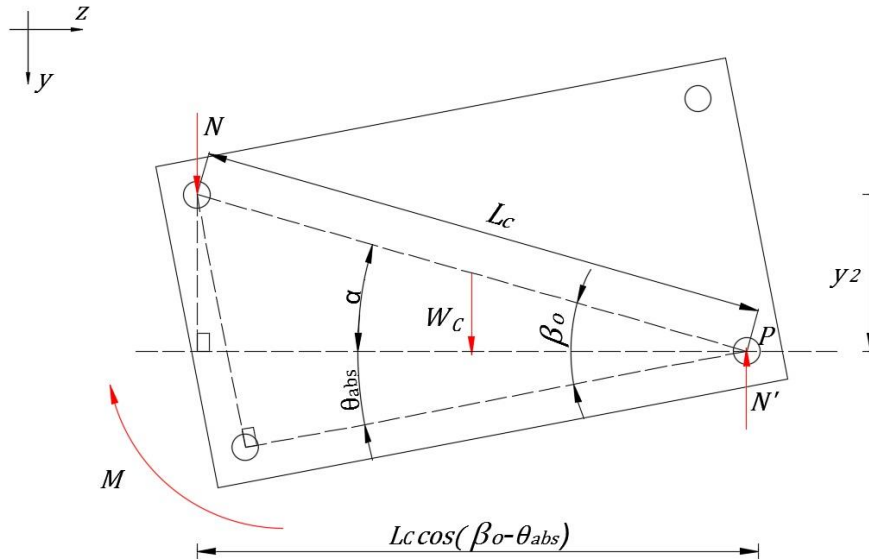


Figura 2.3: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo con giro

De ambas figuras podemos obtener las siguientes relaciones geométricas:

$$\alpha = \beta_o - \theta_{abs}$$

$$y = y_1 - y_2$$

$$y = L_c \cdot \text{sen}(\beta_o) - L_c \cdot \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs})$$

Simplificando:

$$y = L_c \cdot [\text{sen}(\beta_o) - \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs})] \quad (2.1.2)$$

También, utilizando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos referidos al punto P obtenemos:

$$\sum F_y = 0$$

$$N + W_c - N' = 0$$

$$\sum M_P = 0$$

$$N \cdot L_c \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs}) + W_c \cdot \frac{L_c \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})}{2} - M = 0$$

Igualando:

$$N' = N + W_c \quad (2.1.3)$$

$$N = \frac{M}{L_c \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})} - \frac{W_c}{2} \quad (2.1.4)$$

Donde β_o es el ángulo de valor constante formado por las dimensiones geométricas vertical (L_V) y horizontal (L_H) asociadas a los apoyos del carro, α es el ángulo formado entre la horizontal y la longitud diagonal (L_C) de los apoyos del carro al girar, y M es el momento resistente de la probeta al giro del carro.

Para completar el modelo, se debe despejar el momento resistente de la probeta al giro del carro (M). Se utiliza la ecuación de la elástica de la viga.

$$\Delta C = C - C_o = \frac{M}{E.I}$$

En esta ecuación tenemos que la diferencia la curvatura inicial (C_o) y final (C) de la viga es equivalente al momento resistente de la misma dividido entre su módulo de elasticidad, y multiplicado por el momento de inercia en el eje respectivo (I).

También se cumple que la curvatura de la viga es inversamente proporcional a su radio de curvatura (ρ).

$$\rho = \frac{1}{C}$$

La Figura 2.4 muestra el esquema geométrico que relaciona el ángulo de giro (θ_{abs}), la longitud de la probeta (L_P) y el radio de curvatura (ρ).

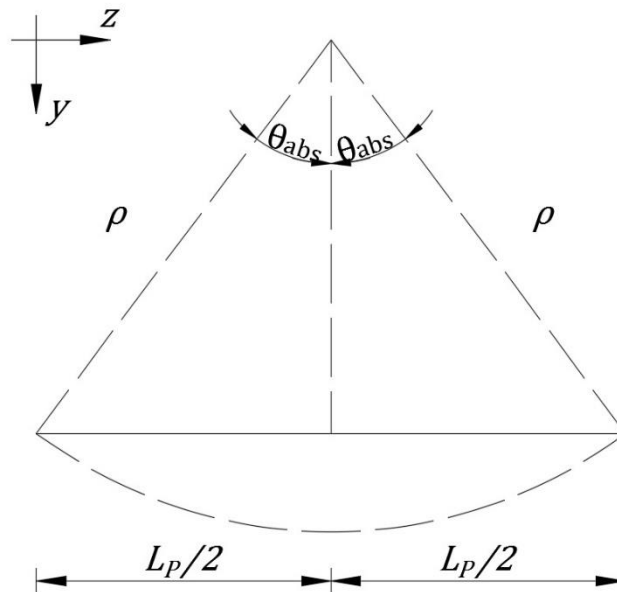


Figura 2.4: Esquema geométrico de flexión de una probeta plana

De este esquema podemos deducir las siguientes ecuaciones:

$$L_P = 2 \cdot \rho \cdot \theta_{abs}$$

$$C = \frac{2 \cdot \theta_{abs}}{L_P}$$

Finalmente, se obtiene la ecuación del momento resistente en base a parámetros conocidos y calculables.

$$M = \frac{2.E.I}{L_p}(\theta_{abs} - \theta_o) \quad (2.1.5)$$

En la ecuación (2.1.5) el ángulo θ_o representa el ángulo inicial de curvatura de la probeta, pues al ser una máquina que puede trabajar con probetas curvas el modelo debe tenerlo en cuenta.

Al mismo tiempo, existen otras magnitudes calculables al resolver las ecuaciones del modelo estático que también aportan información importante.

Deflexión absoluta de la viga (δ_{abs}):

$$\delta_{abs} = \rho \cdot [1 - \cos(\theta_{abs})]$$

Acortamiento de la viga (Ac), el cual en el caso de tratarse de una viga curva se expresa de la siguiente manera:

$$Ac = 2 \cdot [\rho_o \cdot \text{sen}(\theta_o) - \rho \cdot \text{sen}(\theta_{abs})]$$

Y en caso contrario se expresa de la siguiente forma:

$$Ac = L_p - [\rho \cdot \text{sen}(\theta_{abs})]$$

Tensión en la viga (σ):

$$\sigma = \frac{M \cdot h}{2 \cdot I}$$

Donde h es el espesor de la viga.

De igual manera, es importante resaltar que la rigidez de la viga que puede ser calculada utilizando la derivada parcial de su momento resistente en función del ángulo de giro en la ecuación (2.1.5). Se obtiene:

$$K_v = \frac{\partial M}{\partial \theta_{abs}} = \frac{2 \cdot E \cdot I}{L_p}$$

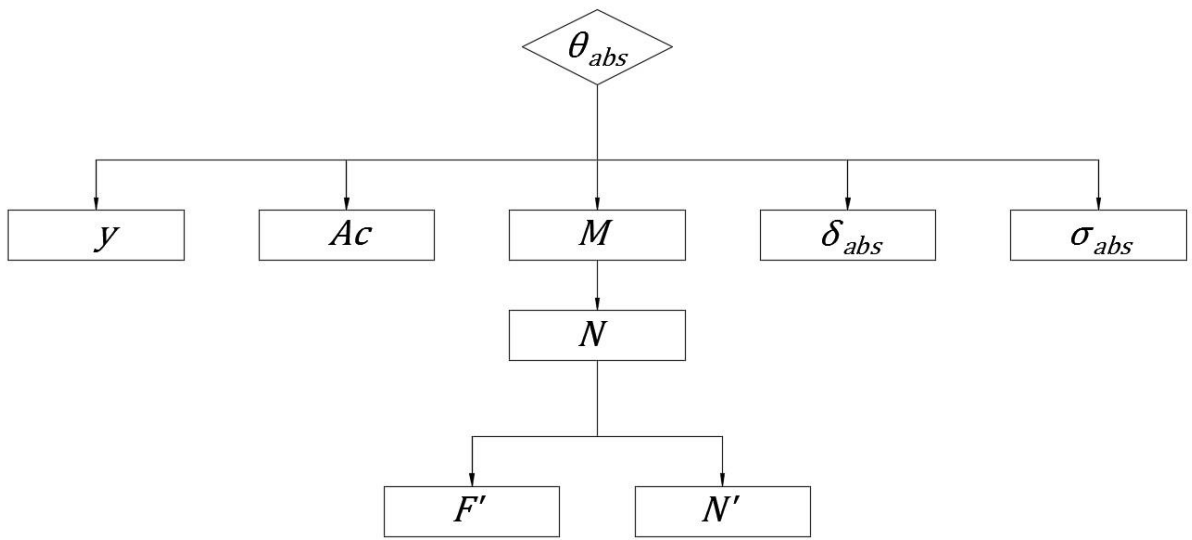


Figura 2.5: Diagrama de bloques - Modelo estático



2.2 MODELO DINÁMICO

Este modelo corresponde al comportamiento dinámico de la máquina. Dicho comportamiento tiene en cuenta la aplicación periódica de una fuerza de excitación (F') en la parte superior de la máquina de ensayo que logra la flexión de la probeta. Este proceso se repetirá hasta conseguir el estado de fatiga necesario en la probeta y se puede realizar a diferentes tensiones según las condiciones requeridas por el ensayo.

Seguidamente, se presentarán los diagramas de cuerpo libre de las diferentes partes de la máquina junto a las ecuaciones que las describen. Todo esto con el objetivo de encontrar las ecuaciones que dominan el comportamiento del equipo en su estado dinámico.

En primer lugar, se desarrolló la ecuación de movimiento de la masa superior teniendo en cuenta el peso de la masa superior (W_B), el peso de la masa agregada (W_A), la fuerza de excitación (F'), la fuerza ejercida por los resortes helicoidales (F_R), la reacción ejercida por los apoyos superiores de los carros sobre la masa superior (N) y su aceleración en dirección al eje en cuestión (\ddot{y}). Para ilustrar esta ecuación se puede observar la Figura 2.1 teniendo en cuenta que en este caso no se tiene un equilibrio estático de fuerzas.

$$\sum F_y = (m_A + m_B) \cdot \ddot{y}$$

De donde se obtiene la siguiente ecuación:

$$F' + W_A + W_B - 2 \cdot F_R - 2 \cdot N = (m_A + m_B) \cdot \ddot{y} \quad (2.2.1)$$

Se debe obtener la relación geométrica entre la aceleración lineal de la masa superior al descender (\ddot{y}) y la aceleración angular de los carros al flexionar la probeta ($\ddot{\theta}_{abs}$). Para esto se deriva la ecuación (2.1.2) y se obtiene nuevas ecuaciones a utilizar en el presente modelo.

$$y = L_C \cdot [\text{sen}(\beta_o) - \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs})] \quad (2.1.2)$$

Obtenemos la velocidad lineal de la masa superior al descender (\dot{y}) aplicando la primera derivada:

$$\dot{y} = \frac{\partial y}{\partial \theta_{abs}}$$

$$\dot{y} = L_C \cdot [\text{cos}(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \dot{\theta}_{abs}] \quad (2.2.2)$$

Con la segunda derivada se obtiene la aceleración lineal de la masa superior al descender (\ddot{y}):

$$\ddot{y} = \frac{\partial^2 y}{\partial \theta_{abs}^2}$$

$$\ddot{y} = L_C \cdot \{[\text{sen}(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \ddot{\theta}_{abs}] + [\text{cos}(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \dot{\theta}_{abs}]\} \quad (2.2.3)$$

La Figura 2.6 presenta el esquema de uno de los carros de apoyo girados un cierto ángulo θ_{abs} . De este esquema obtendremos las ecuaciones restantes para poder describir la

aceleración angular de los carros al flexionar la probeta ($\ddot{\theta}_{abs}$) utilizando datos conocidos o fácilmente deducibles. Cabe resaltar, que a diferencia del diagrama de cuerpo libre anterior en este caso se tienen un momento de amortiguamiento ($C \cdot \dot{\theta}_{abs}$).

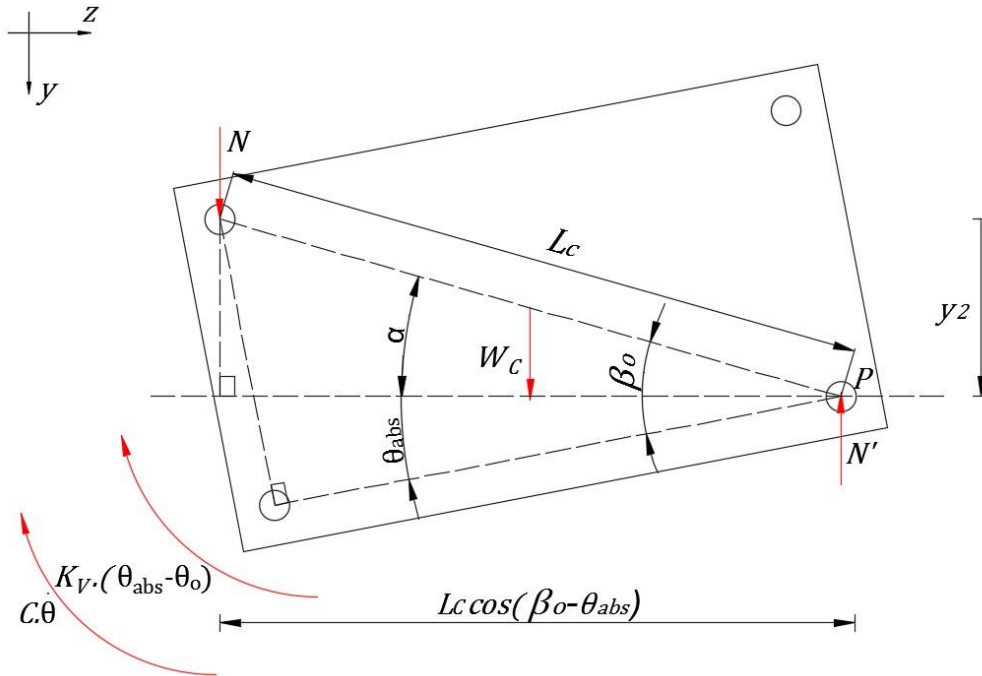


Figura 2.6: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo con giro amortiguado

En este modelo se debe tener en cuenta el amortiguamiento del sistema ($C \cdot \dot{\theta}_{abs}$) y, al igual que en el modelo estático, el momento resistente de la probeta (M).

$$M = K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o)$$

$$\sum F_y = m_c \cdot \ddot{y}$$

$$N - W_C + N' = m_c \cdot \ddot{y}$$

(2.2.4)

$$\sum M_P = I_C \cdot \ddot{\theta}_{abs}$$

$$N \cdot [L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})] + W_C \cdot \left[\frac{L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})}{2} \right] - K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o) - C \cdot \dot{\theta}_{abs} = I_C \cdot \ddot{\theta}_{abs} \quad (2.2.5)$$

En la ecuación (2.2.5) se tiene el factor de amortiguamiento del sistema (C) el cual será determinado por métodos experimentales en capítulos posteriores.

A continuación, se utilizarán las ecuaciones halladas en la búsqueda de una ecuación que permita calcular la aceleración angular de los carros al flexionar la probeta ($\ddot{\theta}_{abs}$) en función de parámetros conocidos o fácilmente calculables.

Se iguala la ecuación (2.2.5) con el fin de separar la reacción normal entre los apoyos superiores de los carros y la masa superior:

$$N \cdot [L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})] = I_C \cdot \ddot{\theta}_{abs} + C \cdot \dot{\theta}_{abs} + K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o) - W_C \cdot \left[\frac{L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})}{2} \right]$$

$$N = \left\{ \frac{I_C \cdot \ddot{\theta}_{abs} + C \cdot \dot{\theta}_{abs} + K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o)}{[L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})]} \right\} - \frac{W_C}{2} \quad (2.2.6)$$

Al reemplazar las ecuaciones (2.1.2); (2.2.3); (2.2.6) en (2.2.1) y despejar $\ddot{\theta}_{abs}$, se obtiene:

$$F' + W_A + W_B + W_C - 2 \cdot K_R \cdot \{L_C \cdot [\text{sen}(\beta_o) - \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs})]\} - 2 \cdot \left\{ \frac{I_C \cdot \ddot{\theta}_{abs} + C \cdot \dot{\theta}_{abs} + K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o)}{[L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})]} \right\} = (m_A + m_B) \cdot L_C \cdot \{[\text{sen}(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \dot{\theta}_{abs}^2] + [\cos(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \ddot{\theta}_{abs}]\}$$

Por temas de formato y para facilitar la comprensión de la ecuación esta se fraccionará en diferentes grupos.

$$\ddot{\theta}_{abs} = \frac{A' + B' - C' - 2 \cdot C \cdot \dot{\theta}_{abs} - [2 \cdot K_V \cdot (\theta_{abs} - \theta_o)] - E'}{\{2 \cdot I_C + [(m_A + m_B) \cdot (L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs}))^2]\}} \quad (2.2.7)$$

$$A' = [F' \cdot L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})]$$

$$B' = [(W_A + W_B + W_C) \cdot L_C \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})]$$

$$C' = \{(m_A + m_B) \cdot L_C^2 \cdot \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs})\} \cdot \dot{\theta}_{abs}^2$$

$$E' = \{2 \cdot K_R \cdot L_C^2 \cdot \cos(\beta_o - \theta_{abs}) \cdot [\text{sen}(\beta_o) - \text{sen}(\beta_o - \theta_{abs})]\}$$

El siguiente paso consiste en el diseño de un proceso mediante el cual, según valores asignados a los parámetros y excitaciones iniciales, se puedan traducir las ecuaciones halladas en gráficas que muestren el comportamiento dinámico de la máquina.

