

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería Aeroespacial

Diseño de máquina de ensayos a fatiga de cables

Autor: Samuel González Leva

Tutor: Carlos Navarro Pintado

Dep. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería Aeroespacial

Diseño de máquina de ensayos a fatiga de cables

Autor:

Samuel González Leva

Tutor:

Carlos Navarro Pintado

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Grado: Diseño de máquina de ensayos a fatiga de cables

Autor: Samuel González Leva

Tutor: Carlos Navarro Pintado

El tribunal nombrado para juzgar el Trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

El diseño de una máquina de ensayos a fatiga de cables puede ser una tarea complicada, pero más complicado aún es resumir cinco años de tu vida en una carilla de papel.

En primer lugar, agradecer este Trabajo Fin de Grado a sus responsables directos.

Muchas gracias CARLOS, mi tutor, por tu sabiduría pero, sobre todo, por tu paciencia a pesar de mis largas ausencias. Tus consejos, tu ayuda y tu “Te da tiempo a terminar, pero te tienes que poner las pilas” han hecho posible esto hoy.

Por otro lado, gracias también a JESÚS por aportar su granito de arena a este proyecto.

Por último, aunque no por ello menos importante, dar las gracias al culpable directo de este trabajo, DIEGO, por atenderme cuando hacía falta y ayudarme con mis problemillas con el ordenador. Al fin y al cabo esta máquina es para tu tesis doctoral, por lo que cualquier ayuda que necesites, aquí me tienes.

Dar gracias también a todos los que han hecho posible que llegue hasta este momento, directa o indirectamente, pero culpables de que yo esté ahora a un pasito de ser ingeniero aeroespacial.

Gracias a mi FAMILIA por haberme permitido cumplir mi sueño de estudiar lo que siempre había querido sin que hacerlo fuera de casa fuese un problema.

Agradecer a mis AMIGOS todo el apoyo que me han dado, porque no hay nada como terminar los exámenes y salir a evadir la mente. Mención especial para mis COMPAÑEROS de piso, porque gracias a ellos, a veces, las ecuaciones y los problemas cuadraban mejor.

Finalmente, agradecer a ALICIA, mi compañera de viaje, todo el apoyo que me ha dado cuando las cosas se han torcido. Porque no es fácil estar con un “ingeniero” y nadie mejor que ella sabe cómo hacerlo.

A todos, de corazón, GRACIAS.

Samuel González Leva

Sevilla, 2013

Agradecimientos	VII
Índice	IX
Índice de Tablas	XI
Índice de Figuras	XIII
1 Introducción	1
2 Planteamiento general del proyecto	3
2.1. Nociones de fatiga	3
2.1.1. <i>Límite de fatiga</i>	5
2.2. Equipamiento actual	5
2.2.1. <i>Banco de ensayos</i>	6
2.2.2. <i>Cilindros hidráulicos</i>	7
2.2.3. <i>Células de carga</i>	7
2.2.4. <i>Elementos de soporte</i>	8
2.3. Planteamiento inicial	9
2.4. Disposición de los equipos	10
2.4.1. <i>Propuesta 1</i>	10
2.4.2. <i>Propuesta 2</i>	11
2.4.3. <i>Propuesta 3</i>	14
2.4.4. <i>Conclusión</i>	12
2.5. Disposición del actuador	13
2.5.1. <i>Propuesta 1</i>	13
2.5.2. <i>Propuesta 2</i>	14
2.5.3. <i>Conclusión</i>	14
3 Diseño de los soportes	15
3.1. Diseño de los soportes secundarios	15
3.1.1. <i>Propuesta 1</i>	17
3.1.2. <i>Propuesta 2</i>	19
3.1.3. <i>Propuesta 3</i>	20
3.1.4. <i>Conclusión</i>	21
3.2. Diseño del soporte principal	25
3.3. Diseño de otros soportes	26

4	Diseño de los equipos auxiliares	29
4.1.	Sujeción del cable	29
4.2.	Sistema de giro	31
4.2.1.	<i>Propuesta 1</i>	31
4.2.2.	<i>Propuesta 2</i>	34
4.2.3.	<i>Conclusión</i>	34
4.3.	Sujeción de los soportes	35
4.4.	Actuador del cable	35
4.5.	Sistema para pretensar el cable	37
4.6.	Sistemas de seguridad	38
4.7.	Adaptadores de rosca	39
5	Análisis detallado del diseño elegido	41
5.1.	Solución de problemas	41
5.2.	Elección de material	44
5.3.	Definición de los equipos y cálculos estructurales	44
5.3.1.	<i>Soporte secundario</i>	44
5.3.2.	<i>Soporte principal</i>	47
5.3.3.	<i>Soportes de los cilindros hidráulicos</i>	49
5.3.4.	<i>Rótula</i>	51
5.3.5.	<i>Fijación del eje de giro</i>	54
5.3.6.	<i>Eje de giro</i>	56
5.3.7.	<i>Carro-guía</i>	57
5.3.8.	<i>Adaptadores de rosca</i>	59
6	Montaje final	63
6.1.	Datos y medidas de interés	64
6.1.1.	<i>Pesos de los soportes</i>	64
6.1.2.	<i>Planos de fabricación de los equipos</i>	65
6.1.3.	<i>Planos de montaje</i>	66
6.1.4.	<i>Planos generales del montaje</i>	68
7	Conclusiones	69
	Anexo A: Propiedades del acero 1.2122	71
	Anexo B: Especificaciones rótula	73
	Anexo C: Especificaciones carro-guía	75
	Bibliografía	81

Índice de Tablas

Tabla 2–1. Ventajas e inconvenientes de la disposición de los equipos 1.	11
Tabla 2–2. Ventajas e inconvenientes de la disposición de los equipos 2.	11
Tabla 3–1. Magnitudes tracción del cable.	16
Tabla 3–2. Magnitudes flexión del soporte.	16
Tabla 3–3. Comparación de perfiles estándar.	17
Tabla 3–4. Dimensiones perfil IPE300.	18
Tabla 3–5. Dimensiones perfil HEB220.	18
Tabla 3–6. Dimensiones perfil HEB200.	19
Tabla 3–7. Dimensiones perfil HEB 160.	21
Tabla 3–8. Perfiles HEB.	22
Tabla 3–9. Propiedades de diferentes soportes.	23
Tabla 3–10. Magnitudes flexión del soporte.	26
Tabla 3–11. Dimensiones perfil HEB140.	26
Tabla 5–1. Dimensiones fijación del eje.	54
Tabla 5–2. Especificaciones carro-guía.	58
Tabla 6–1. Pesos del soporte secundario.	64
Tabla 6–2. Pesos del soporte principal.	64
Tabla 6–3. Pesos de los soportes de los cilindros.	64