Para esto se debe tener en cuenta la ecuaciones (2.2.7); (2.1.2) y las siguientes relaciones matemáticas:

$$\theta_{abs} = \int_{t_o}^t \dot{\theta}_{abs} dt = \int_{t_o}^t \left(\frac{d\theta_{abs}}{dt} \right) dt \approx \dot{\theta}_{abs} \cdot \Delta t + \theta_{o abs}$$

$$\dot{\theta}_{abs} = \int_{t_o}^t \ddot{\theta}_{abs} dt = \int_{t_o}^t \left(\frac{d\dot{\theta}_{abs}}{dt} \right) dt \approx \ddot{\theta}_{abs} \cdot \Delta t + \dot{\theta}_{o abs}$$

De esta manera, se pueden tratar los datos utilizando una tabla de *Microsoft Excel* mostrada en la Tabla 2.1.

Δt	$\ddot{\theta}_{abs} [rad/s^2]$	$\dot{\theta}_{abs} [rad/s^2]$	$\theta_{abs} [rad]$	$y [m]$	$F' [N]$
0	0,000	5,000	0,175	0,020	10
0,01	-4,189	4,958	0,224	0,026	0
0,02	-15,216	4,806	0,272	0,031	0
0,03	-25,108	4,555	0,318	0,037	0
0,04	-34,399	4,211	0,360	0,042	0
0,05	-43,002	3,781	0,398	0,046	0
0,06	-50,791	3,273	0,430	0,050	0
0,07	-57,599	2,697	0,457	0,054	0
0,08	-63,232	2,065	0,478	0,056	0
0,09	-67,488	1,390	0,492	0,058	0
0,1	-70,189	0,688	0,499	0,059	0

Tabla 2.1: Tratado de datos – Ejemplo: respuesta dinámica del sistema

Al realizar una gráfica $y - \Delta t$ con los valores tabulados, se podrá obtener la respuesta del sistema en un rango de tiempo determinado según los parámetros iniciales que se definan. La Figura 2.7 muestra un ejemplo de respuesta dinámica del sistema obtenida con el proceso descrito en líneas anteriores.

Respuesta del Sistema - Modelo Dinámico

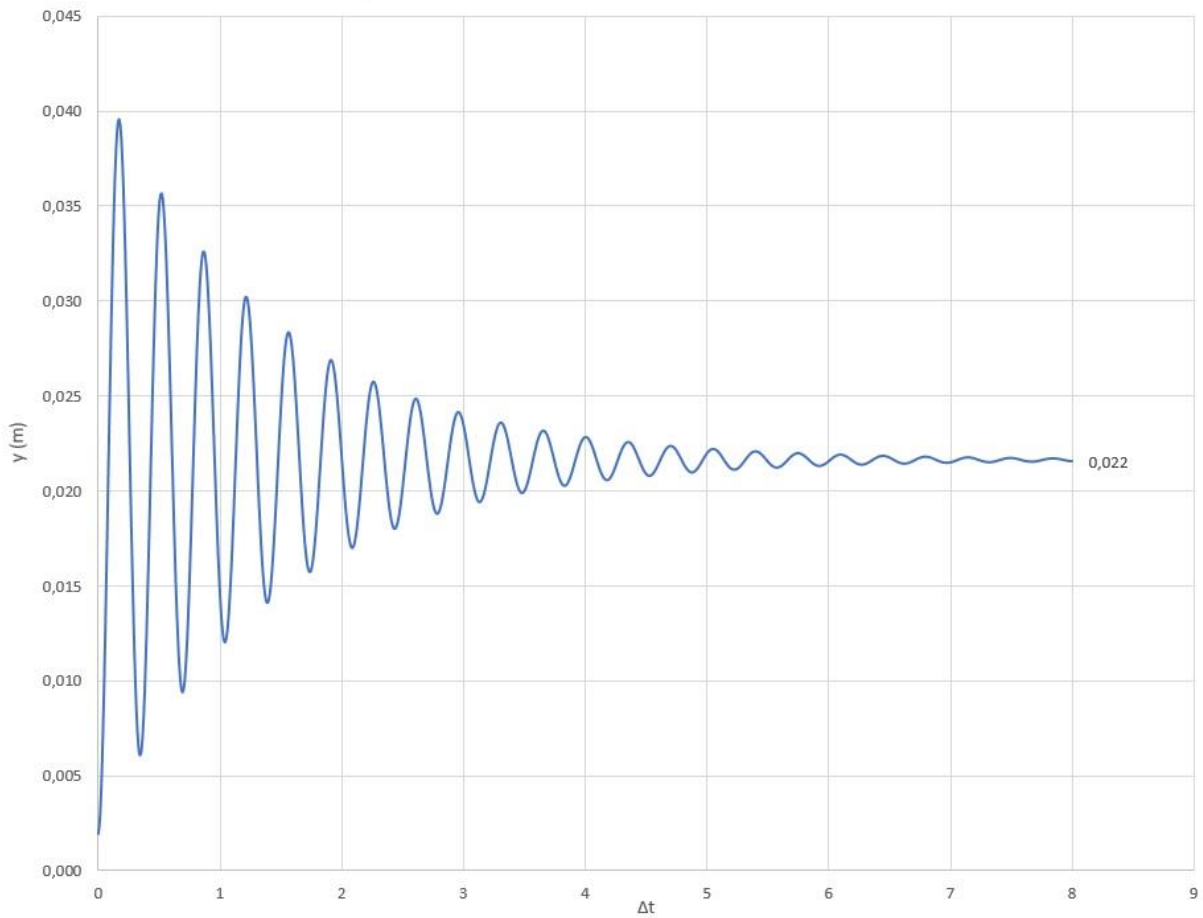


Figura 2.7: Ejemplo de respuesta dinámica del sistema

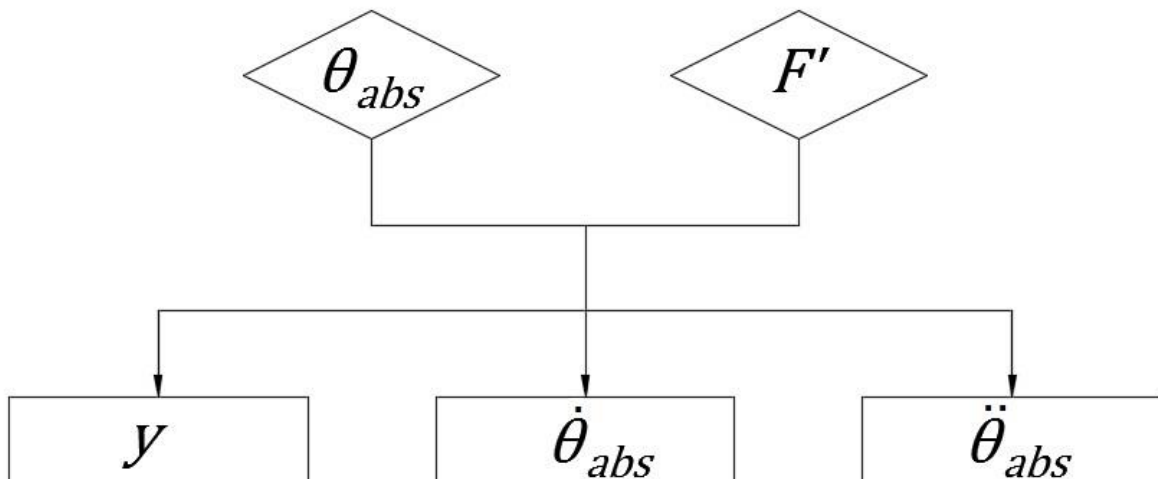


Figura 2.8: Diagrama de bloques - Modelo dinámico

3. VALIDACIÓN DEL MODELO

Para validar el modelo, se realizaron diversas comprobaciones dependiendo de la parte a tratar (estática o dinámica). Se utilizó el programa *Microsoft Excel* para obtener las gráficas correspondientes a los resultados según diversos parámetros iniciales. También, fue necesario hallar el factor de amortiguamiento (C) por lo que se llevó a cabo un ensayo de medición del amortiguamiento.

3.1 VALIDACIÓN DEL MODELO ESTÁTICO

A pesar de ser un modelo bastante sencillo, la validación del modelo estático tiene como fin definir las condiciones iniciales (geométricas, inerciales, constantes, etc.) a las que estará sometida la máquina durante el ensayo y mostrar su comportamiento mediante gráficas, que son el resultado del ángulo de giro de los carros de apoyo según la fuerza de excitación (F') aplicada. Dichas condiciones también serán utilizadas en el modelo dinámico y en su validación.

A continuación, las siguientes tablas tienen como fin dar a conocer al lector todas las condiciones iniciales consideradas en la constitución de las gráficas correspondientes al comportamiento estático de la máquina. Para esto se consideró una probeta plana y curva respectivamente, dichas gráficas serán mostradas e interpretadas en líneas posteriores.

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidades
Probeta			
Ancho	h	0,035	m
Espesor	e	0,004	m
Segundo Momento de Inercia	I	1,87E-10	m^4
Longitud	L_p	0,19	m
Módulo de Elasticidad (fibra de carbono unidireccional)	E	1,05E11	Pa
Curvatura inicial (probeta plana)	C_o	0	m^{-1}
Ángulo de curvatura inicial	θ_o	0	rad
Rigidez de la probeta	K_v	206,32	$N.m/rad$
Máquina			
Peso de la masa superior agregada	W_A	294,30	N
Peso de la masa superior	W_B	441,45	N
Peso de los carros de apoyo	W_C	73,12	N
Constante de rigidez del resorte helicoidal	K_R	2452,50	N/m
Longitud horizontal entre los puntos de apoyo del carro	L_H	0,11	m
Longitud vertical entre los puntos de apoyo del carro	L_V	0,14	m
Longitud diagonal entre los puntos de apoyo del carro	L_C	0,18	m
Ángulo entre apoyos del carro	β_o	0,905	rad
Inercia de los carros de apoyo	I_C	1,74	$kg.m^2/s$
Constantes			
Gravedad	g	9,81	m/s^2

Tabla 3.1: Condiciones iniciales - Probeta plana

Parámetros	Símbolo	Valor	Unidades
Probeta			
Ancho	h	0,035	m
Espesor	e	0,004	m
Segundo Momento de Inercia	I	1,87E-10	m^4
Longitud	L_P	0,19	m
Módulo de Elasticidad (fibra de carbono unidireccional)	E	1,05E11	Pa
Curvatura inicial (probeta curva)	C_o	2	m^{-1}
Ángulo de curvatura inicial	θ_o	0,190	rad
Rigidez de la probeta	K_v	206,32	$N.m/rad$
Máquina			
Peso de la masa superior agregada	W_A	294,30	N
Peso de la masa superior	W_B	441,45	N
Peso de los carros de apoyo	W_C	73,12	N
Constante de rigidez del resorte helicoidal	K_R	2452,50	N/m
Longitud horizontal entre los puntos de apoyo del carro	L_H	0,11	m
Longitud vertical entre los puntos de apoyo del carro	L_V	0,14	m
Longitud diagonal entre los puntos de apoyo del carro	L_C	0,18	m
Ángulo entre apoyos del carro	β_o	0,905	rad
Inercia de los carros de apoyo	I_C	1,74	$kg.m^2/s$
Constantes			
Gravedad	g	9,81	m/s^2

Tabla 3.2: Condiciones iniciales - Probeta curva

3.1.1. Resultados

Para el ensayo en el cual se utilizó la probeta plana, con las condiciones iniciales mostradas en la Tabla 3.1, se obtuvieron los siguientes resultados (en un rango de ángulo de giro del carro de apoyo comprendido entre 0° y 65°):

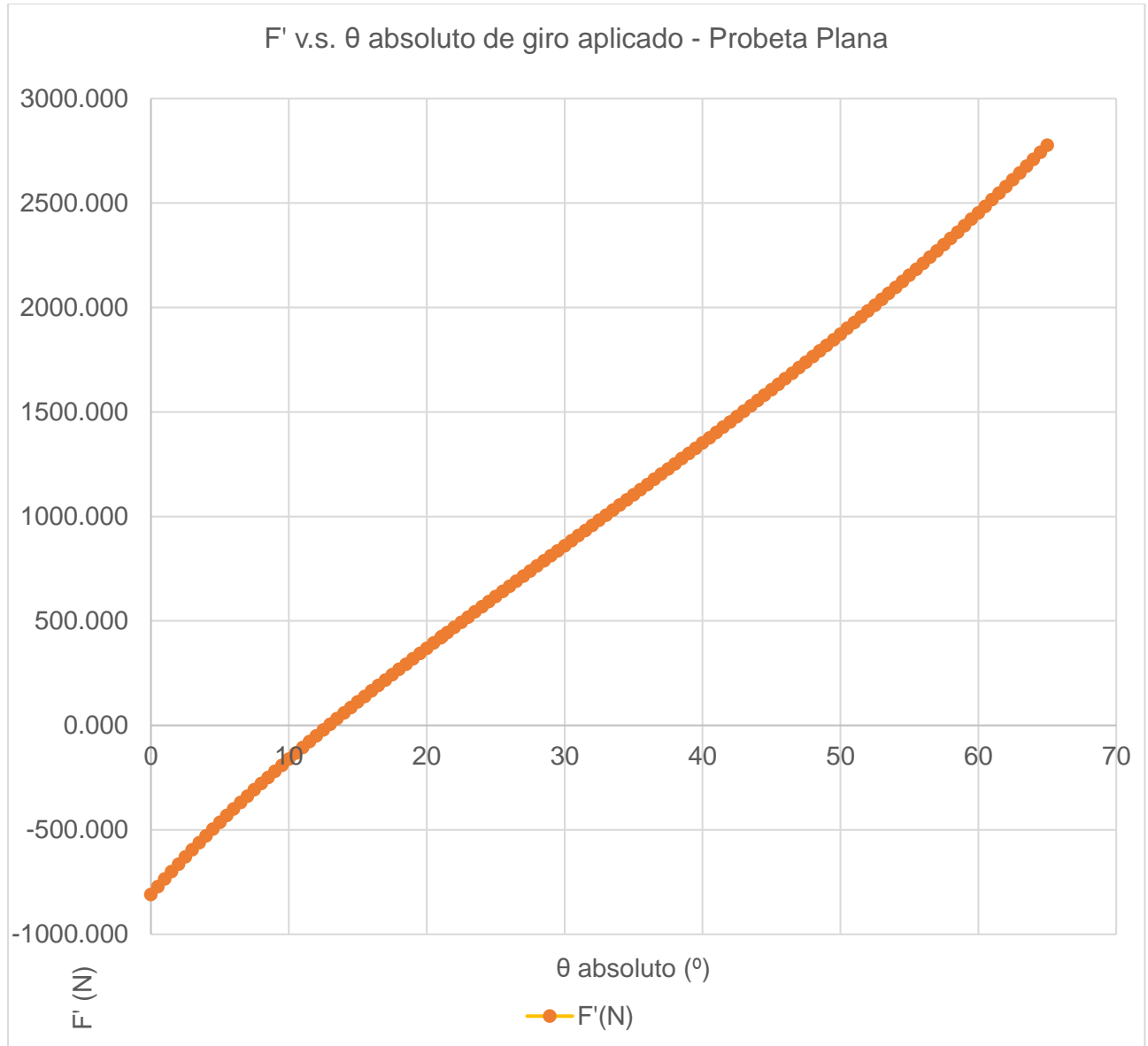


Figura 3.1: Gráfico de resultados 1 - Probeta plana

En la Figura 3.1 se puede verificar que a mayor giro de los carros de apoyo medido desde la horizontal (θ_{abs}) se requiere de una mayor fuerza de excitación (F'). También se puede interpretar que la máquina empieza a flexionar a la probeta, por la tensión de excitación, cuando el carro de apoyo se encuentra girado aproximadamente 13° .

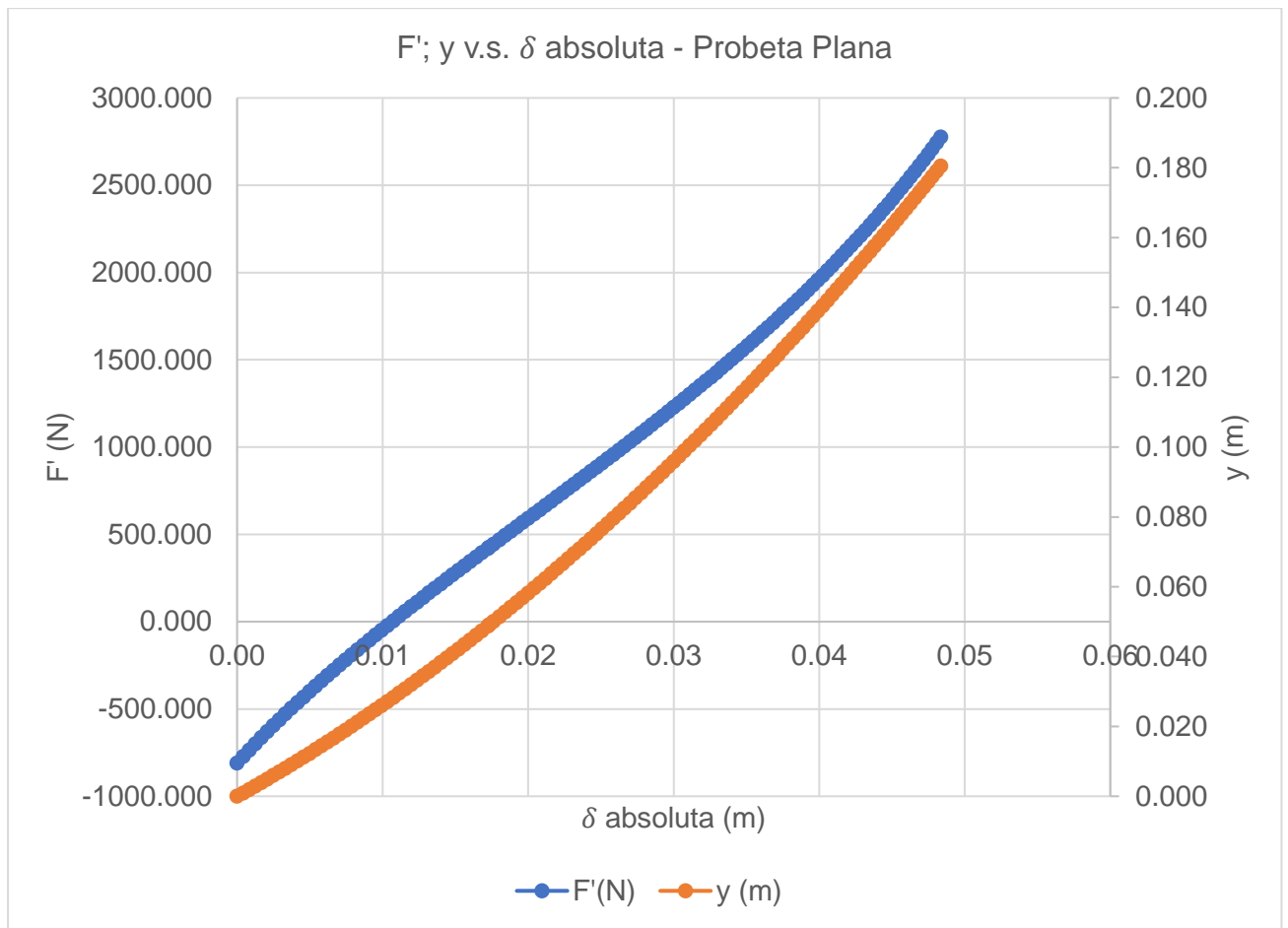


Figura 3.2: Gráfico de resultados 2 - Probeta plana

En la Figura 3.2 se puede apreciar que la deflexión de la probeta medida desde la horizontal (δ_{abs}), se incrementa a medida que la fuerza excitación y el descenso vertical de la masa superior aumenta. Cuando la deflexión alcanza un valor de 0,01m se puede decir que la probeta se empieza a flexionar y la masa superior empieza a descender por causa de la tensión F' .

Mientras que para el ensayo en el cual se utilizó la probeta curva, con las condiciones iniciales mostradas en la Tabla 3.2, se obtuvieron los siguientes resultados (en un rango de ángulo de giro del carro de apoyo comprendido entre 0° y 65°):

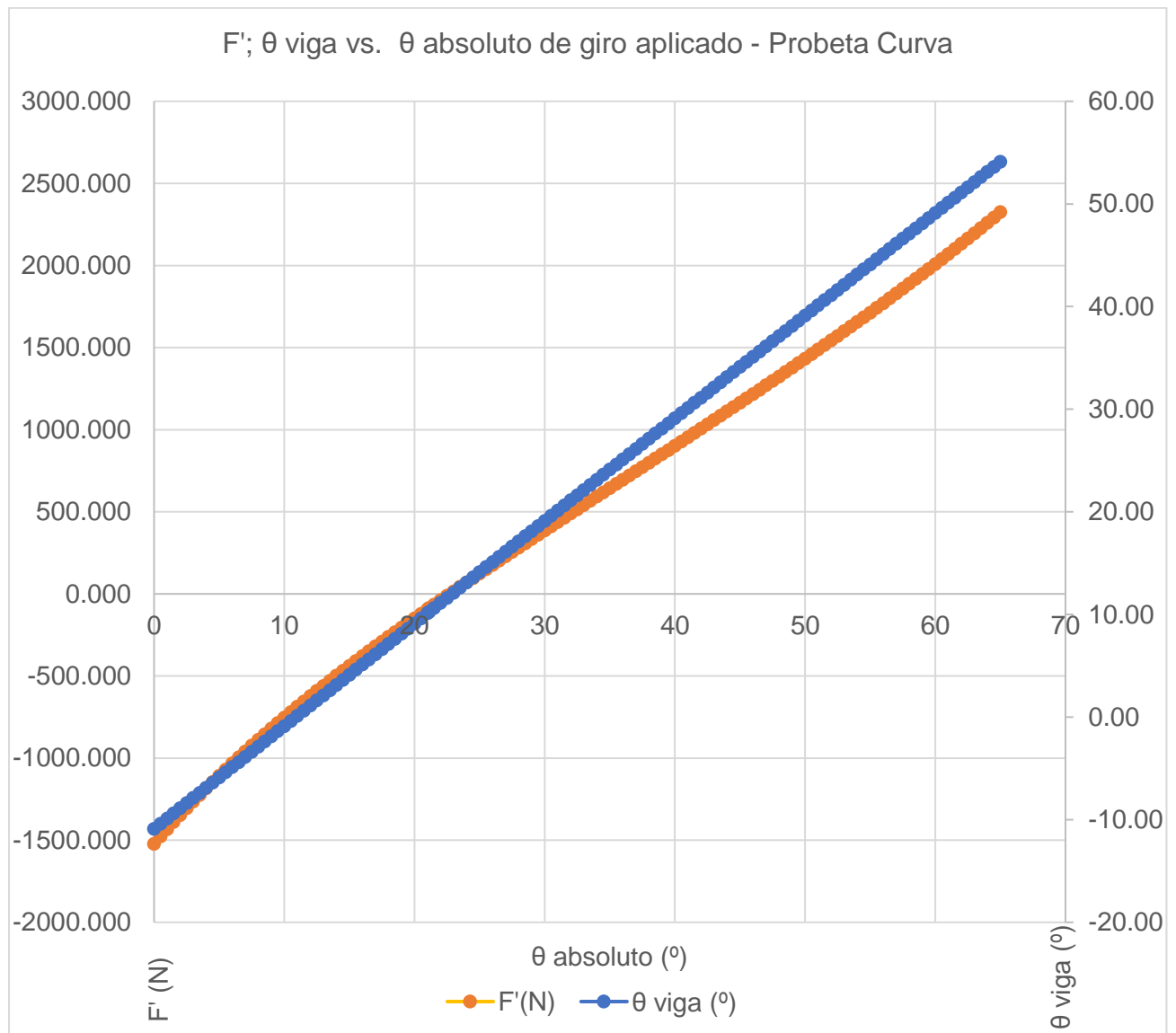


Figura 3.3: Gráfico de resultados 1 - Probeta curva

Para interpretar la Figura 3.3, se debe definir al término θ_{viga} de la siguiente forma:

$$\theta_{viga} = \theta_{abs} - \theta_o$$

Siendo θ_{viga} el ángulo que gira la probeta al ser flexionada y con condición de probeta curva quitada.

Como en el caso anterior se observa la relación directamente proporcional entre el ángulo de giro de los carros de apoyo θ_{abs} , la tensión de excitación F' y θ_{viga} . La máquina empieza a flexionar la probeta por la fuerza de excitación cuando se tiene un ángulo de giro de los carros de 23°.

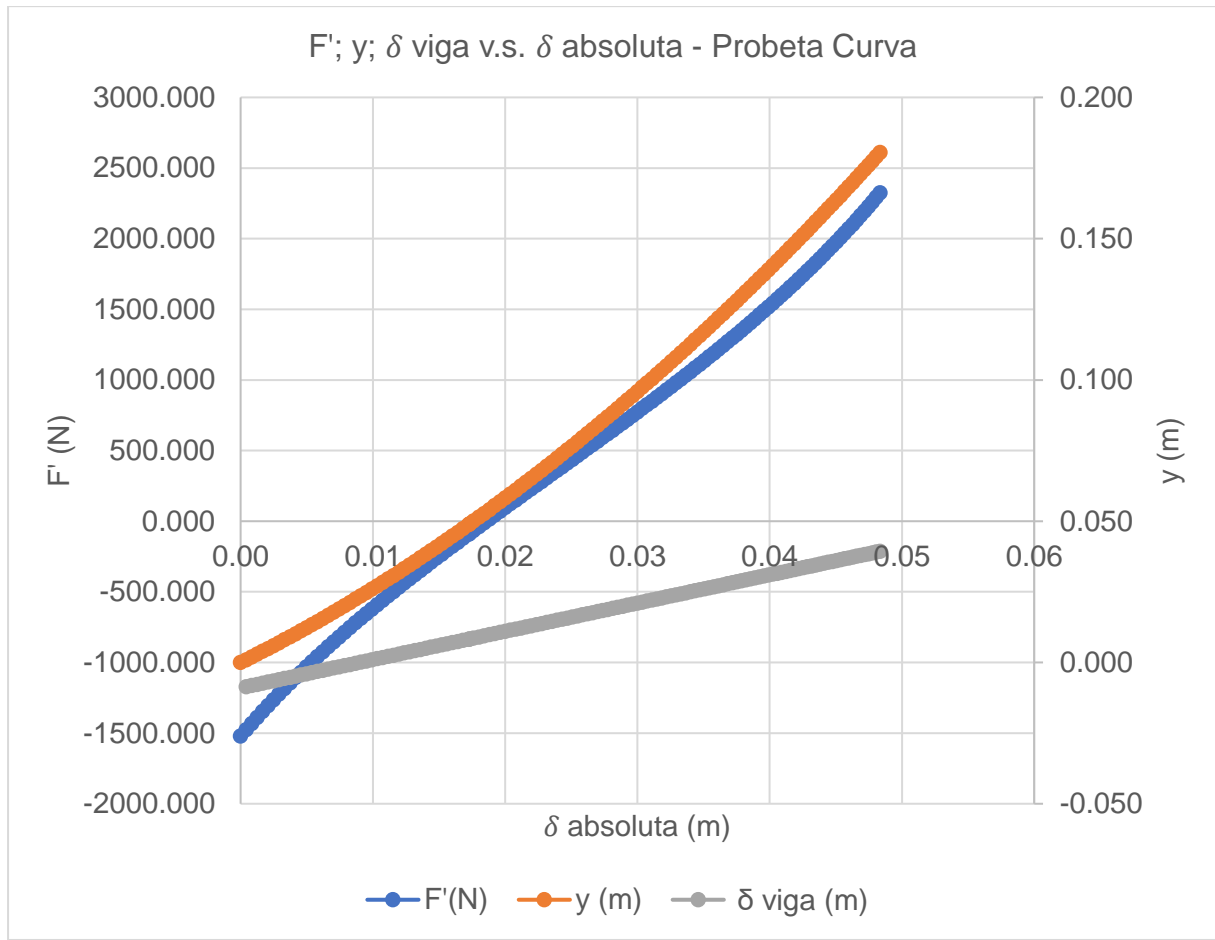


Figura 3.4: Gráfico de resultados 2 - Probeta curva

Se define al termino δ_{viga} de la siguiente manera:

$$\delta_{viga} = \delta_{abs} - \delta_o$$

Siendo δ_{viga} la deflexión de la probeta al someterse al ensayo de flexión y quitando la condición de probeta curva.

En la Figura 3.4 se puede apreciar que la δ_{abs} aumenta a medida que la tensión F' y el descenso vertical de la masa superior se incrementan. Cuando la deflexión alcanza un valor de 0,02m aproximadamente se puede indicar que la probeta se empieza a flexionar y la masa superior empieza a descender por causa de la tensión F' . También, podemos notar la relación lineal que existe entre δ_{viga} y δ_{abs} en nuestro modelo lo cual tiene sentido.

3.2 VALIDACIÓN DEL MODELO DINÁMICO

Para validar este modelo se debe hallar la constante de amortiguamiento (C) de la máquina y comparar la curva teórica $y - \Delta t$ con la experimental, y se verificará el comportamiento dinámico de la máquina. De esta forma, se hallará la constante de amortiguamiento que más se aproxime a la realidad.

Fue necesario a obtener la curva de comportamiento dinámico real mediante un ensayo de laboratorio. Dicho ensayo tiene como fin el probar el correcto funcionamiento del sistema de amortiguamiento de la máquina y obtener las gráficas con las que se obtendrán el factor de amortiguamiento (C) más cercano a la realidad.

3.2.1. Ensayo de medición del amortiguamiento

- Equipos y materiales:



Figura 3.5: Ensayo de medición del amortiguamiento

N.º	Equipos y materiales
1	Máquina de Ensayos de Fatiga por Flexión Pura
2	Fuente de Alimentación
3	Sistema de Adquisición de Datos
4	Sensor Inductivo de Desplazamiento – Schreiber Meßtechnik GmH

Tabla 3.3: Equipos y materiales - Ensayo de medición del amortiguamiento

- Parámetros del ensayo:

Rango de voltaje: 0V -10V.

Frecuencia de muestreo: 100 muestras por segundo.

Equivalencia con el desplazamiento vertical (y): 1V/10mm.



3.2.2. Resultados

A partir del desplazamiento vertical de la masa superior (medido por el sensor inductivo) se aplicó una excitación inicial, con lo que se obtuvieron diversos valores de voltaje a través del tiempo. Utilizando la equivalencia, entre voltaje y desplazamiento, se obtuvieron las siguientes gráficas $y - \Delta t$:

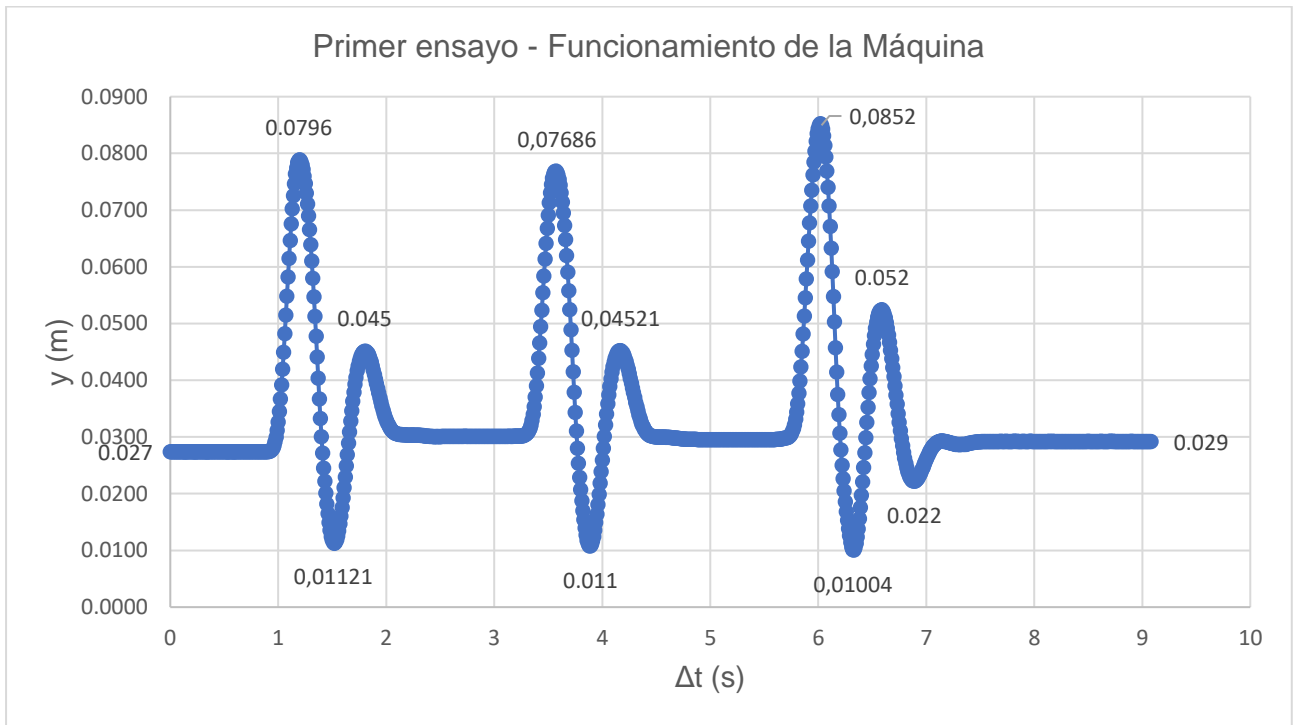


Figura 3.6: Gráfico de resultados - Primer ensayo

En la Figura 3.6 se puede observar el comportamiento de la máquina frente a la aplicación de la excitación en tres ocasiones. Este ensayo se llevó a cabo quitando la probeta y los carros de apoyo a fin de comprobar el correcto funcionamiento del sistema de amortiguamiento de la máquina. En base a los resultados, se puede afirmar que dicho sistema funciona en óptimas condiciones y se puede proseguir al segundo ensayo en búsqueda de la constante de amortiguamiento.

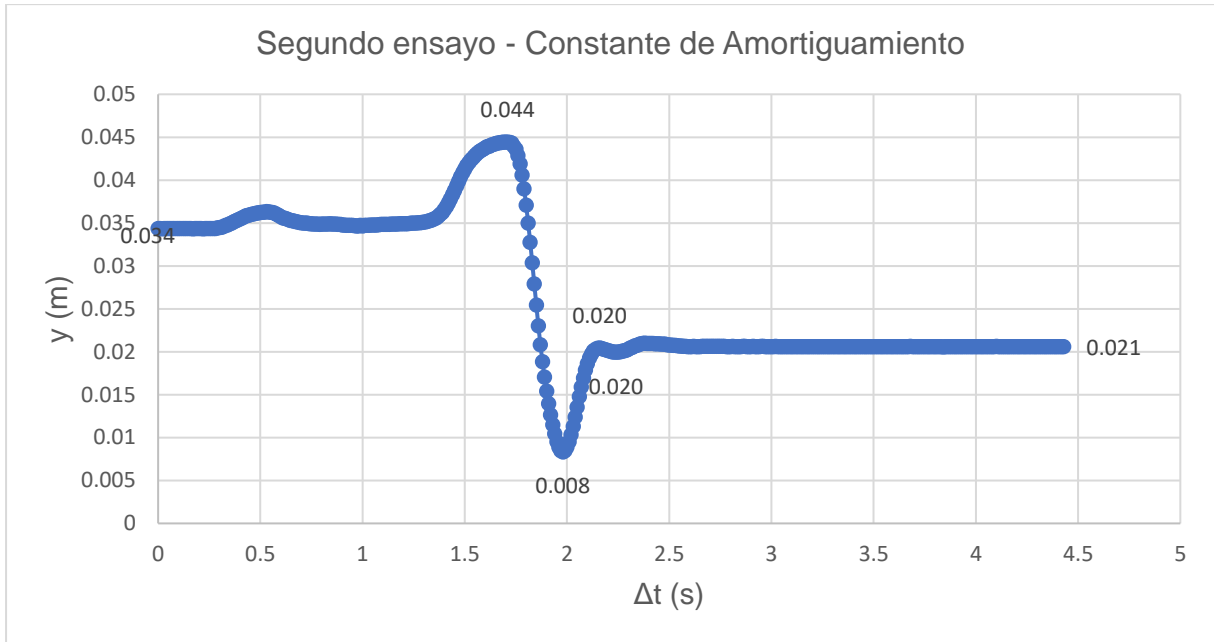


Figura 3.7: Gráfico de resultados - Segundo ensayo

Para el segundo ensayo se utilizó la máquina completa (con probeta y carros de apoyo) y se aplicó una excitación inicial que produjo que los carros de apoyo giren un ángulo de $21, 5^\circ$. Una vez dada la señal, se retiró la fuerza de excitación y se obtuvo la curva mostrada en la Figura 3.7. Esta curva, dibujada por el sistema de adquisición de datos, muestra el comportamiento de la máquina ante una situación de ensayo real de fatiga por flexión pura.