Índice de Figuras

Figura 1-1. Requisitos del diseño.	1
Figura 1-2. Metodología de trabajo.	2
Figura 2-1. Esquema de carga cíclica.	3
Figura 2-2. Curva S-N.	4
Figura 2-3. Metodología de trabajo.	5
Figura 2-4. Banco de ensayos.	6
Figura 2-5. Dimensiones del banco de ensayos.	6
Figura 2-6. Cilindros hidráulicos.	7
Figura 2-7. Dimensiones de los cilindros hidráulicos.	7
Figura 2-8. Célula de carga.	8
Figura 2-9. Dimensiones de la célula de carga.	8
Figura 2-10. Planteamiento inicial.	9
Figura 2-11. Disposición de los equipos 1.	10
Figura 2-12. Disposición de los equipos 2.	11
Figura 2-13. Disposición de los equipos 3.	12
Figura 2-14. Disposición del cilindro 1.	13
Figura 2-15. Disposición del cilindro 2.	14
Figura 3-1. Sección del cable.	15
Figura 3-2. Cable a tracción.	16
Figura 3-3. Soporte a flexión.	16
Figura 3-4. Dimensiones perfil IPE.	18
Figura 3-5. Soporte 1 (1).	18
Figura 3-6. Dimensiones perfil HEB.	18
Figura 3-7. Soporte 1 (2).	19
Figura 3-8. Soporte 2.	20
Figura 3-9. Soporte 3.	21
Figura 3-10. Esquema momento de inercia de las placas.	22
Figura 3-11. Espesores de placa necesarios.	23
Figura 3-12. Anchos de diferentes soportes.	23
Figura 3-13. Ancho e inercia de diferentes soportes.	24
Figura 3-14. Soporte secundario.	24

Figura 3-15. Esquema de fuerzas sobre soporte principal.	25
Figura 3-16. Soporte de los cilindros.	27
Figura 4-1. Sujeción de los extremos del cable.	29
Figura 4-2. Partes del portaherramientas.	30
Figura 4-3. Esquema de ensayo sobre el cable.	31
Figura 4-4. Fijación del eje de giro.	31
Figura 4-5. Eje de giro.	32
Figura 4-6. Rótula.	32
Figura 4-7. Sistema de giro 1.	32
Figura 4-8. Abrazadera.	33
Figura 4-9. Rodamiento-soporte.	33
Figura 4-11. Sujeción de los soportes.	34
Figura 4-12. Adaptador del cable.	35
Figura 4-13. Dimensiones del adaptador del cable.	36
Figura 4-14. Actuador del cable.	36
Figura 4-15. Sistema para pretensar el cable.	37
Figura 4-16. Jaula de protección.	38
Figura 4-17. Puerta de acceso a jaula.	39
Figura 4-18. Adaptador macho-macho.	39
Figura 4-19. Adaptador macho-hembra.	40
Figura 5-1. Montaje final.	41
Figura 5-2. Solución al montaje final.	42
Figura 5-3. Sistema de carro-guía.	43
Figura 5-4. Sistema de bloqueo de la guía.	43
Figura 5-5. Desplazamientos MEF soporte secundario 1.	45
Figura 5-6. Desplazamientos MEF soporte secundario 2.	46
Figura 5-7. Tensiones MEF soporte secundario.	47
Figura 5-8. Desplazamientos MEF soporte principal.	48
Figura 5-9. Tensiones MEF soporte principal.	49
Figura 5-10. Dimensiones soportes de los cilindros.	50
Figura 5-11. Tensiones MEF soporte cilindro 1.	50
Figura 5-12. Tensiones MEF soporte cilindro 2.	51
Figura 5-13. Giro de la rótula.	52
Figura 5-14. Sistema de giro definitivo.	52
Figura 5-15. Ángulo de giro del cable.	53
Figura 5-16. Dimensiones fijación del eje.	54
Figura 5-17. Sección elemento de fijación.	55
Figura 5-18. Tensiones MEF elemento de fijación.	55
Figura 5-19. Separación rótula-fijación.	56
Figura 5-20. Separación entre fijaciones.	56

Figura 5-21. Modelos de vigas del eje.	57
Figura 5-22. Fuerzas sobre carro-guía.	57
Figura 5-23. Diseño final del soporte principal.	59
Figura 5-24. Dimensiones adaptador macho-macho.	59
Figura 5-25. Dimensiones adaptador macho hembra 1.	60
Figura 5-26. Dimensiones adaptador macho hembra 2.	60
Figura 6-1. Solución final.	63
Figura 6-2. Planos elementos de fijación y eje.	65
Figura 6-3. Planos soportes secundario y principal.	65
Figura 6-4. Planos soportes de los cilindros hidráulicos.	66
Figura 6-5. Planos de montaje soporte secundario.	66
Figura 6-6. Planos de montaje soporte principal.	67
Figura 6-7. Planos de montaje actuador.	67
Figura 6-8. Planos de montaje sistema pretensión.	67
Figura 6-9. Planos generales del montaje.	68

1 INTRODUCCIÓN

Este proyecto surge para dar respuesta a la necesidad por parte del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación de una máquina para hacer ensayos de fatiga sobre cables. Esta necesidad se debe a los estudios de tesis doctoral que en estos momentos se encuentra haciendo el alumno de la escuela Diego Erena con el fin de modelar mediante elementos finitos un cable de acero, siendo necesarios ciertos ensayos para comprobar la validez de dicho modelo.

Por tanto, el objetivo de este Trabajo Fin de Grado será el cálculo, diseño y análisis estructural de una máquina de ensayos de fatiga para cables, con el fin de ayudar a su posterior fabricación. Es por tanto condición indispensable que dicho diseño cumpla los requerimientos por parte del departamento.

Adicionalmente, además de cumplir con los requerimientos impuestos por su futura utilización, por parte de los profesores del departamento y del propio alumno que se encuentra realizando la tesis doctoral, dicha máquina deberá de cumplir los siguientes requisitos:

- **Viabilidad.**
Puesto que se va a utilizar, dicha máquina deberá ser posible fabricarla dentro de las posibilidades del Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación.
- **Versatilidad.**
Para el uso previsto y para otros posibles usos, la máquina deberá ser lo más versátil posible con el fin de adaptarla en todo momento a cualquier necesidad.
- **Facilidad de uso.**
La máquina será manejada por alumnos y profesores, no por profesionales ni por personal cualificado, por lo tanto su uso deberá de ser intuitivo, práctico y seguro.

Sólo un diseño que aglutine estos tres aspectos podrá ser considerado como válido.

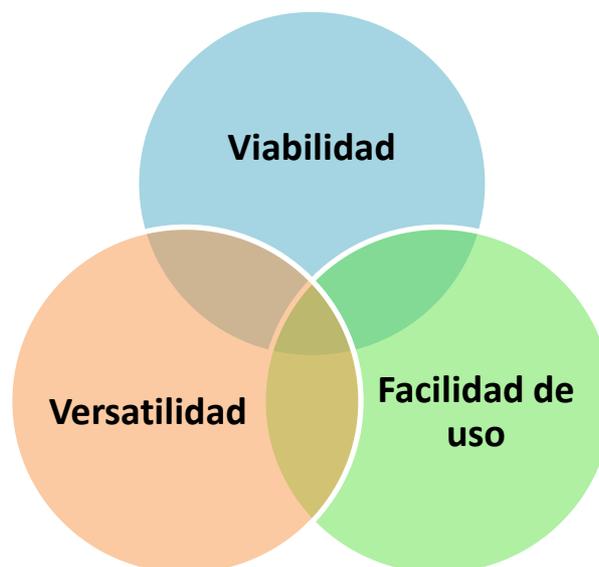


Figura 1-1. Requisitos del diseño

Con el objetivo común de lograr lo anterior, ha sido necesaria una estrecha colaboración constante con el alumno de la tesis y los profesores. A modo de una visión general, el procedimiento seguido para la elaboración de este proyecto se puede resumir con el siguiente gráfico:

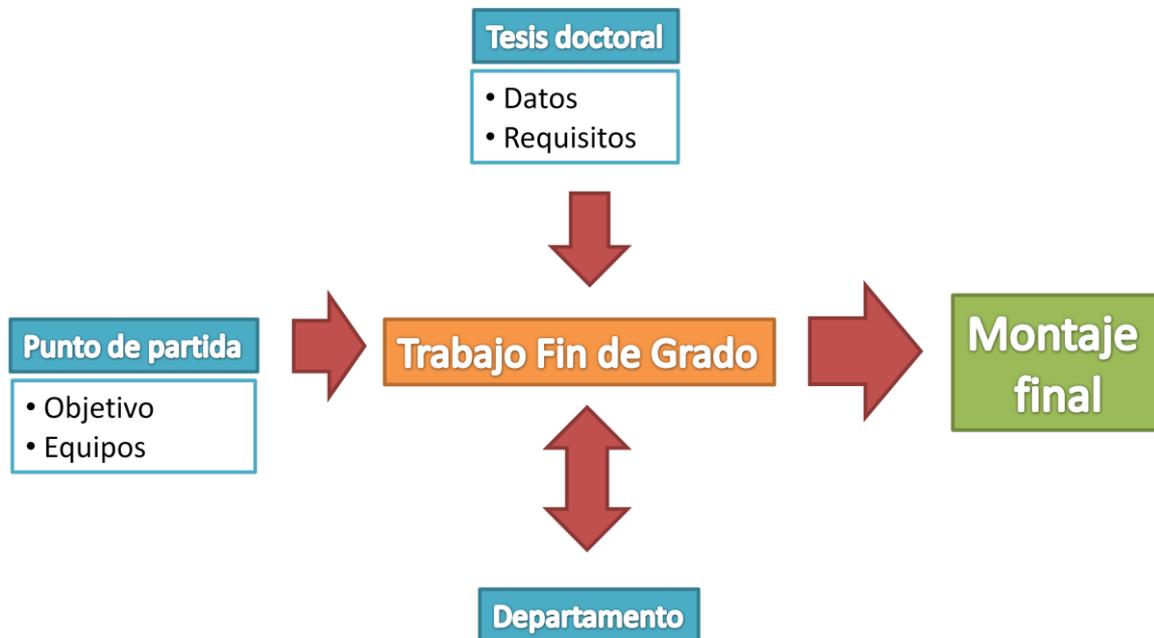


Figura 1-2. Metodología de trabajo

- **Punto de partida.**
En primer lugar, se han de definir los objetivos de partida y los equipos disponibles actualmente que nos pueden ayudar a cumplirlos.
- **Tesis doctoral.**
Puesto que este proyecto consiste en la fabricación de un equipo de apoyo a dicha tesis, los resultados y sugerencias aportados por esta parte se antojan necesarios para obtener un resultado que se ajuste a los requisitos que se desean.
- **Departamento.**
En este caso, existe una continúa comunicación con los responsables del departamento, en especial en la persona de Carlos Navarro Pintado, tutor de este Trabajo Fin de Grado, con el fin de que el resultado final cumpla los objetivos iniciales (viabilidad, versatilidad y facilidad de uso).
- **Trabajo Fin de Grado.**
El fin de este proyecto será, por tanto, recabar todos esos datos de entrada y obtener finalmente un resultado final que cumpla con todas las partes.
- **Montaje final.**
Es el resultado de este proyecto, el cual se desarrollará más adelante tras un detallado análisis.

Siguiendo este esquema, durante la elaboración del proyecto se han ido sucediendo diferentes soluciones, de las cuales algunas eran válidas, otras no y otras simplemente no aparecen siquiera reflejadas en este documento, pero, al fin y al cabo, todas ellas han ayuda a alcanzar finalmente la solución final. A continuación, se detallan los pasos y cálculos más importantes realizados durante todo este trabajo.

2 PLANTEAMIENTO GENERAL DEL PROYECTO

Antes de comenzar el desarrollo de cualquier tipo de proyecto, es necesario asentar unas bases que sirvan como guía durante la elaboración del mismo. Qué se quiere hacer, cuestiones teóricas básicas de utilidad o decisiones de ámbito global, son aspectos que se tratarán de establecer en este capítulo, debiendo de estar presentes durante el resto del proyecto.

Establecida la metodología con la cual se va a trabajar durante el desarrollo del proyecto, se está en disposición de fijar ciertas nociones del mismo. En primer lugar, será necesario definir unos conceptos mínimos de fatiga, los cuales servirán para definir unos criterios que ayuden al cálculo de los elementos del montaje. Posteriormente, se comenzará a definir aspectos generales tales como la disposición de los equipos.

Una vez asentadas estas bases, se estará en disposición de comenzar a detallar otros elementos del montaje.

2.1. Nociones de fatiga

El fenómeno de la fatiga de los materiales es uno de los más estudiados de la ingeniería mecánica debido a que es la causa del ochenta por ciento de los fallos en las maquinarias. Se trata de un proceso por el cual la rotura de un material bajo cargas dinámicas se produce más fácilmente que bajo cargas estáticas.