Finalmente, se tomó la curva del segundo ensayo y al considerar sus parámetros iniciales fue comparada con la curva teórica propuesta por el modelo dinámico.

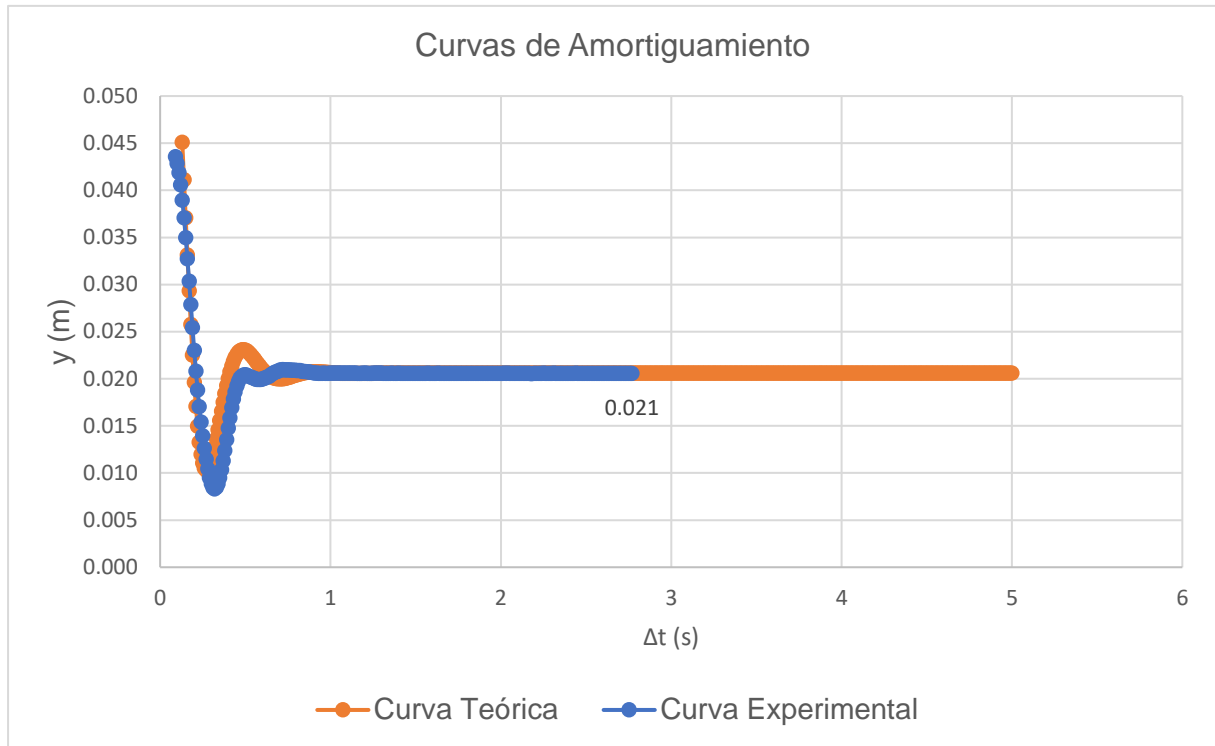


Figura 3.8: Gráfico comparativo entre el ensayo y el modelo teórico

Δt	$\ddot{\theta}_{abs} [rad/s^2]$	$\dot{\theta}_{abs} [rad/s^2]$	$\theta_{abs} [rad]$	$y [m]$	$F' [N]$
0	0,000	5,000	0,375	0,043	0

Tabla 3.4: Condiciones iniciales de excitación del modelo dinámico

En la Figura 3.8 podemos observar la poca desviación que existe entre la curva experimental y la teórica. Los parámetros iniciales de excitación del modelo dinámico se encuentran mostrados en la Tabla 3.1 y Tabla 3.4 con una constante de amortiguamiento $C = 11 \frac{kg \cdot m^2}{s}$. Esta comprobación nos permite conocer el valor de la constante de amortiguamiento de la máquina y también verifica que el modelo dinámico desarrollado en el capítulo anterior es muy cercano a la realidad. Por lo tanto, dicho modelo queda validado.

3.3 CONCLUSIÓN

De los resultados obtenidos en las validaciones de los modelos estático y dinámico, se puede concluir que la modelización de la máquina planteada en el Capítulo 2 es totalmente válida para simular y predecir de forma teórica el comportamiento de la máquina de fatiga por flexión pura cuando se requiera hacer un ensayo. Esta modelización físico-matemática deja abierta la posibilidad de utilizar diversos tipos de probetas, variando su forma y material, en el ensayo.

Al mismo tiempo, nos permite simular diversos escenarios del ensayo a realizar. Esto supone, que se puede variar la fuerza de excitación o el peso agregado.

4. DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO

En este capítulo se aplicará la metodología de diseño en ingeniería mecánica propuesta por Pahl [6] y Zwicky [7] para el desarrollo de los mecanismos de excitación y centrado.

4.1 MECANISMO DE EXCITACIÓN

4.1.1. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			Edición: Rev.1.
PROYECTO:		DISEÑO DEL MECANISMO DE EXCITACIÓN DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN PURA	Fecha:08/01/2018 Revisado: J.MG.
CLIENTE:		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES - UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID	Elaborado: H.R.B.
Fecha	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
20/12/2017	E	Función principal: <ul style="list-style-type: none"> • Proporcionar la fuerza de excitación (F') de manera periódica. • Permitir la variación de la tensión suministrada dependiendo de las condiciones del ensayo a realizar. • Evitar la vibración de la máquina durante el funcionamiento. 	H.R.B.
20/12/2017	E	FUERZA: la fuerza que suministre el mecanismo debe ser la necesaria para garantizar la flexión de las probetas de ensayo hasta fatigarse.	H.R.B.
20/12/2017	E	CINEMÁTICA: se debe garantizar el ascenso y descenso de la masa superior (m_A) a diversas velocidades de funcionamiento.	H.R.B.
20/12/2017	E	SEGURIDAD: el mecanismo debe ser diseñado de manera que no ponga en peligro la integridad del operario.	H.R.B.
20/12/2017	E	COSTO: debe ser el mínimo posible promoviendo la reutilización de piezas o de fácil fabricación en los talleres de la ETSII (intentar no comprar piezas a fabricantes externos).	H.R.B.
20/12/2017	E	PLAZO DE ENTREGA: 29/01/2018	H.R.B.
20/12/2017	D	FABRICACIÓN: algunas piezas deben ser fabricadas utilizando impresión 3D.	H.R.B.
20/12/2017	D	MANTENIMIENTO: fácil acceso a las partes que tengan mayor desgaste.	H.R.B.

Tabla 4.1: Lista de exigencias - Mecanismo de excitación

4.1.2. Estructura de funciones

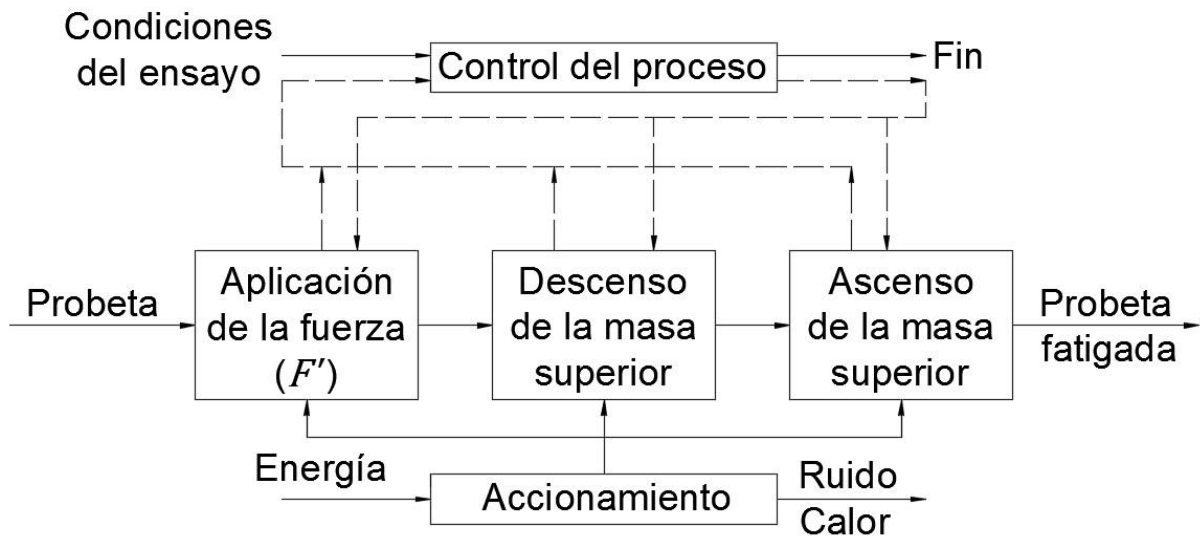


Figura 4.1: Estructura de funciones - Mecanismo de excitación

La Figura 4.1 muestra la estructura de funciones del mecanismo de excitación. Dicho mecanismo emplea como material de entrada la probeta del ensayo (plana o curva), y como salida a la misma probeta fatigada por la flexión pura aplicada de forma periódica por la máquina.

Las funciones principales a cumplir por el mecanismo son la aplicación de la fuerza de excitación (F'), el descenso de la masa ubicada en la parte de la máquina superior y su posterior ascenso.

El control del proceso se realizará mediante la fijación de las condiciones de entrada en los modelos teóricos y la observación de la desviación de sus valores con el ensayo real.

4.1.3. Conceptos de solución

Para hallar los conceptos de solución, se utilizará el método discursivo propuesto por Zwicky [7]. Dicho método propone el diseño de una matriz morfológica de la cual se obtendrán las soluciones combinando las filas (funciones) con columnas (portadores de funciones).


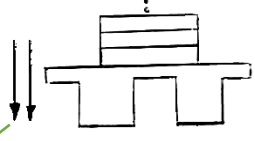
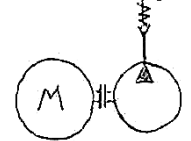

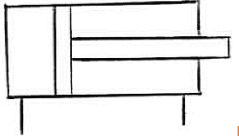
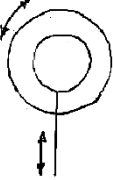
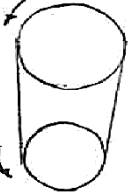
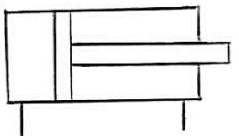
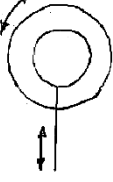
Funciones	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Aplicación de la fuerza (F')			
Descenso de la masa superior			
Ascenso de la masa superior			
	S_1	S_2	S_3

Figura 4.2: Matriz morfológica - Mecanismo de excitación

- Concepto de solución (S_1) :

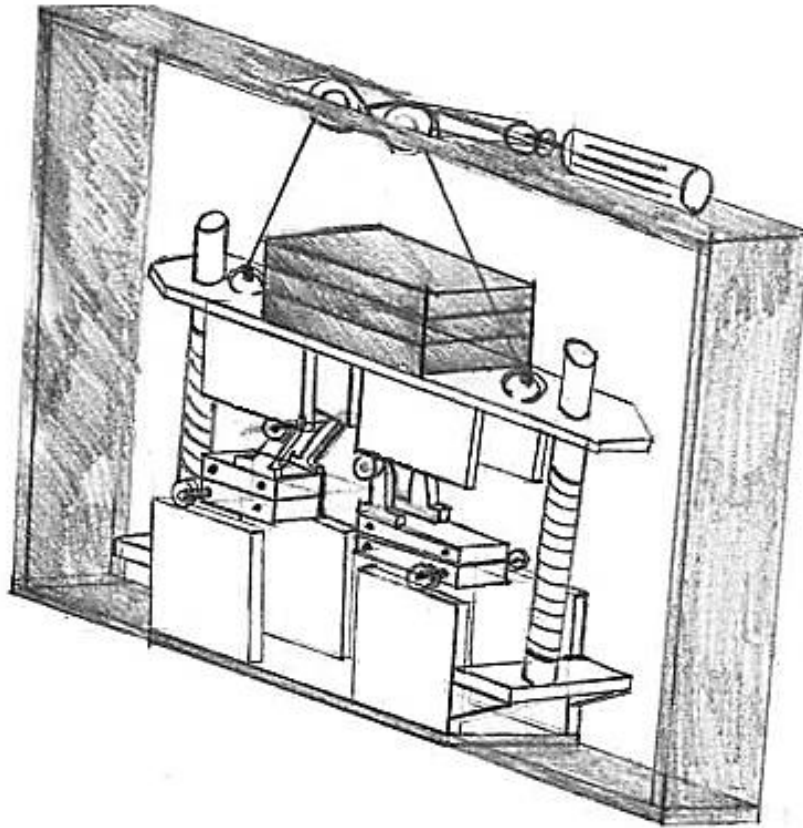


Figura 4.3: Concepto de solución 1 - Mecanismo de excitación

En el primer concepto de solución se plantea la aplicación de la fuerza F' mediante masa agregada a la masa principal (m_B). El descenso de toda la masa ubicada en la parte superior de la máquina se hace de forma manual y su ascenso utilizando poleas ubicadas en la estructura exterior de la máquina.

- Concepto de solución 3 (S_3):

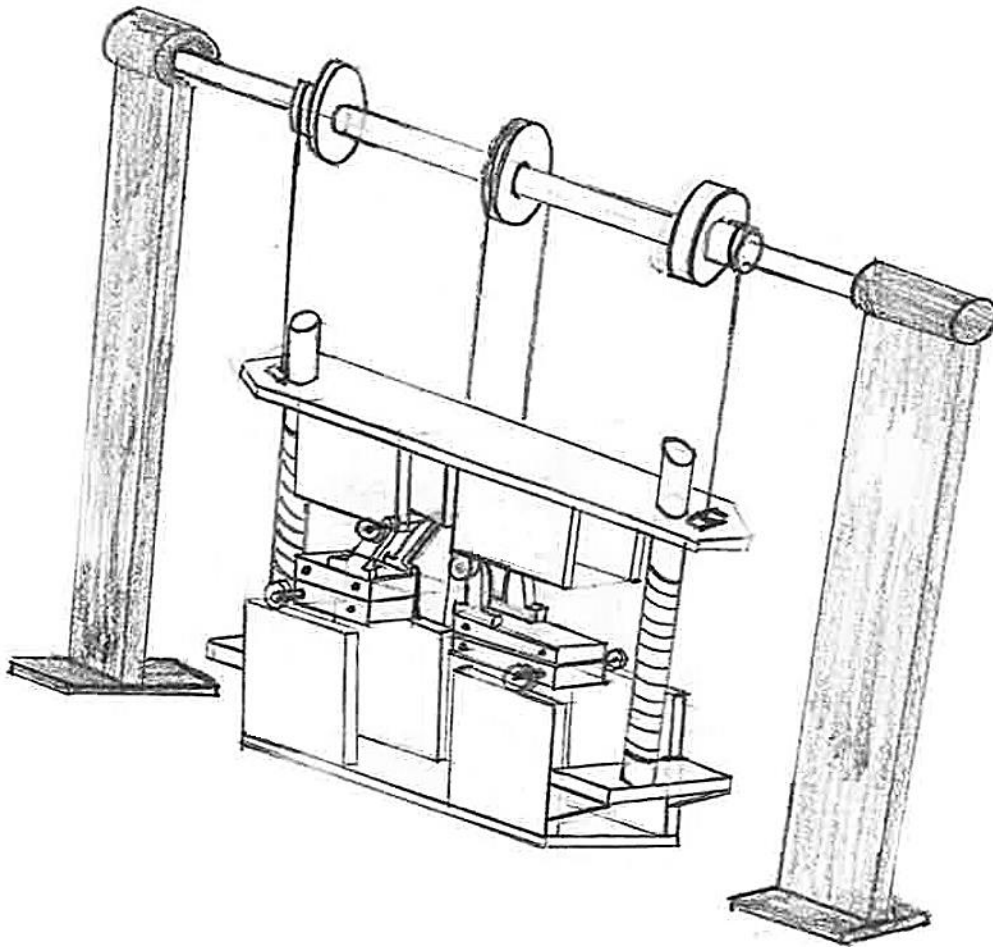


Figura 4.5: Concepto de solución 3 - Mecanismo de excitación

El tercer concepto de solución utiliza una central hidráulica que proporciona el giro a la velocidad necesaria, fijada por las condiciones del ensayo, a la polea ubicada en la parte central de la estructura de soporte exterior a la máquina. Dicho giro puede ser traducido en la fuerza de excitación periódica F' . Los mecanismos laterales conformados por poleas y cadenas son solidarios al giro de la polea central haciendo ascender o descender a la masa principal de la máquina.