A pesar de ser un fenómeno reconocido desde la antigüedad, no fue hasta el siglo XIX, época de la revolución industrial, cuando se comenzó a estudiar realmente este hecho y se acuñó por primera vez el término 'fatiga'. A partir de entonces, se han venido desarrollando métodos de cálculo para el diseño de piezas bajo cargas de fatiga.

Para que se produzca el fallo por fatiga, se tienen en cuenta dos factores: el valor nominal de la carga y la variación de ésta con respecto al tiempo. Bien es cierto que todas las cargas que actúan sobre un determinado sistema mecánico varían con el tiempo, sin embargo, la frecuencia con la que ésta lo hace marca que pueda considerarse como estática o no.

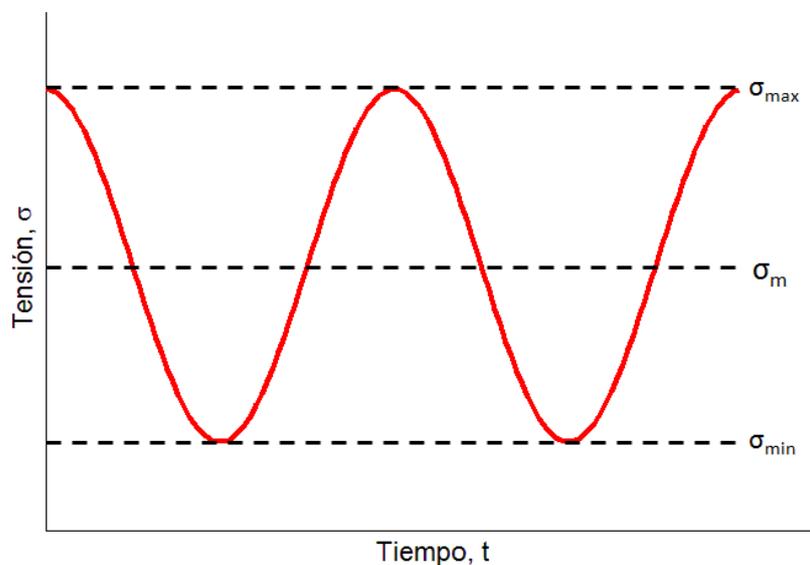


Figura 2-1. Esquema de carga cíclica

Dichas cargas cíclicas pueden venir definidas por una serie de valores, los cuales pueden ayudar a definir un posterior ensayo de fatiga. Los parámetros que se pueden utilizar para definir una carga cíclica son los siguientes:

- **Tensión media.**

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

- **Intervalo de tensiones.**

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

- **Amplitud de tensión.**

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

- **Relación de tensiones.**

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

Con el fin de cuantificar el comportamiento a fatiga de un material, se establecen las conocidas como curvas S-N, en las cuales se representa la tensión de rotura frente al número de ciclos necesarios para que ésta se produzca. Un diagrama tipo como éste tendrá la siguiente forma:

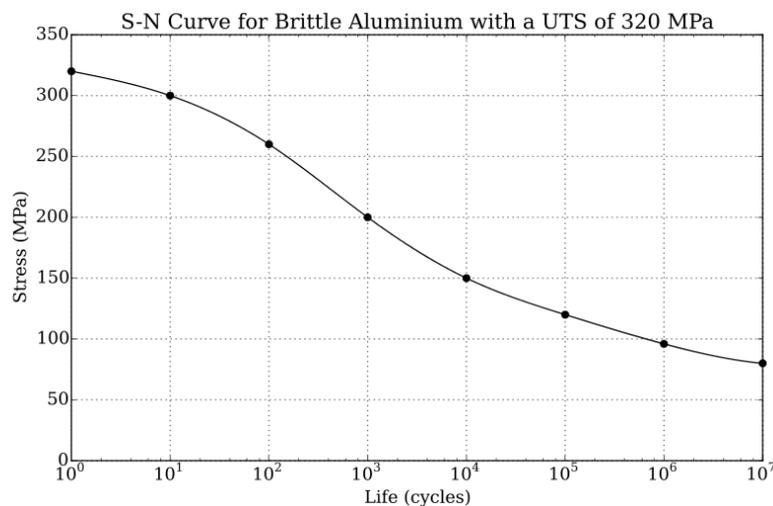


Figura 2-2. Curva S-N

Se observa cómo, para un número de ciclos pequeño, la tensión de rotura aumenta y tenderá a la tensión de rotura en estático. A medida que aumenta el número de ciclos, esta se hace cada vez más pequeña.

Para el caso de algunas aleaciones férricas y aleaciones de titanio, la curva S-N tiende a un valor constante para grandes valores del número de ciclos, o lo que es lo mismo, existe un valor mínimo, denominado **límite de fatiga**, por debajo del cual la rotura por fatiga no ocurrirá nunca.

Para otro tipo de aleaciones, como el aluminio, la curva continúa decreciendo al aumentar el número de ciclos, por lo que el fallo por fatiga se producirá siempre independientemente de cuál sea el valor de la tensión. En este caso, la resistencia a fatiga se define como el nivel de tensión que produce la rotura después de un determinado número de ciclos.

Otro parámetro de importancia para la caracterización del comportamiento a fatiga de un material es la vida a fatiga, N_f , definido como el número de ciclos necesarios para producir una rotura a un nivel especificado de tensiones.

2.1.1 Límite de fatiga

Tal y como se ha definido anteriormente, en el caso de las aleaciones férricas, existe una tensión límite de fatiga, que se define como la tensión a partir de la cuál jamás se producirá la rotura por fatiga. Dicho valor es difícil de cuantificar, por lo que la única forma de obtenerlo es mediante ensayos. Sin embargo, los resultados obtenidos pueden verse afectados por diferentes factores, como por ejemplo defectos inapreciables en las muestras, por lo que será necesario hacer uso de métodos estadísticos para obtener unos resultados fiables.

Observando una curva S-N típica de un acero, esta tendrá la siguiente forma:

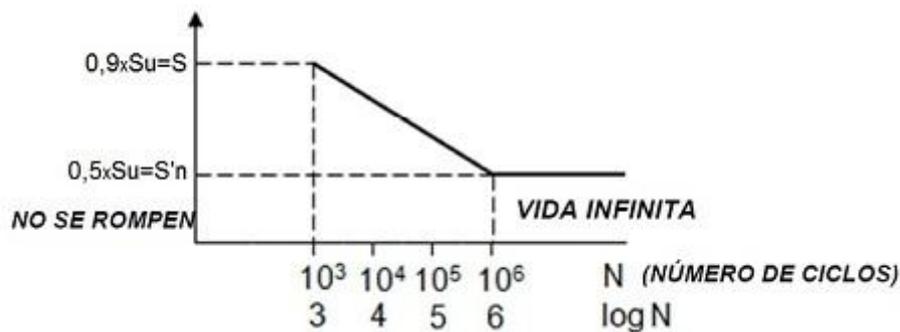


Figura 2-3. Curva S-N para acero

Esta curva se suele aproximar mediante la conocida como función de Basquin, en la cual se suele tomar la tensión límite de rotura a fatiga, σ_F , como la mitad de la tensión de rotura ante cargas estáticas, como se aprecia en la imagen anterior.

Sin embargo, este valor puede verse afectado por varios efectos, tales como imperfecciones del material o sus condiciones superficiales, las cuales pueden hacer que este valor se reduzca notablemente. De la misma manera, el efecto de la concentración de tensiones también puede hacer que este valor se incremente. Por tanto, obtener un valor fiable de la tensión límite de rotura a fatiga no es tarea fácil, de ahí que su valor se suele definir en base a estimaciones.

Con el fin de simplificar los cálculos, con ayuda del responsable de este proyecto, se ha estimado en un 20% la reducción de la tensión límite debido al efecto de la superficie, mientras que el concentrador de tensiones nominal del montaje se ha supuesto de $K_t = 1.6$. De esta manera, el valor de la tensión límite de rotura a fatiga obtenido será:

$$\sigma_F = \frac{0.8 \cdot 0.5 \sigma_R}{K_t} = 0.25 \sigma_R \quad (2-1)$$

Por tanto, se tomará como valor de la tensión límite de rotura a fatiga la cuarta parte de la tensión de rotura del material. Puesto que, en el caso de los aceros, dicho valor será menor que el límite elástico, σ_E , el valor de la tensión de rotura a fatiga será el criterio que se tomará para el diseño de todo el montaje.

2.2. Equipamiento actual

Comenzando con el propio diseño del proyecto, es necesario establecer, en primer lugar, los equipos de los que se dispone. Teniendo en cuenta que uno de los principales objetivos es que el montaje final sea un resultado viable para su elaboración por parte del departamento, es fundamental tener en cuenta los elementos con los que actualmente se dispone, con el fin de adaptar el montaje a éstos y reducir en la medida de lo posible la adquisición de nuevo material.

Tras observar las instalaciones de los laboratorios, tomar medidas de los diferentes equipos y modelar mediante el programa de diseño Catia V5, los equipos de los que actualmente se dispone y que pueden ser utilizados en la elaboración del montaje final vienen descritos en los siguientes puntos.

2.2.1 Banco de ensayos

Este elemento consiste en una gran estructura rígida de metal cuya principal función es servir de anclaje para diferentes tipos de ensayos. Posee una serie de surcos con el fin de poder anclar diferentes sistemas en cualquier posición, por lo que se trata de un elemento muy versátil que permite multitud de montajes y configuraciones.

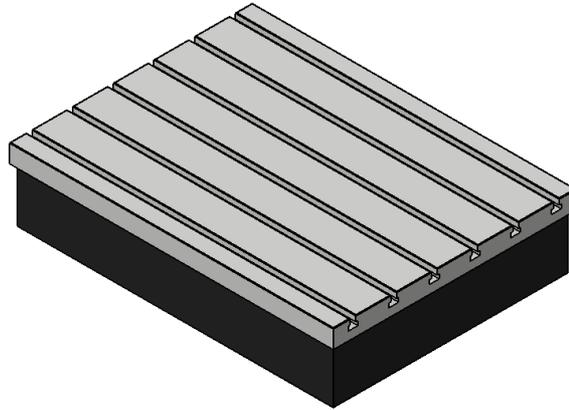


Figura 2-4. Banco de ensayos

En este montaje, será la base sobre la que se apoyarán todos los demás elementos, teniendo que tener en todo momento muy en cuenta sus dimensiones, ya que serán las que limiten el tamaño del montaje. Las dimensiones del mismo son las siguientes:

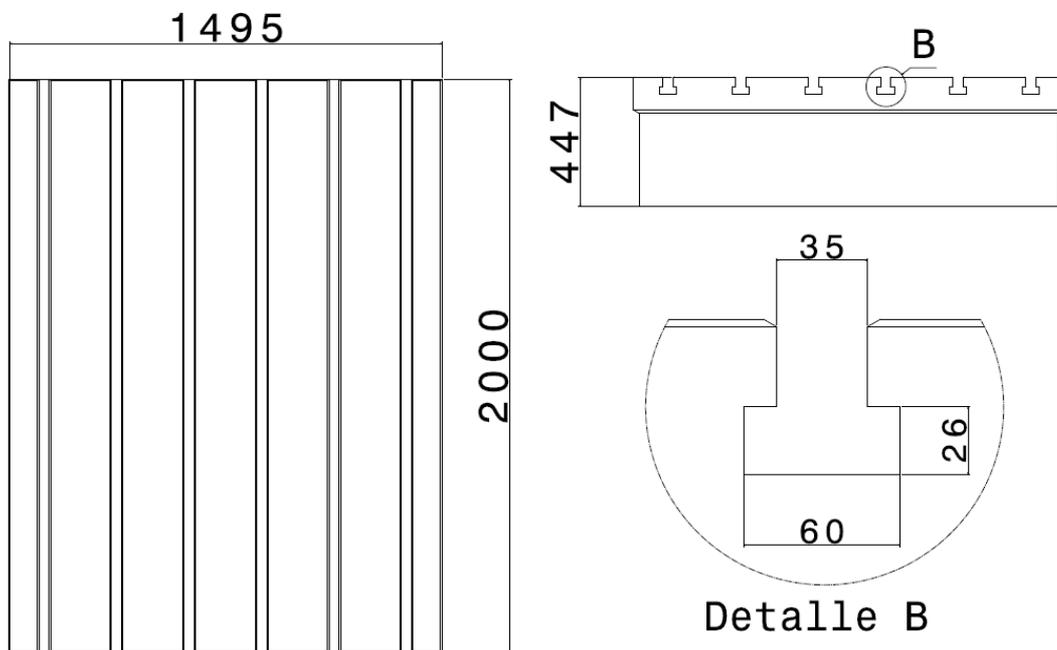


Figura 2-5. Dimensiones del banco de ensayos

Las dimensiones globales del banco nos limitarán la longitud total del montaje, por lo que más adelante será necesario realizar un análisis en profundidad para establecer la configuración más óptima.