4.1.4. Proyecto preliminar

A continuación, se evaluarán los conceptos de solución propuesto para el diseño del mecanismo de excitación. En esta evaluación se tomará en cuenta tanto el valor técnico (x_i) como el valor económico (y_i) de cada propuesta. Para que un concepto de solución pueda ser tomado en cuenta como opción para el diseño final (buena solución) debe tener un valor técnico y económico de al menos 0,6.

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DEL PROYECTO							VALOR TÉCNICO (x_i)			
Proyecto: Diseño del mecanismo de excitación de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (según VDI 2225). 0 = No satisface, 1 = Apenas aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Ideal g: peso ponderado según la importancia del criterio de evaluación. 0 = Nada importante, 1 = Apenas importante, 2 = Importante, 3 = Muy importante, 4= Imprescindible</p>										
Variantes de concepto / Proyectos			S_1		S_2		S_3		S_{Ideal}	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Diseño	4	2	8	3	12	2	8	4	16
2	Ergonomía	2	1	2	3	6	3	6	4	8
3	Forma	2	1	2	2	4	2	4	4	8
4	Función	4	2	8	4	16	2	8	4	16
5	Uso	3	1	3	3	9	2	6	4	12
Puntaje máximo			7	23	15	47	11	32	20	60
Valor técnico x_i			0,38		0,78		0,53		1	
Orden			3		1		2		-	

Tabla 4.2: Evaluación del valor técnico - Mecanismo de excitación

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DEL PROYECTO				VALOR ECONÓMICO (y_i)						
Proyecto: Diseño del mecanismo de excitación de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (según VDI 2225). 0 = No satisface, 1 = Apenas aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Ideal</p> <p>g: peso ponderado según la importancia del criterio de evaluación. 0 = Nada importante, 1 = Apenas importante, 2 = Importante, 3 = Muy importante, 4= Imprescindible</p>										
Variantes de concepto / Proyectos			S_1		S_2		S_3		S_{Ideal}	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costos	4	2	8	3	12	4	16	4	16
2	Fabricación	4	2	8	4	16	2	8	4	16
3	Mantenimiento	3	3	9	3	9	2	6	4	12
4	Plazos	4	2	8	4	16	2	8	4	16
5	Transporte	2	2	4	2	4	2	4	4	8
Puntaje máximo			11	37	16	57	12	42	20	68
Valor económico y_i			0,54		0,84		0,62		1	
Orden			3		1		2		-	

Tabla 4.3: Evaluación del valor económico - Mecanismo de excitación

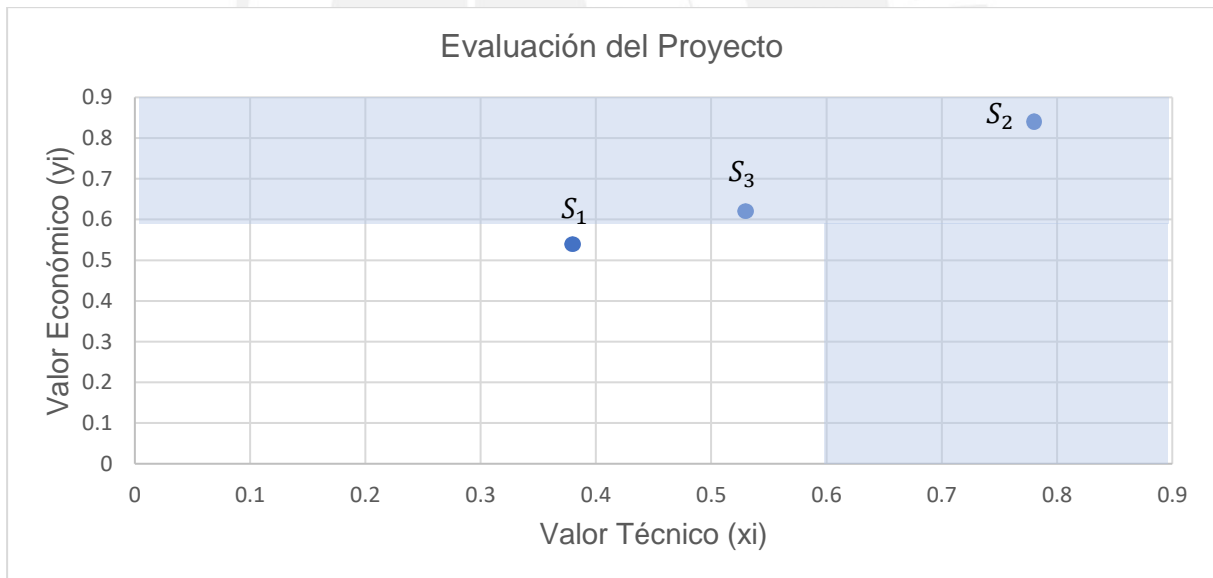


Figura 4.6: Gráfico de evaluación de soluciones – Mecanismo de excitación

De la Figura 4.6 se puede observar que el concepto de solución que más se adecua a las necesidades en el segundo (S_2). Se concluye que S_2 es la solución óptima para el diseño del mecanismo de excitación.

4.1.5. Ingeniería de detalle

Un cálculo importante a tener en cuenta es el del cilindro hidráulico a comprar según la magnitud de fuerza de excitación requerida y la velocidad descenso-ascenso de la masa principal necesaria para llevar a cabo el ensayo. Para esto se muestra la Tabla 4.4 concebida en base al proceso de cálculo de un cilindro hidráulico fijado por el profesor Juan Manuel Muñoz-Guijosa:

								Seno		Triangular	
Variables del ensayo	Fuerza de excitación [N]	15000	Presión [bar]	Presión [Pa]	Área necesaria [m ²]	Diámetro pistón [m]	Volumen [m ³]	Caudal máximo [m ³ /s]	Potencia máxima [W]	Caudal [m ³ /s]	Potencia [W]
	Carrera necesaria [m]	0,15	300	3,00E+07	5,00E-04	2,52E-02	7,50E-05	4,71E-04	14137	1,50E-04	4500
	Frecuencia necesaria [Hz]	1	250	2,50E+07	6,00E-04	2,76E-02	9,00E-05	5,65E-04	14137	1,80E-04	4500
Seno	Velocidad máxima [N]	0,94	200	2,00E+07	7,50E-04	3,09E-02	1,13E-04	7,07E-04	14137	2,25E-04	4500
	Velocidad RMS [m/s]	0,67	150	1,50E+07	1,00E-03	3,57E-02	1,50E-04	9,42E-04	14137	3,00E-04	4500
	Potencia mecánica [W]	9996	100	1,00E+07	1,50E-03	4,37E-02	2,25E-04	1,41E-03	14137	4,50E-04	4500
Triangular	Velocidad [m/s]	0,3	50	5,00E+06	3,00E-03	6,18E-02	4,50E-04	2,83E-03	14137	9,00E-04	4500
	Potencia mecánica [W]	4500	25	2,50E+06	6,00E-03	8,74E-02	9,00E-04	5,65E-03	14137	1,80E-03	4500

Tabla 4.4: Cálculo del cilindro hidráulico

Asimismo, en el capítulo de anexos se encuentran los planos del mecanismo de excitación a fabricar. Cabe destacar que dichos planos hacen referencia al sistema hidráulico a utilizar por el mecanismo. No se puede hacer un plano de fabricación del soporte del cilindro hidráulico, pues no se tiene las referencias geométricas del proveedor de los mismos (a ser especificadas en el momento de la compra del cilindro).



4.2 MECANISMO DE CENTRADO

4.2.1. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			Edición: Rev.1.
PROYECTO:		DISEÑO DEL MECANISMO DE CENTRADO DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN PURA	Fecha:08/01/2018 Revisado: J.MG.
CLIENTE:		ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES - UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID	Elaborado: H.R.B.
Fecha	Deseo / Exigencia	Descripción	Responsable
20/12/2017	E	Función principal: <ul style="list-style-type: none"> Garantizar el centrado de la probeta durante el ensayo de fatiga por flexión pura evitando que los carros de apoyo se descarrilen. 	H.R.B.
20/12/2017	E	CINEMÁTICA: el mecanismo se mantendrá estático en la parte inferior de la máquina.	H.R.B.
20/12/2017	E	ENERGÍA: no se deben utilizar fuerzas externas de energía ni otros tipos de energía que no sean la generada por el movimiento de los carros de apoyo.	H.R.B.
20/12/2017	E	SEGURIDAD: el mecanismo debe ser diseñado de manera que no ponga en peligro la integridad del operario.	H.R.B.
20/12/2017	E	COSTO: debe ser el mínimo posible promoviendo la reutilización de piezas o de fácil fabricación en los talleres de la ETSII (intentar no comprar piezas a fabricantes externos).	H.R.B.
20/12/2017	E	PLAZO DE ENTREGA: 29/01/2018	H.R.B.
20/12/2017	D	FABRICACIÓN: algunas piezas deben ser fabricadas utilizando impresión 3D.	H.R.B.
20/12/2017	D	MANTENIMIENTO: fácil acceso a las partes que tengan mayor desgaste.	H.R.B.

Tabla 4.5: Lista de exigencias - Mecanismo de centrado

4.2.2. Estructura de funciones

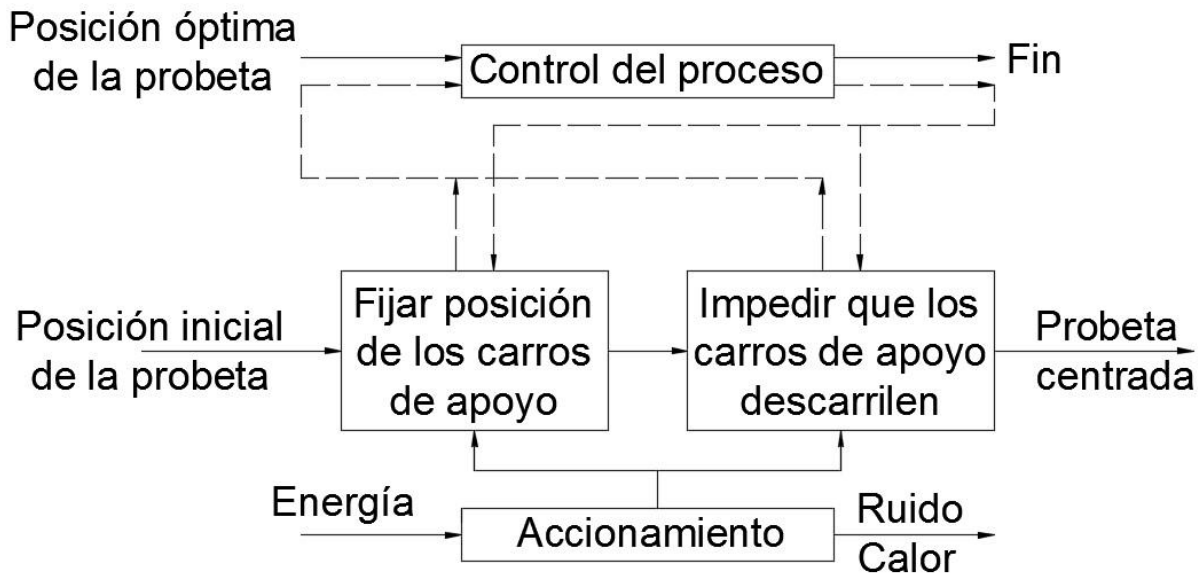


Figura 4.7: Estructura de funciones - Mecanismo de centrado

En la Figura 4.7 se muestra la estructura de funciones del mecanismo de centrado a diseñar. Dicho mecanismo tiene como entrada a la posición inicial de la probeta, fijada de forma manual, y como salida a la misma probeta centrada durante el ensayo.

Las funciones más importantes con las que debe cumplir el mecanismo son las de fijación de los carros de apoyo y la restricción de su movimiento con el fin de que no descarrilen. De esta manera, la probeta se mantendrá en la posición óptima durante la ejecución del ensayo.

El control de la eficiencia con la que opera este mecanismo será llevado a cabo de forma visual por el operario. La probeta debe mantenerse centrada, caso contrario los resultados del ensayo serán negativos o poco congruentes con los modelos teóricos.

4.2.3. Conceptos de solución

Para hallar los conceptos de solución del mecanismo de centrado, se aplicará el mismo método empleado para el mecanismo de excitación.

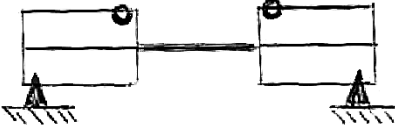
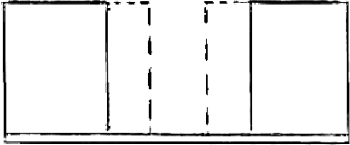

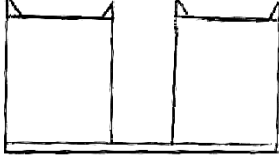

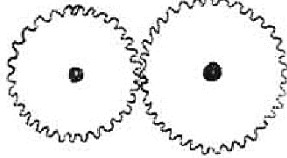
Funciones	Fijar la posición de los carros de apoyo	Impedir que los carros de apoyo descarrilen
Alternativa 1		 S_1
Alternativa 2		 S_2
Alternativa 3		 S_3

Figura 4.8: Matriz morfológica - Mecanismo de centrado

- Concepto de solución 1 (S_1):

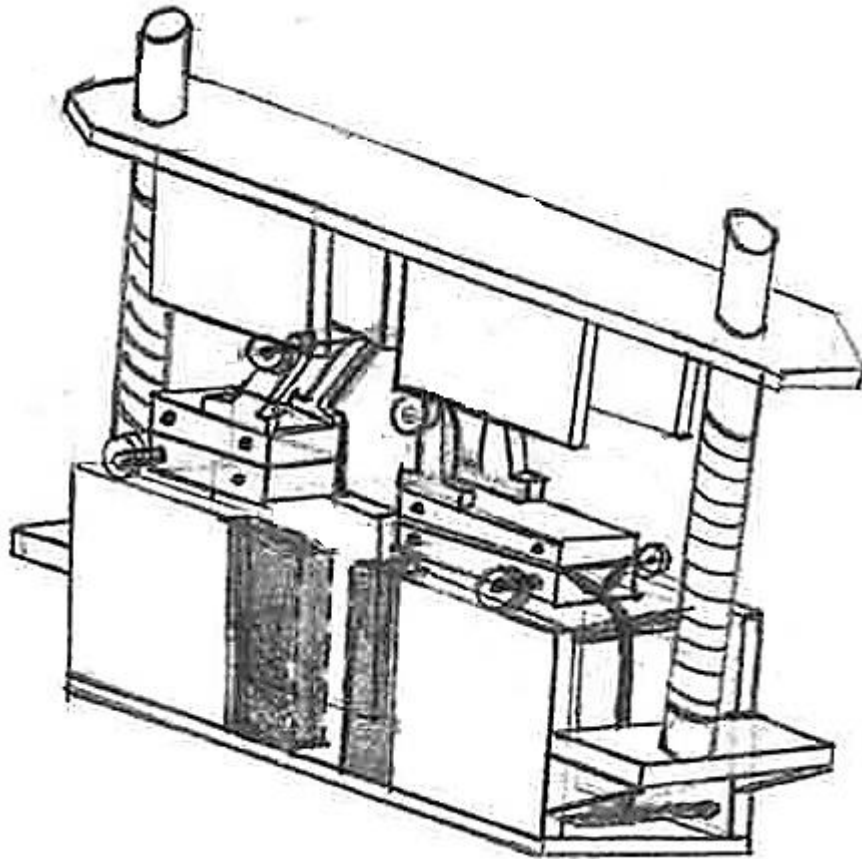


Figura 4.9: Concepto de solución 1 - Mecanismo de centrado

El primer concepto de solución del mecanismo de centrado plantea fijar los carros de apoyo en posición central utilizando bandas elásticas de alta rigidez. Para que los carros de apoyo no descarrilen se alargan las pistas por donde estos se desplazan en la mayor medida posible.