2.2.2 Cilindros hidráulicos

Estos cilindros hidráulicos de los que actualmente dispone el laboratorio tienen una carga máxima 10 kN de y de una carrera máxima del pistón de $\pm 5\text{ cm}$.

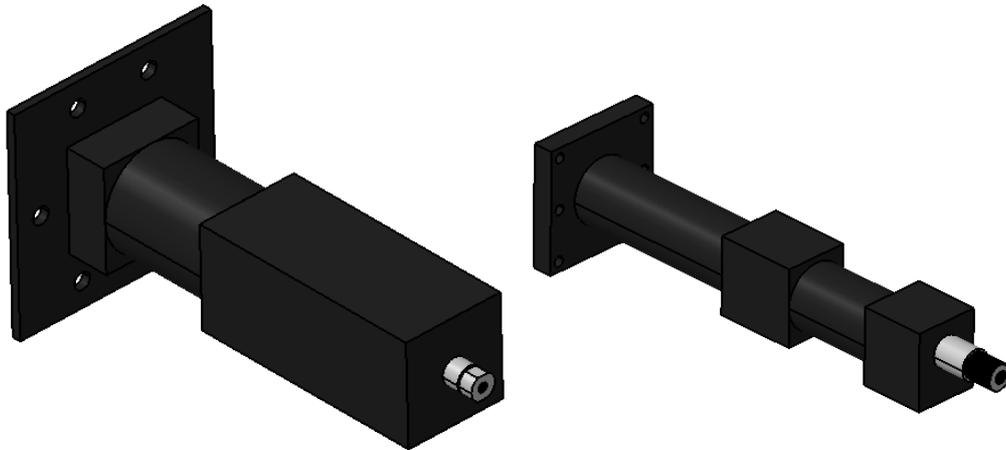


Figura 2-6. Cilindros hidráulicos

Como puede verse, se dispone de dos modelos diferentes pero de mismas prestaciones, por lo que en principio, la utilización de uno u otro será indiferente. Sin embargo, la diferencia apreciable entre los tamaños hacen que cada uno pueda ser más favorable que otro en función de la posición en la que vaya instalado.

Las dimensiones a tener en cuenta de éstos elementos son las siguientes:

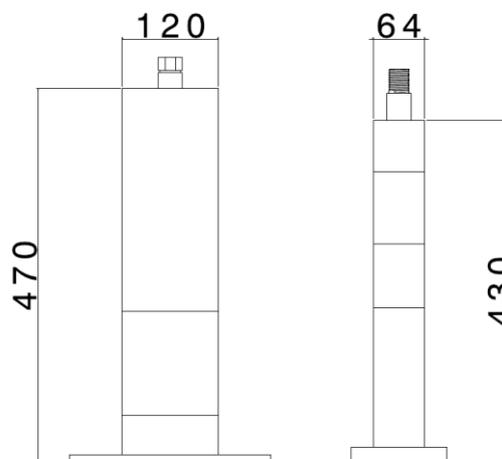


Figura 2-7. Dimensiones de los cilindros hidráulicos

Dichos cilindros podrán utilizarse para aplicar las diferentes fuerzas sobre el cable, por lo que se antoja un elemento indispensable en el montaje. Además, puesto que son unos cilindros de sobra utilizados para diferentes ensayos, varios de los elementos necesarios para su adaptación con otros equipos y que se van a diseñar en este trabajo, actualmente ya existen y podrán ser utilizados.

2.2.3 Células de carga

Las células de carga son unos elementos cuyo propósito es el de medir las fuerzas aplicadas sobre un ensayo. Las que se tienen actualmente en el laboratorio poseen una rosca interna a través de la cual se conecta al equipo cuyos esfuerzos se desean medir. Puesto que sólo son capaces de medir cargas axiales, es decir, de tracción o compresión, será necesario diseñar algún sistema de giro para que, en el caso de la célula conectada al cable, las medidas que se obtengan sean correctas y no se vean afectadas por la flexión de éste.

Actualmente se dispone en el laboratorio de tres células de carga, que afortunadamente son las que serán necesarias para el montaje, las cuales son de la siguiente forma:

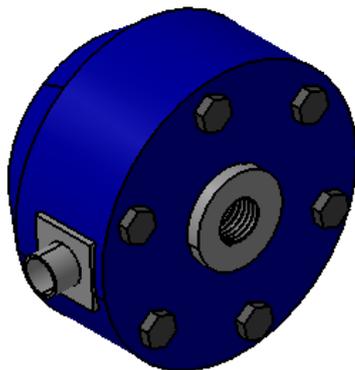


Figura 2-8. Célula de carga

Estos elementos serán los encargados de medir en todo momento las fuerzas aplicadas en el ensayo, por lo que su ubicación será clave para la obtención de unos buenos resultados. Además, se trata de unas células de carga que sólo son capaces de medir fuerzas de tracción-compresión, por lo que este hecho deberá ser tenido en cuenta a la hora de diseñar su unión con el cable.

Puesto que influirán en la longitud final del montaje, será necesario tener en cuenta sus dimensiones. Las más relevantes son las siguientes:

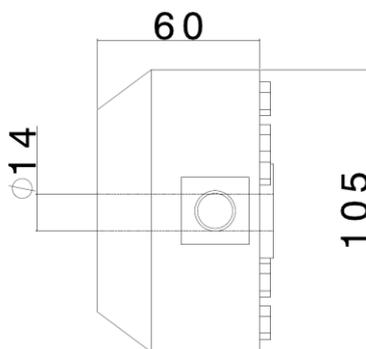


Figura 2-9. Dimensiones célula de carga

2.2.4 Elementos de soporte

Actualmente, en los laboratorios de la escuela junto con el resto de los sistemas descritos, se dispone de varios soportes y elementos de sujeción que podrían ser utilizados. Sin embargo, se partirá de la base de que todos los elementos que vayan a ser utilizados en este montaje serán adquiridos exclusivamente para estos ensayos, por lo que, de momento, no se tendrán en cuenta estos elementos.

Una vez establecido el montaje final, quizás se esté en disposición de considerar si alguno de estos elementos puede ser incluido, con el fin de abaratar costes.

2.3. Planteamiento inicial

Es cuestión fundamental en la elaboración de un proyecto hacer una primera idea general sobre qué camino se desea seguir. Por tanto, una vez definido el objetivo que se quiere alcanzar y de los medios de los que ya se disponen, se debe plantear un primer modelo del montaje que cumpla, a grandes rasgos, con todos los requisitos del ensayo. Dichos requisitos vendrán establecidos por el alumno que realiza la tesis doctoral y por los profesores responsables del proyecto.

Además de con los requisitos anteriores, es decir, de tratar de alcanzar una solución versátil, viable y de fácil uso, los requisitos que debe cumplir dicho montaje para ser válida para los ensayos que se quieren realizar son:

- **Requisito 1.**
Todos los elementos deberán ser lo suficientemente rígidos como para impedir movimientos no deseados en el cable.
- **Requisito 2.**
El giro de los extremos del cable debe de estar permitido en un plano longitudinal a éste.
- **Requisito 3.**
Es necesario poder aplicar una fuerza de pretensión sobre el cable.
- **Requisito 4.**
Además de la anterior, debe de aplicarse una fuerza transversal al cable, que será la fuerza que permitirá hacer los ensayos de fatiga.
- **Requisito 5.**
Se debe de tener capacidad para medir las fuerzas en todo momento, tanto en el cable como en los dos cilindros hidráulicos.

Una vez se conocen todos los requisitos que debe de cumplir el montaje, se está en disposición de poder plantear una primera idea del mismo. Tras llegar a un acuerdo tanto con los responsables del departamento tanto con el alumno que realiza la tesis doctoral, se llega a la conclusión de que el montaje que mejor podría cumplir todos estos requisitos debería ajustarse al siguiente esquema:

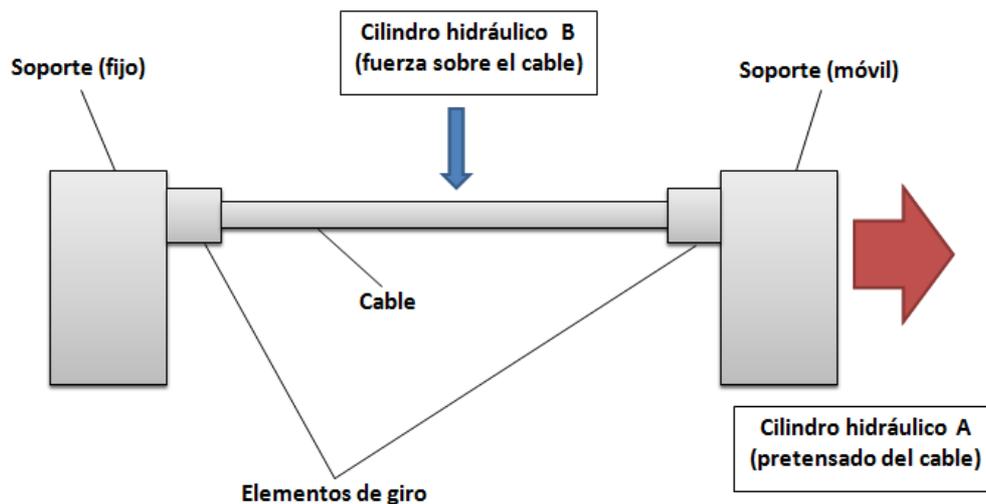


Figura 2-10. Planteamiento inicial

A pesar de no haber ningún sistema definido, presenta de forma clara la idea sobre la que se desea trabajar. En dicho esquema aparecen representados los siguientes elementos:

- **Soportes.**
Rigidizan el ensayo e impiden movimientos no deseados. En este caso se tendrá uno fijo y uno móvil, siendo este último necesario para pretensar el cable.
- **Elementos de giro.**
Permiten el giro de los extremos del cable impidiendo que aparezcan otro tipo de esfuerzos.
- **Cilindro hidráulico A.**
Aplica la fuerza de pretensión sobre el cable a través del soporte móvil.

- **Cilindro hidráulico B.**

Aplica la fuerza del ensayo directamente sobre el cable.

- **Células de carga.**

Se encargan de medir las fuerzas que se aplican en todo momento. A pesar de no estar representadas en el esquema, se entiende que deberán de ir unidas tanto al cable como a los dos cilindros.

Como se puede observar, quedan cumplidos los cinco requisitos que se marcaron anteriormente. Queda ahora hacer un análisis más detallado de cada elemento con el fin de cumplir los objetivos de viabilidad, versatilidad y facilidad de uso marcados al inicio del proyecto.

A partir de ahora, se diseñarán los elementos que permitan construir nuestro montaje lo más fielmente posible al diseño del esquema.

2.4. Disposición de los equipos

Tras una serie de conceptos previos, se está ya en disposición de comenzar a tomar decisiones acerca del proyecto. A partir de ahora, todas las soluciones propuestas que conlleven algún tipo de ventaja, deberán ser tenidas en cuenta y analizadas. Una vez hecho esto con las diferentes soluciones, la considerada como más óptima o más apropiada para el proyecto, será la que, en principio, se elegirá para el montaje final. Esta será la forma de proceder tanto en este apartado como en los sucesivos.

Tal y como se indicó anteriormente, las dimensiones del banco de ensayos serán un elemento a tener en cuenta debido a las limitaciones que éste nos podría suponer. A pesar de parecer clara la disposición de los equipos, es necesario tener en cuenta otras variantes que pudieran proporcionar ciertas ventajas o, al menos, no penalizar otros aspectos. Es por tanto que este apartado consistirá en hacer un breve análisis sobre en qué dirección sobre el banco de ensayos sería más correcto situar el montaje definido anteriormente.

2.4.1 Propuesta 1

La primera distribución que se considerará, y quizás la más intuitiva, será la de situar el montaje en la dirección de mayor longitud del banco, con el objetivo de aprovechar la dirección de las guías y dar mayor versatilidad al montaje.

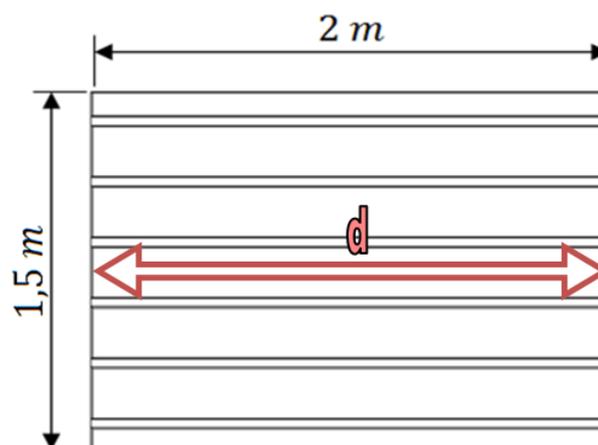


Figura 2-11. Disposición de los equipos 1

De esta manera, la longitud total disponible para el montaje sería de 2 m .