- Concepto de solución 2 (S_2):

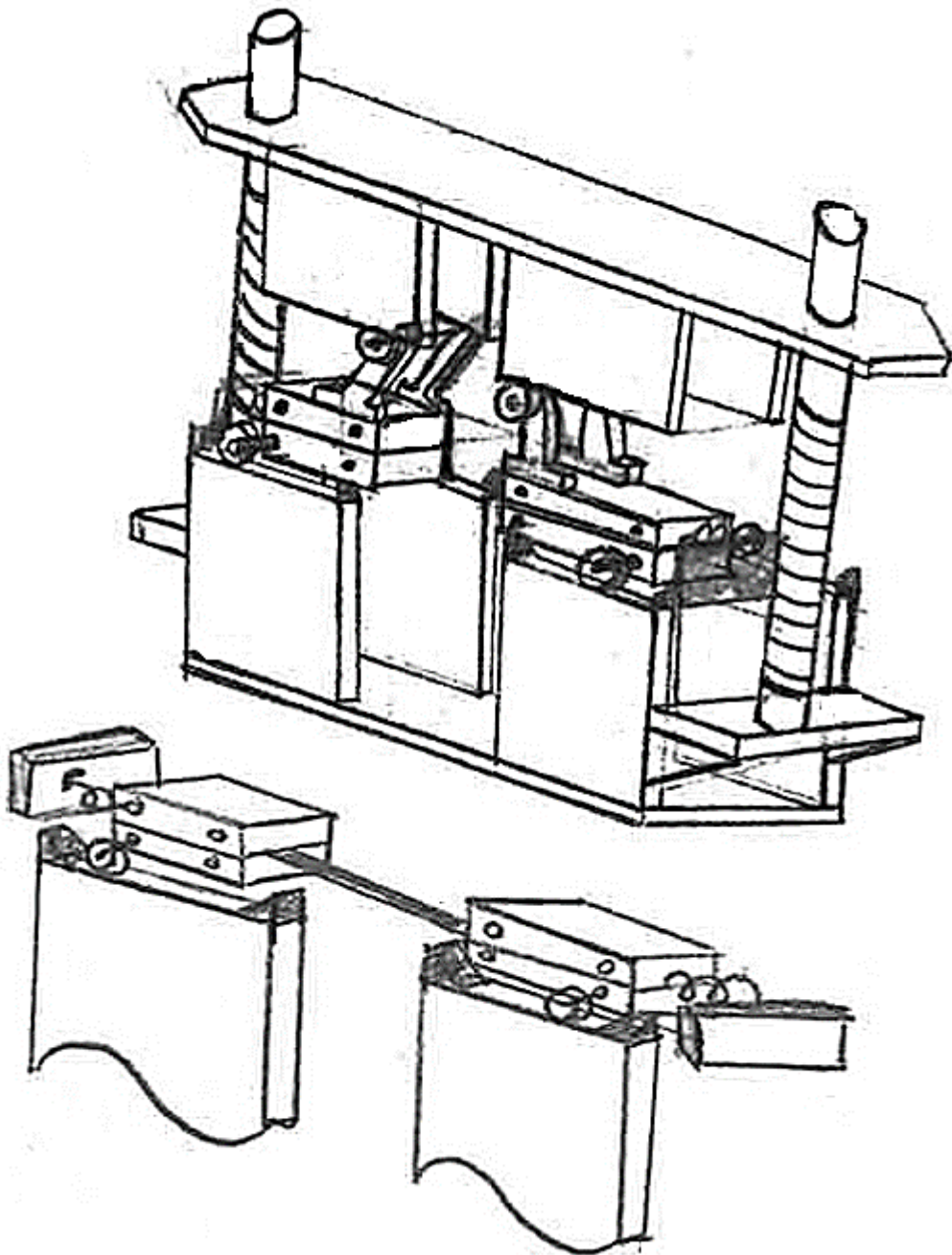


Figura 4.10: Concepto de solución 2 - Mecanismo de centrado

El segundo concepto de solución fija a los carros de apoyo utilizando resortes helicoidales. Se evita que los carros descarrilen agregando topes de contención a las pistas de desplazamiento.

- Concepto de solución 3 (S_3):

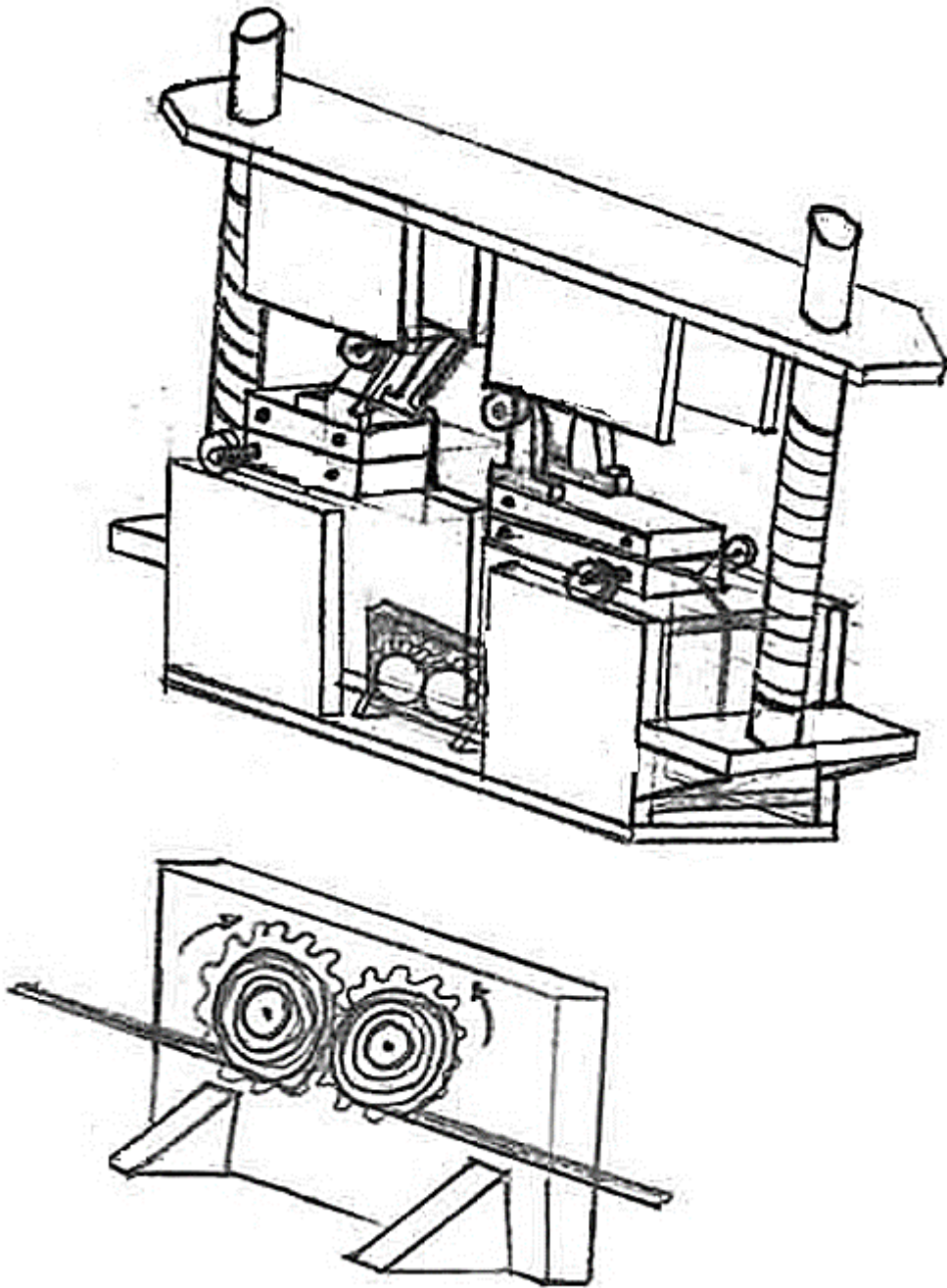


Figura 4.11: Concepto de solución 3 - Mecanismo de centrado

El tercer concepto de solución supone la fijación de los carros de apoyo mediante bandas elástica de alta rigidez y evita que los carros descarrilen mediante la conexión de dichas bandas a un mecanismo conformado por dos ruedas dentadas. De esta manera, cuando la probeta se flexione y los carros se desplacen en sentidos contrarios el mecanismo de engranaje permitirá el movimiento de los mismos. Sin embargo, cuando los carros se desplacen en el mismo sentido el mecanismo no permitirá su movimiento por una condición física de rotación de las ruedas dentadas engranadas.

4.2.4. Proyecto preliminar

Se evaluarán los conceptos de solución hallados para el diseño del mecanismo de centrado, de la misma forma como se hizo con el mecanismo de excitación. Esto con el fin de obtener la solución óptima para el diseño del mecanismo en cuestión.

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DEL PROYECTO							VALOR TÉCNICO (x_i)			
Proyecto: Diseño del mecanismo de centrado de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (según VDI 2225). 0 = No satisface, 1 = Apenas aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Ideal</p> <p>g: peso ponderado según la importancia del criterio de evaluación. 0 = Nada importante, 1 = Apenas importante, 2 = Importante, 3 = Muy importante, 4= Imprescindible</p>										
Variantes de concepto / Proyectos			S_1		S_2		S_3		S_{Ideal}	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Diseño	4	2	8	3	12	4	16	4	16
2	Ergonomía	2	2	4	3	6	3	6	4	16
3	Forma	2	2	4	2	4	3	6	4	12
4	Función	4	4	16	3	12	4	16	4	16
5	Uso	3	2	6	2	6	3	9	4	8
Puntaje máximo			12	38	13	40	17	53	20	68
Valor técnico x_i			0,56		0,59		0,78		1	
Orden									-	

Tabla 4.6: Evaluación del valor técnico – Mecanismo de centrado

DISEÑO MECÁNICO – EVALUACIÓN DEL PROYECTO							VALOR ECONÓMICO (y_i)			
Proyecto: Diseño del mecanismo de excitación de una máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.										
<p>p: puntaje de 0 a 4 (según VDI 2225). 0 = No satisface, 1 = Apenas aceptable, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4= Ideal</p> <p>g: peso ponderado según la importancia del criterio de evaluación. 0 = Nada importante, 1 = Apenas importante, 2 = Importante, 3 = Muy importante, 4= Imprescindible</p>										
Variantes de concepto / Proyectos			S_1		S_2		S_3		S_{Ideal}	
N.º	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costos	4	3	12	2	8	2	8	4	16
2	Fabricación	4	3	12	2	8	4	16	4	16
3	Mantenimiento	3	3	9	3	9	4	12	4	12
4	Plazos	4	3	12	2	8	3	12	4	16
5	Transporte	2	2	4	2	4	4	8	4	8
Puntaje máximo			14	49	11	37	17	56	20	68
Valor económico y_i			0,72		0,54		0,82		1	
Orden			2		3		1		-	

Tabla 4.7: Evaluación del valor económico - Mecanismo de centrado

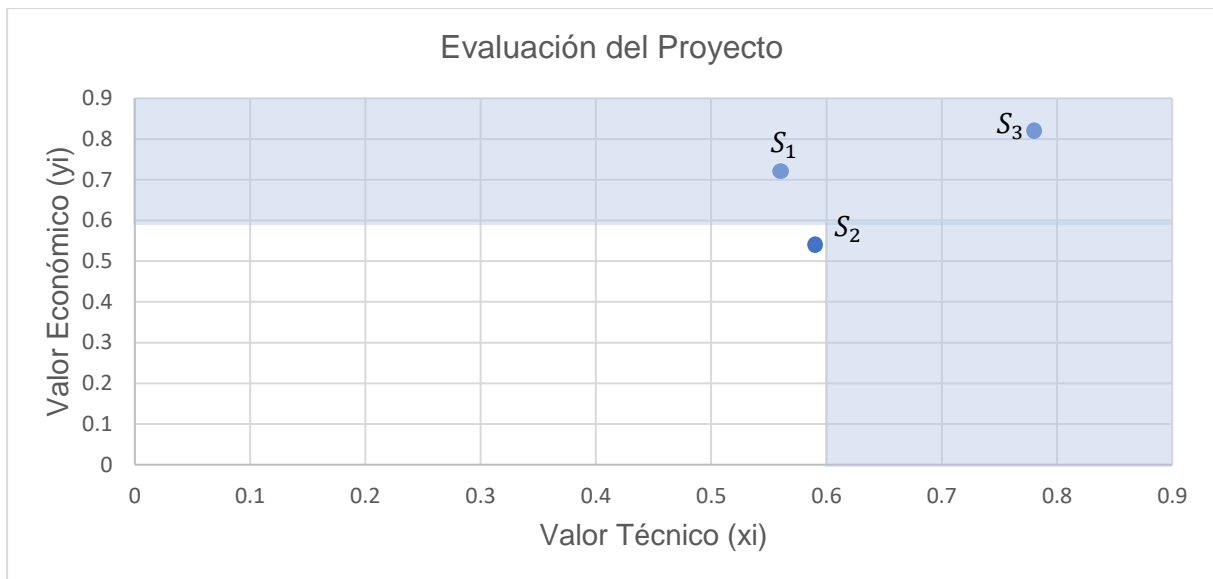
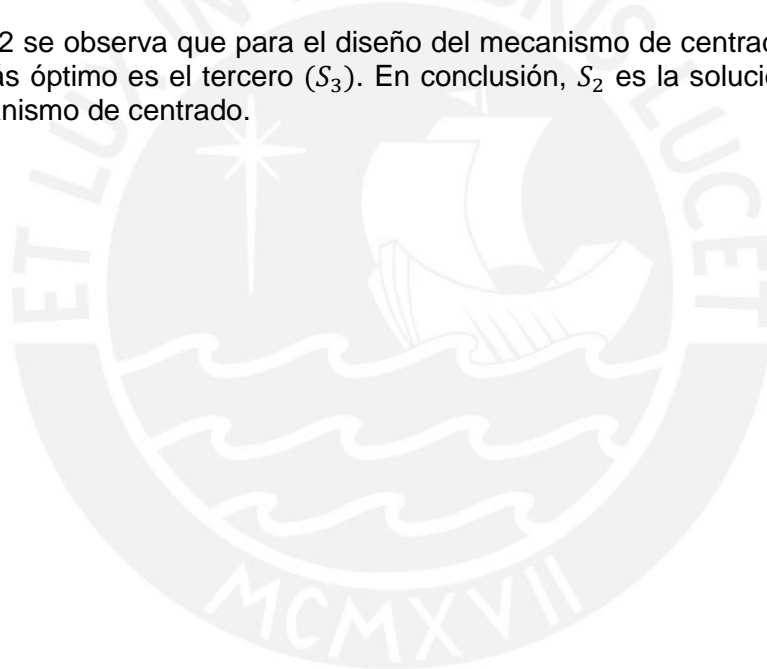


Figura 4.12: Gráfico de evaluación de soluciones - Mecanismo de centrado

En la Figura 4.12 se observa que para el diseño del mecanismo de centrado el concepto de solución que más óptimo es el tercero (S_3). En conclusión, S_2 es la solución óptima para el diseño del mecanismo de centrado.



4.2.5. Ingeniería de detalle

Para el diseño del mecanismo de centrado no se tienen esfuerzos significativos, por lo que no serán necesarios cálculos de resistencia. Sin embargo, es muy importante conocer las tolerancias de fabricación, medidas de los elementos a comprar (ruedas dentadas, ejes calibrados, bandas elásticas, etc.) y la ubicación del mecanismo en la máquina.

Lo mencionado en líneas anteriores se encuentra especificado en los planos de fabricación anexados.



5. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

En el presente Trabajo de Fin de Máster se logra diseñar los mecanismos necesarios para que la máquina de ensayos de fatiga por flexión pura -perteneciente a la División de Ingeniería de Máquinas- pueda operar de manera óptima.

En base a los modelos teóricos -estático y dinámico- se puede tener una aproximación muy cercana al comportamiento real que presentará en la máquina durante el ensayo y predecir de manera precisa los resultados que se obtendrán utilizando tanto probetas planas como curvas.

Todos los datos recopilados y los resultados obtenidos durante la elaboración de este proyecto han sido traducidos de manera eficaz en planos de fabricación de los mecanismos de excitación y centrado necesarios para la puesta en marcha de la máquina.

Se puede concluir que se ha cumplido con los objetivos planteados al inicio de este proyecto.

Finalmente, se logra identificar tres líneas futuras para la continuidad de este proyecto:

- La primera vía consiste en la elaboración de un plano de fabricación del soporte del cilindro hidráulico, el cual no pudo ser elaborado en el presente documento debido a la falta de especificaciones geométricas y del proveedor del cilindro hidráulico a comprar. El concepto de diseño sobre este soporte se encuentra especificado en la Figura 4.4.
- La segunda vía supone la recopilación de datos sobre la puesta en marcha de la máquina, con el uso de probetas de diversos materiales y formas, para conocer el comportamiento de la misma en diversos estados de trabajo. Para esta tarea se pueden utilizar los modelos teóricos proporcionados en el capítulo 2 del presente documento y compararlos con ensayos reales a diversas tensiones de excitación.
- La tercera vía radica en el diseño de un proceso de cálculo que permita asociar y predecir el estado de fatiga de los materiales ensayados en base a los esfuerzos de flexión pura proporcionados por la máquina.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] D. Fernandez Caballero, J. Muñoz-Guijosa, V. Rodriguez de la Cruz, A. Díaz Lantada y J. Echávarri Otero, «Simple Testing System for Pure Bending Test with Large Deflections,» *Experimental Mechanics*, pp. 679-692, 2012.
- [2] R. Mayville, «Uniaxial Stress-Strain Curves From a Bending Test,» *Experimental Mechanics*, vol. 6, nº 22, pp. 197-201, 1982.
- [3] G. Antherieu, N. Connesson, D. Favier, P. Mozer y Y. Payan, «Principle and Experimental Validation of a New Apparatus Allowing Large Deformation in Pure Bending,» *Experimental Mechanics*, vol. 56, pp. 475-482, 2016.
- [4] J. Hoefnagels, A. Ruybalid y C. Buizer, «A Small-Scale, Contactless, Pure Bending Device for In-Situ Testing,» *Experimental Mechanics*, 2015.
- [5] S. Boers, M. Geers y V. Kouznetsova, «Contactless and Frictionless Pure Bending,» *Experimental Mechanics*, nº 50, pp. 683-693, 2010.
- [6] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen y K. Grote, *Engineering Design*, Berlin: Springer, 2007.
- [7] F. Zwicky, *Discovery, Invention, Research Through the Morphological Analysis*, United Kingdom: The Macmillan Company, 1969.
- [8] J. S. Rao y K. Gupta, *Introductory Course on Theory and Practice of Mechanical Vibrations*, Delhi: Wiley Eastern Limited, 1954.
- [9] J. Eggert, *Engineering Design*, New Jersey: Prentice Hall, 2005.

7. PLANIFICACIÓN TEMPORAL Y PRESUPUESTO

7.1 PLANIFICACIÓN TEMPORAL

La fecha de inicio del Trabajo de Fin de Máster anteriormente expuesto fue el 20 de septiembre de 2017, con una fecha de finalización prevista para el 29 de enero de 2018. Todo esto con el fin de cumplir con la fecha de entrega del mismo fijada para el 02 de febrero de 2018. El proyecto ha sido supervisado de manera permanente mediante reuniones periódicas con el profesor Juan Manuel Muñoz-Guijosa.

A continuación, se presenta la planificación temporal del mismo mediante una tabla de orden temporal y un Diagrama de Gantt.

N.º	Actividad	Inicio	Fin	Duración
1	Estudios previos al diseño	18/09/2017	09/12/2017	83
2	Análisis y comprensión del proyecto a desarrollar (identificación de problemas y planteamiento de soluciones)	18/09/2017	25/09/2017	8
3	Búsqueda de fuentes e información	26/09/2017	05/10/2017	10
4	Desarrollo del modelo estático de la máquina	06/10/2017	25/10/2017	20
5	Desarrollo del modelo dinámico de la máquina	26/10/2017	14/11/2017	20
6	Validación del modelo teórico (ensayos y experimentos)	15/11/2017	29/11/2017	15
7	Análisis de resultados	30/11/2017	09/12/2017	10
8	Diseño de los mecanismos de centrado y excitación	10/12/2017	14/01/2018	20
9	Aplicación de la metodología de diseño	10/12/2017	29/12/2017	20
10	Elaboración de los planos de los diseños propuestos	30/12/2017	14/01/2018	15
11	Redacción de la memoria del proyecto	15/01/2018	29/01/2018	15

Tabla 7.1: Organización temporal del proyecto

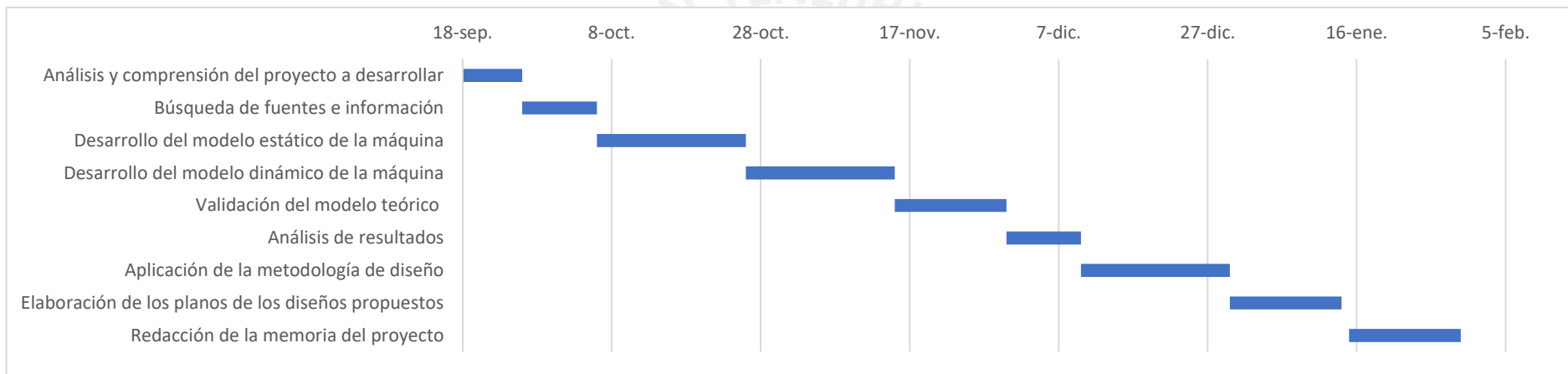


Figura 7.1: Diagrama de Gantt

7.2 PRESUPUESTO

La Tabla 7.2 muestra el presupuesto necesario para la realización del Trabajo de Fin de Máster expuesto en capítulos anteriores:

N.º	Concepto	N.º de unidades	Precio unitario (€)	Importe (€)
1	Horas de trabajo empleadas en la realización del proyecto	708	8,00	5 664,00
2	Horas de trabajo empleadas por el personal técnico (ensayos, coordinación, gestión y fabricación)	300	10,00	3 000,00
3	Equipos informáticos y material de oficina			400,00
4	Licencias de software (<i>Microsoft office, Catia V5</i>)			1 149,00
5	Equipos y materiales de los mecanismos diseñados (central hidráulica, planchas de acero, ejes calibrados, etc.)			715,00
Subtotal				10 908,00€
Costes indirectos (15%)				1 636,20€
Total				12 544,20€

Tabla 7.2: Presupuesto del proyecto

Para la implementación del Trabajo de Fin de Máster propuesto se necesita un presupuesto total de 12 544,20€.

8. ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1: Máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.....	2
Figura 1.2: Esquema de la máquina sin masa superior agregada	3
Figura 1.3: Esquema de la máquina con masa superior agregada	4
Figura 1.4: Esquema de la máquina con la fuerza de excitación F'	4
Figura 1.5: Inexistencia de un mecanismo de excitación	5
Figura 1.6: Falta de un mecanismo de centrado de probeta	5
Figura 1.7: Esquema de la máquina presentado por Antherieu [3]	6
Figura 1.8: Máquina de flexión pura presentada por Antherieu [3].....	7
Figura 1.9: Diseño conceptual del mecanismo de abrazaderas propuesto por Hoefnagels [4]	7
Figura 1.10: (a) Condición inicial de la abrazadera sin acción de la fuerza F , (b) Desplazamiento de la abrazadera con respecto a la placa base por la fuerza axial F [4]	8
Figura 1.11: Vista de planta del mecanismo de centrado cuando se ejecuta el ensayo de flexión [4].....	8
Figura 1.12: Máquina de fatiga por flexión pura para grandes deflexiones [1]	9
Figura 1.13: (a) Esquema cinemático. (b) Sistema acoplado para realizar el ensayo. (c) La probeta se flexiona cuando aparece la fuerza F en la polea 1 (pulley 1) [1].....	9
Figura 1.14: Máquina para ensayos de flexión pura propuesta por Boers [5]	10
Figura 1.15: Representación esquemática del funcionamiento de la máquina propuesta por Boers [5].....	10
Figura 1.16: Mecanismo de centrado [5]	11
Figura 2.1: Diagrama de cuerpo libre - Masa superior y agregada	12
Figura 2.2: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo sin giro.....	13
Figura 2.3: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo con giro	14
Figura 2.4: Esquema geométrico de flexión de una probeta plana	15
Figura 2.5: Diagrama de bloques - Modelo estático.....	17
Figura 2.6: Diagrama de cuerpo libre - Carro de apoyo con giro amortiguado.....	19
Figura 2.7: Ejemplo de respuesta dinámica del sistema	22
Figura 2.8: Diagrama de bloques - Modelo dinámico.....	22
Figura 3.1: Gráfico de resultados 1 - Probeta plana	25
Figura 3.2: Gráfico de resultados 2 - Probeta plana	26
Figura 3.3: Gráfico de resultados 1 - Probeta curva	27
Figura 3.4: Gráfico de resultados 2 - Probeta curva	28
Figura 3.5: Ensayo de medición del amortiguamiento	29
Figura 3.6: Gráfico de resultados - Primer ensayo.....	31
Figura 3.7: Gráfico de resultados - Segundo ensayo.....	32
Figura 3.8: Gráfico comparativo entre el ensayo y el modelo teórico.....	33
Figura 4.1: Estructura de funciones - Mecanismo de excitación	35
Figura 4.2: Matriz morfológica - Mecanismo de excitación	36
Figura 4.3: Concepto de solución 1 - Mecanismo de excitación	37
Figura 4.4: Concepto de solución 2 - Mecanismo de excitación	38
Figura 4.5: Concepto de solución 3 - Mecanismo de excitación	39
Figura 4.6: Gráfico de evaluación de soluciones – Mecanismo de excitación.....	41
Figura 4.7: Estructura de funciones - Mecanismo de centrado	45
Figura 4.8: Matriz morfológica - Mecanismo de centrado	46
Figura 4.9: Concepto de solución 1 - Mecanismo de centrado	47
Figura 4.10: Concepto de solución 2 - Mecanismo de centrado	48
Figura 4.11: Concepto de solución 3 - Mecanismo de centrado	49
Figura 4.12: Gráfico de evaluación de soluciones - Mecanismo de centrado.....	51
Figura 7.1: Diagrama de Gantt	56

9. ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Partes principales de la máquina de ensayos de fatiga por flexión pura.	3
Tabla 2.1: Tratado de datos – Ejemplo: respuesta dinámica del sistema	21
Tabla 3.1: Condiciones iniciales - Probeta plana	23
Tabla 3.2: Condiciones iniciales - Probeta curva	24
Tabla 3.3: Equipos y materiales - Ensayo de medición del amortiguamiento.....	30
Tabla 3.4: Condiciones iniciales de excitación del modelo dinámico	33
Tabla 4.1: Lista de exigencias - Mecanismo de excitación	34
Tabla 4.2: Evaluación del valor técnico - Mecanismo de excitación.....	40
Tabla 4.3: Evaluación del valor económico - Mecanismo de excitación.....	41
Tabla 4.4: Cálculo del cilindro hidráulico	42
Tabla 4.5: Lista de exigencias - Mecanismo de centrado	44
Tabla 4.6: Evaluación del valor técnico – Mecanismo de centrado.....	50
Tabla 4.7: Evaluación del valor económico - Mecanismo de centrado.....	50
Tabla 7.1: Organización temporal del proyecto	55
Tabla 7.2: Presupuesto del proyecto	57



10. ANEXOS

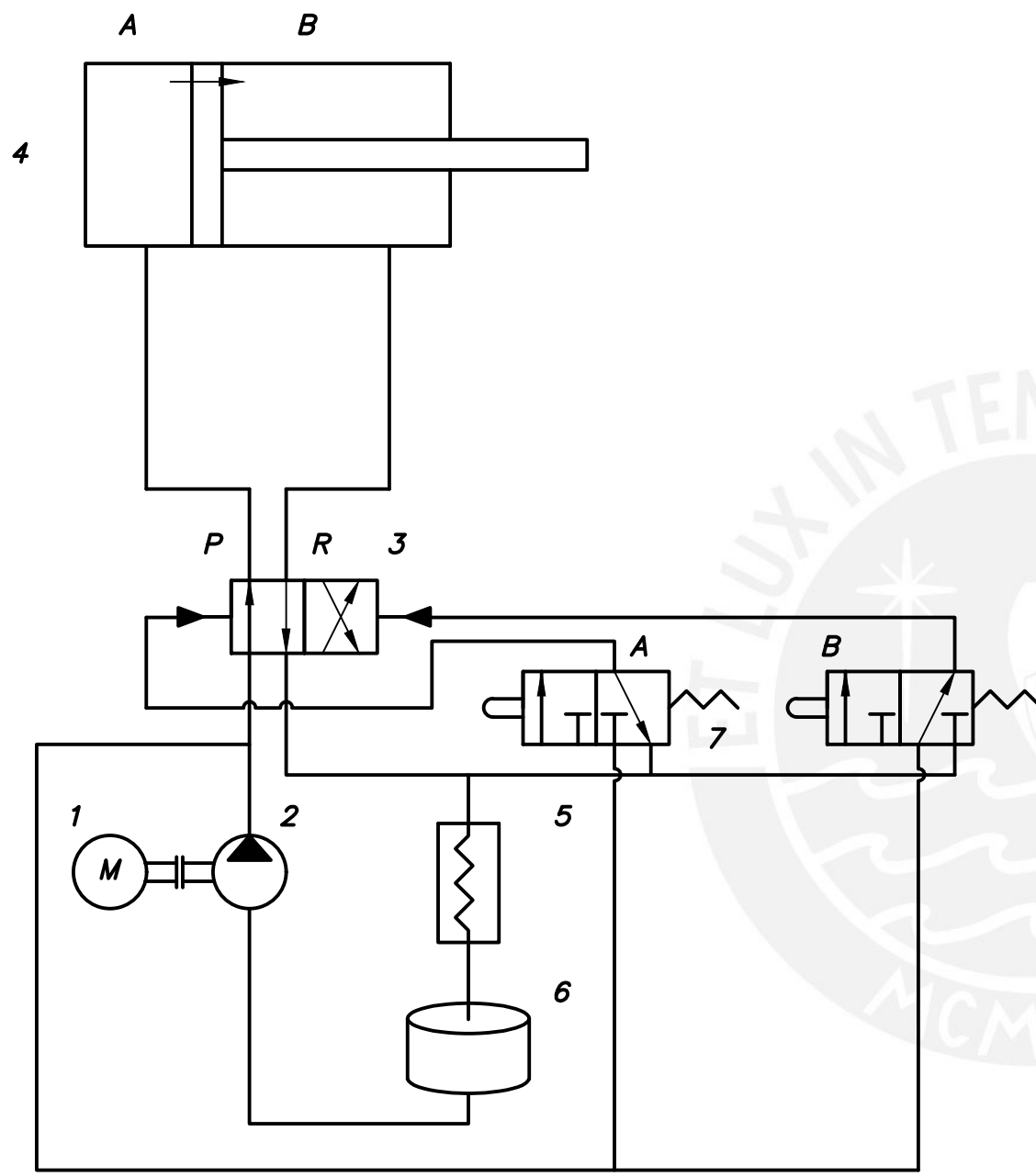
10.1 PLANOS DEL MECANISMO DE EXCITACIÓN

- Diagrama hidráulico – Mecanismo de Excitación

10.2 PLANOS DEL MECANISMO DE ALINEAMIENTO

- Plano de ensamble – Mecanismo de Centrado
- Plano de despiece – Soporte Principal
- Plano de despiece – Rueda Pivote





7	02	VÁLVULA 3/2 CON PALPADOR Y RETORNO MECÁNICO POR MUELLE
6	01	DEPÓSITO
5	01	INTERCAMBIADOR DE CALOR (RADIADOR)
4	01	CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO CON VÁSTAGO SIMPLE
3	01	VÁLVULA 4/2 CON PRESURIZACIÓN HIDRÁULICA
2	01	BOMBA HIDRÁULICA DE FLUJO UNIDIRECCIONAL
1	01	MOTOR ELÉCTRICO

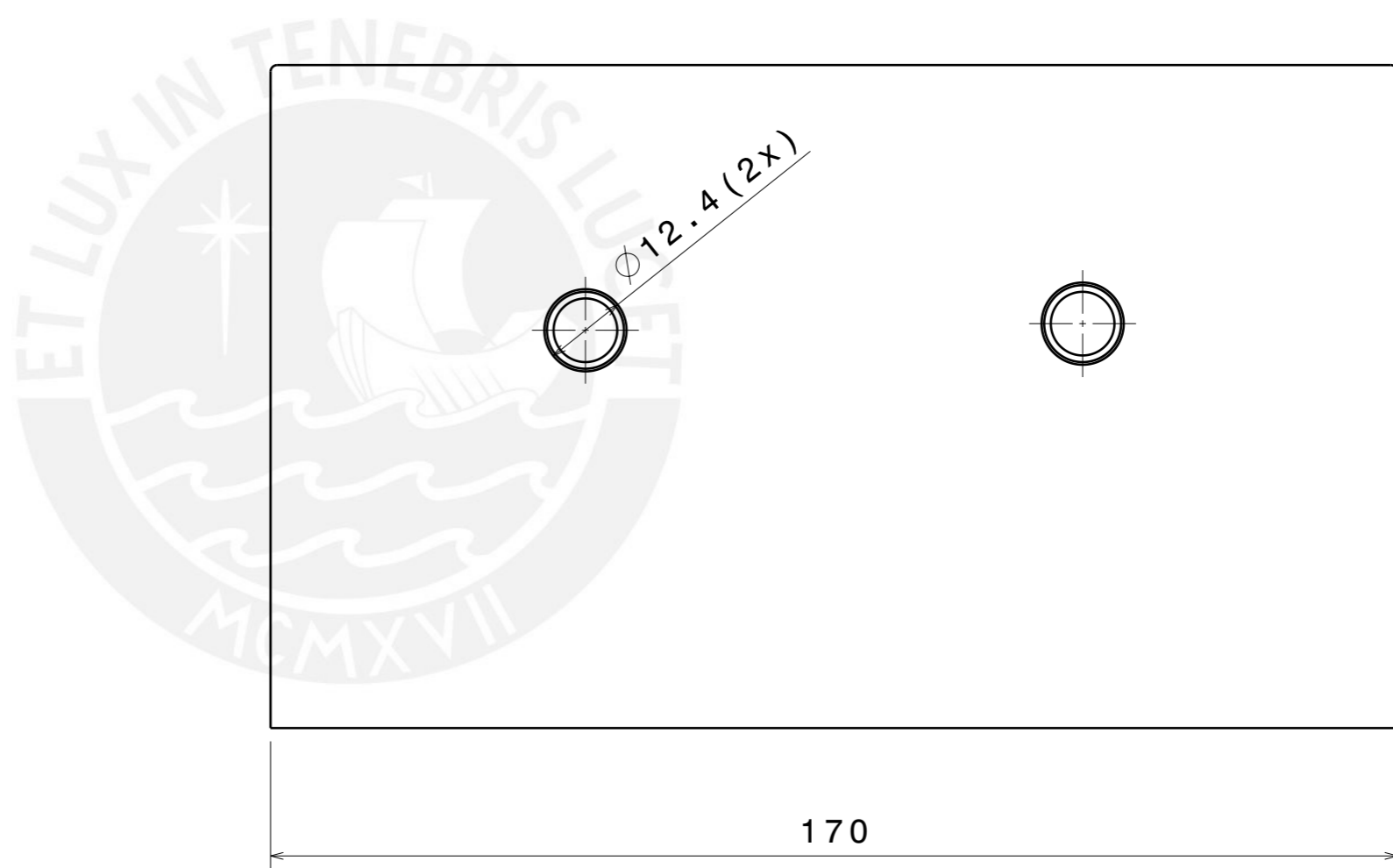
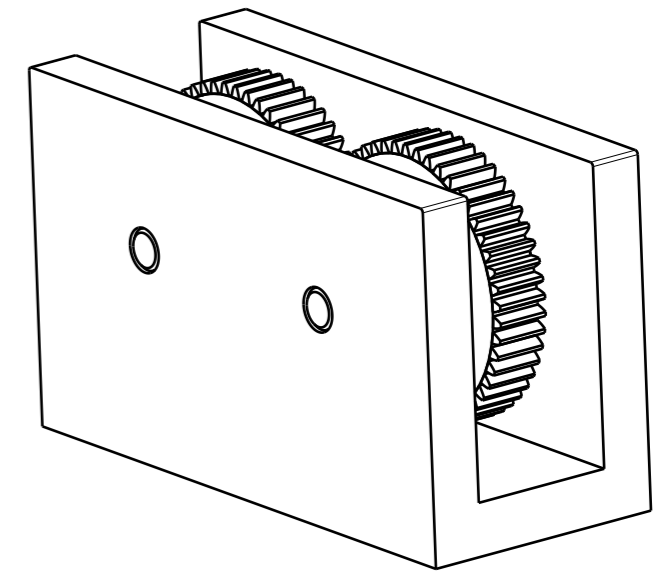
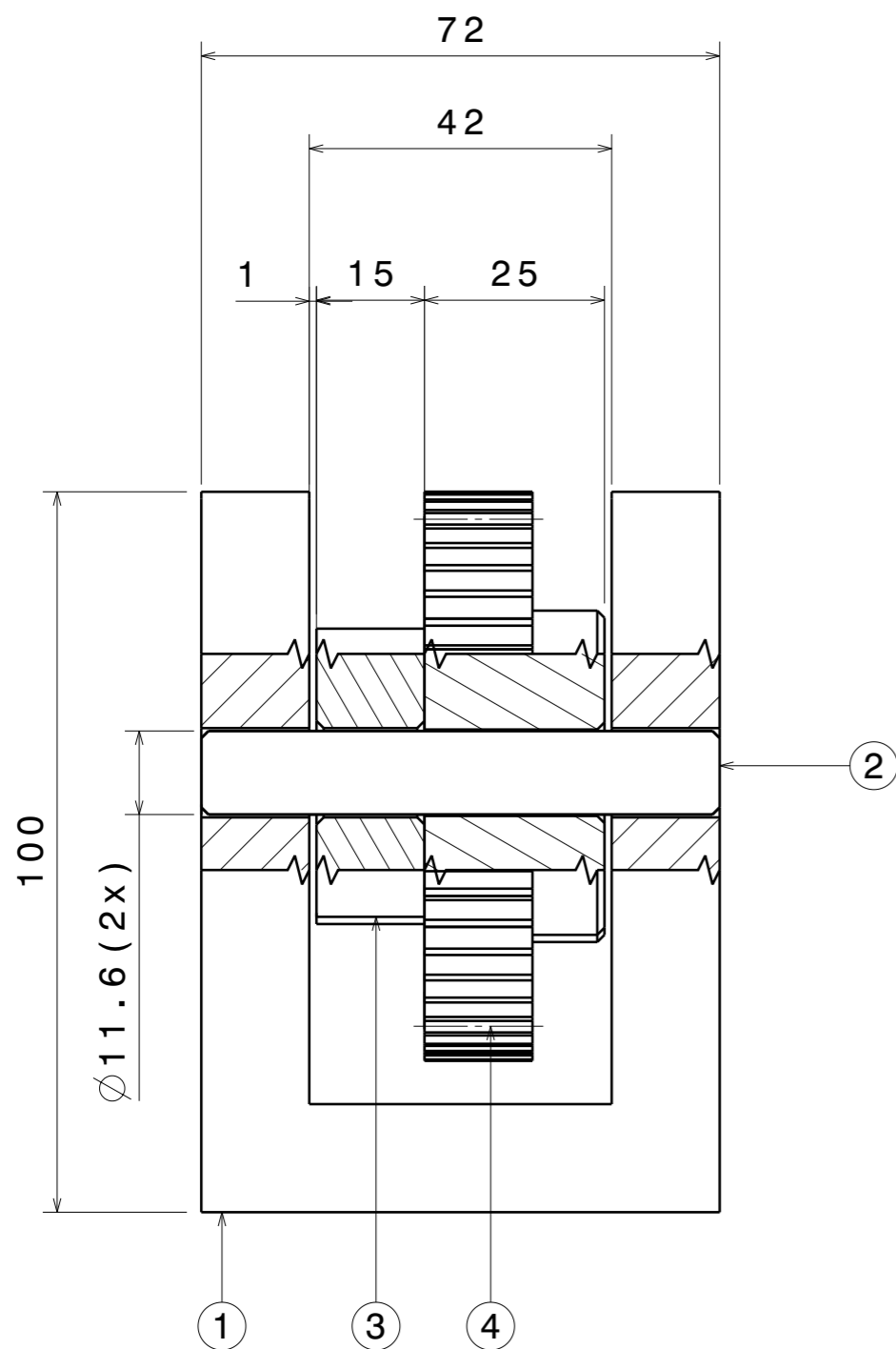
POS.	CANT.	DESCRIPCION
------	-------	-------------

ETSI INDUSTRIALES – UPM
 DIVISIÓN DE INGENIERIA DE MÁQUINAS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

TRABAJO DE FIN DE MÁSTER

DIAGRAMA HIDRÁULICO

M16320	RODRIGUEZ BRAVO, HAROLD	FECHA: 2018.01.11
		LAMINA: A3-TFM



LISTA DE MATERIALES

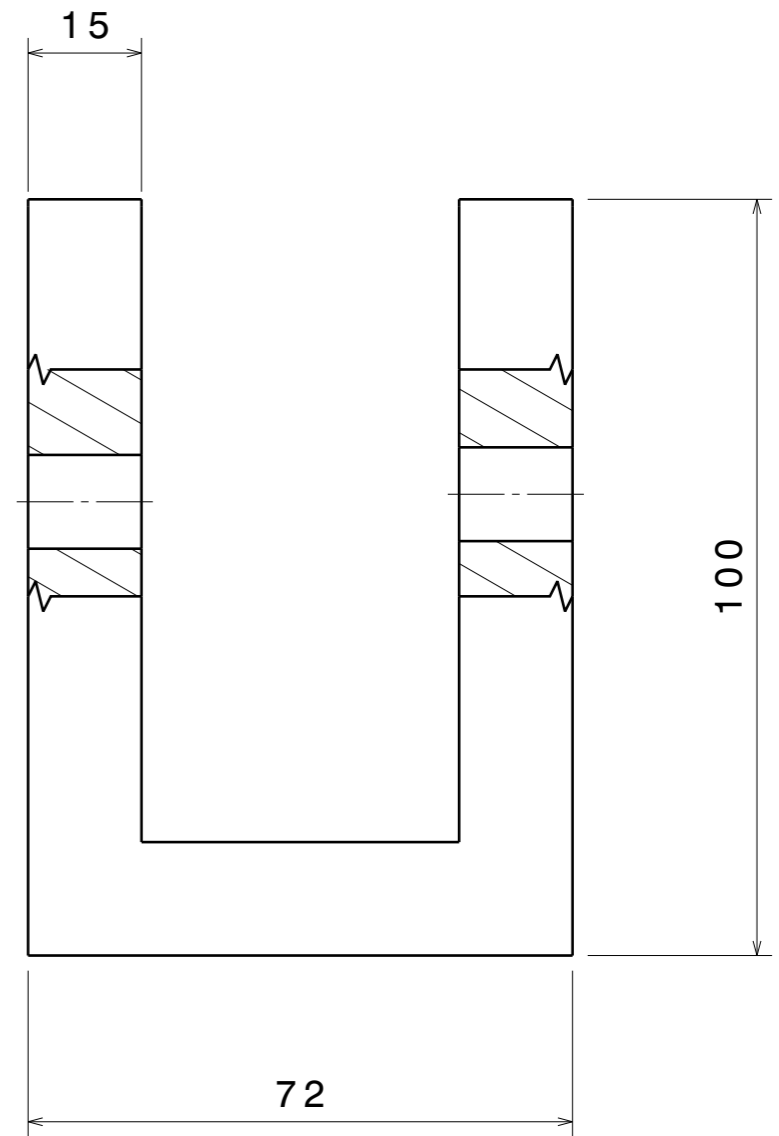
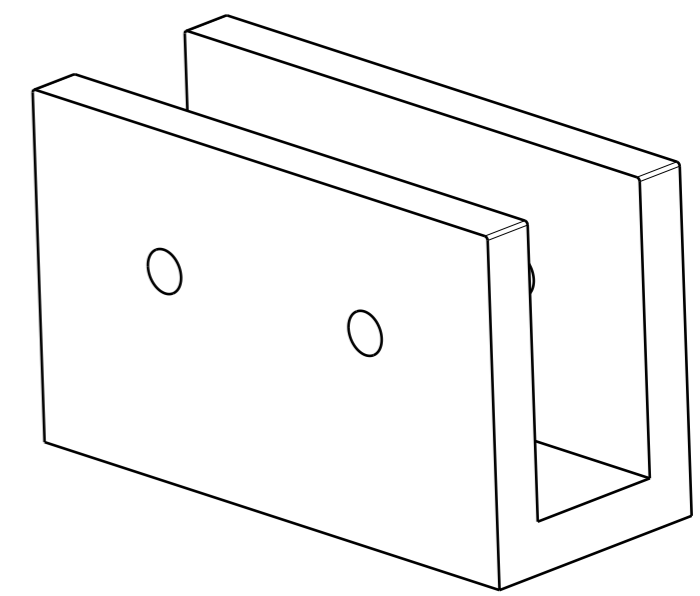
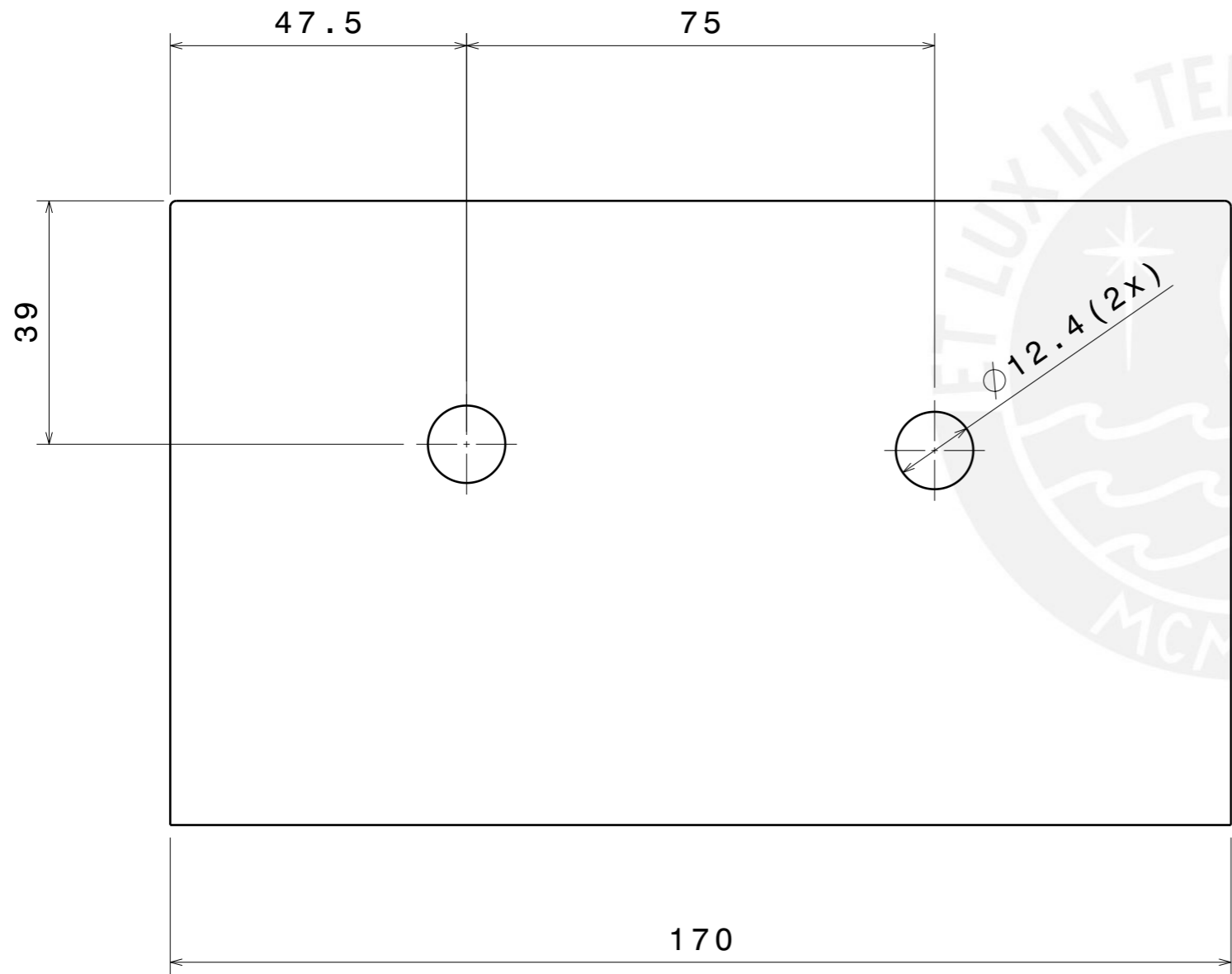
N°.	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	SOPORTE PRINCIPAL	PLA
2	2	EJE CALIBRADO	ACERO
3	2	RUEDA PIVOTADA	PLA
4	2	RUEDA DENTADA	ACERO

REDONDEOS R1

CHAFLANES 1x45°

	Fecha	Nombre	Escala 1:1
Dibujado	23.01.2018	H.R.B.	
Comprobado	31.01.2018	JM.M-G.	
MECANISMO DE CENTRADO			

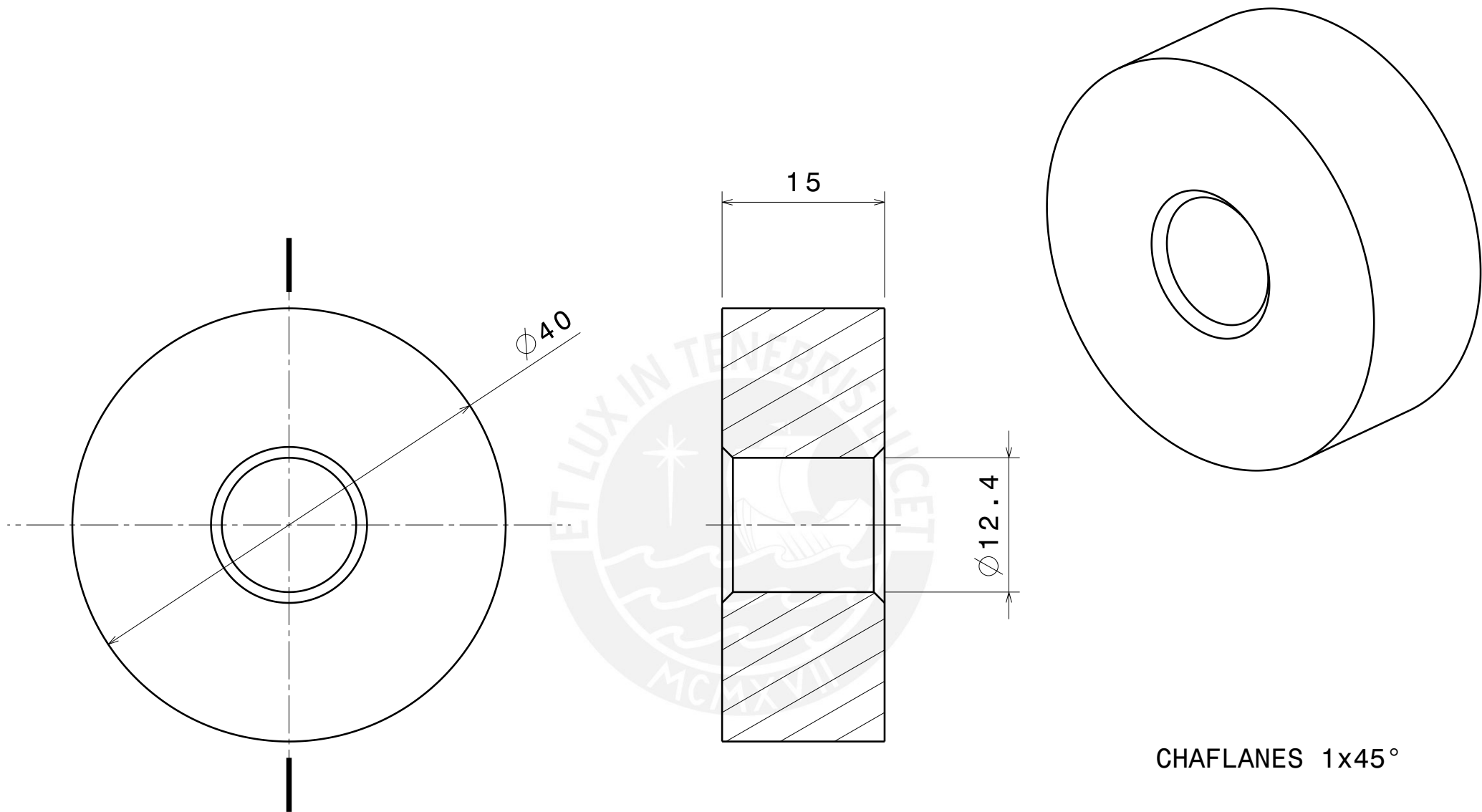





REDONDEOS R1

	Fecha	Nombre	Escala 1:1
Dibujado	23.01.2018	H.R.B.	
Comprobado	31.01.2018	JM.M-G.	
SOPORTE PRINCIPAL			Material: PLA





	Fecha	Nombre	Escala 2:1	
Dibujado	23.01.2018	H.R.B.		
Comprobado	31.01.2018	JM.M-G.		
RUEDA PIVOTE Material: PLA				