Tal y como se ha comentado, es quizás ésta la dirección en la que más sentido tiene colocar el montaje, ya que es la que se utiliza para otro tipo de ensayos sobre el mismo banco. Sin embargo, es necesario analizar en mayor profundidad las ventajas e inconvenientes de tomar dicha dirección:

Tabla 2-1. Ventajas e inconvenientes de la disposición de los equipos 1

Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Mayor flexibilidad del montaje debido a la dirección de las guías. - Distribución de las fuerzas sobre los anclajes simétrica y de fácil cálculo. - Fácil alineación de todos los elementos. 	<ul style="list-style-type: none"> - Longitud del montaje demasiado limitada.

2.4.2 Propuesta 2

La segunda distribución que se considerará será situar el montaje en posición diagonal en el banco, es decir, tomando los dos extremos más alejados de éste, con el objetivo de aprovechar la mayor longitud posible y tratar de suavizar las restricciones del caso anterior:

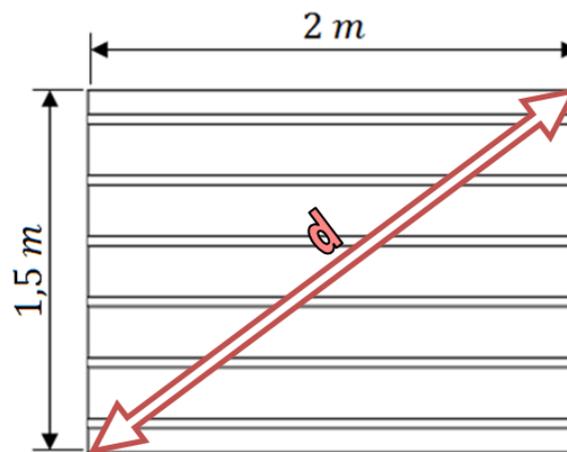


Figura 2-12. Disposición de los equipos 2

De esta manera, la longitud disponible para el montaje sería de 2.5 m .

Quizás esta disposición vaya un poco en contra del sentido común, pero su notable incremento de la distancia efectiva sobre el banco hacen que sea más que interesante tener en cuenta esta disposición. Al igual que en el caso anterior, será necesario hacer un análisis en mayor profundidad sobre las ventajas e inconvenientes que presenta tomar esta dirección:

Tabla 2-2. Ventajas e inconvenientes de la disposición de los equipos 2

Ventajas	Inconvenientes
<ul style="list-style-type: none"> - Se aprovecha mejor la longitud del banco. - Al no ir las fuerzas en la dirección de los surcos, los posibles movimientos se reducen. 	<ul style="list-style-type: none"> - Necesidad de adaptar los elementos ya existentes. - Dificultad de adaptación a diferentes longitudes de cable y a diferentes posiciones. - La superficie sobre el banco queda más limitada al estar el montaje sobre la mayor parte de ésta. - La alineación de todos los elementos es más compleja. - Posibles problemas de espacio en las zonas más cercanas a las esquinas.

Una de los principales inconvenientes vendrá debido a la poca adaptabilidad que tendrá el montaje ya que el cable y las guías no tienen la misma dirección, hecho que provoca que pueda no ser válido para diferentes longitudes de cable. Sin embargo, el incremento sustancial que se produce en la longitud total disponible para el montaje es un factor a favor para esta distribución.

2.4.3 Propuesta 3

La tercera posible solución sería situar los equipos en la dirección más corta del banco de ensayos, como muestra el siguiente esquema:

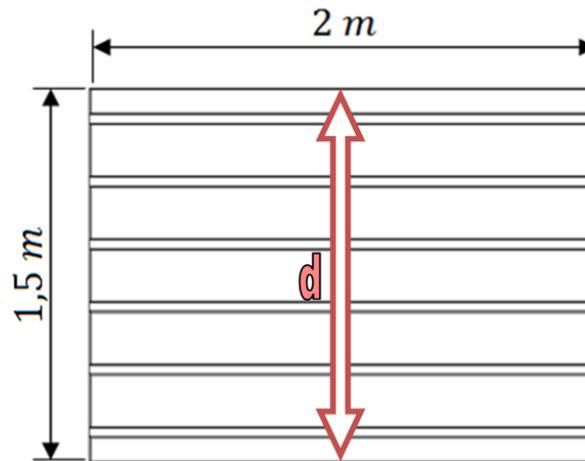


Figura 2-13. Disposición de los equipos 3

Sin embargo, al contrario que las otras, esta disposición no parece tener ninguna ventaja clara respecto a las otras, es más, en una primera vista, parece aglutinar los principales inconvenientes de las otras. Por tanto, es innecesario un análisis en mayor profundidad de esta dirección del montaje y queda descartada como alternativa.

2.4.3 Conclusión

Analizadas las ventajas e inconvenientes de cada una de las disposiciones expuestas, toca ahora elegir qué modelo podrá ajustarse mejor a las necesidades del proyecto y, por tanto, cuál será la distribución más idónea para el montaje final.

Para la primera propuesta, parece fácil el diseño y montaje de todos los elementos, a excepción de algún tipo de plataforma adicional que nos permita aumentar la longitud disponible para el ensayo. A pesar de aún no tenerse medidas exactas sobre el montaje, todo hace indicar que probablemente existan problemas en este aspecto.

En cuanto a la segunda solución, la longitud aprovechable del banco sería mayor pero existirían limitaciones para hacer un diseño versátil adaptable a distintas configuraciones. Para resolver este problema, las posibles soluciones podrían ser:

- Diseñar soportes cuya base permita el anclaje para diferentes giros y así poder adaptar el montaje en la posición requerida en ese momento. Sin embargo, no se tienen referencias de que este tipo de anclaje sea muy efectivo, además de que las fuerzas que aparecen podrían solicitar demasiado a unos anclajes mientras que otros apenas estarían recibiendo esfuerzos.
- Puesto que uno de los soportes se desplazará y se podrá adaptar a las diferentes guías, podría adaptarse solamente el pistón a la posición deseada, lo cual podría conseguirse con algún tipo de suplemento sobre este. Esta solución no parece ser muy viable ya que el recorrido del pistón es pequeño y podrían llegar a hacer falta demasiados suplementos.

- Montar un sistema de raíles que permitan hacer al sistema flexible como la primera opción considerada, pero sin las limitaciones con respecto a las distancias de ésta. Sin embargo, montar un sistema de deslizamiento sobre el banco no parece ser la solución más óptima.

Como se puede ver, son demasiadas las cuestiones que no están aún claras de esta disposición, ya que hay muchos elementos de nueva creación que habría que diseñar sin saber muy bien qué prestaciones podrían dar. Además, a pesar de haber remarcado que la longitud efectiva disponible sería mayor, no se puede asegurar que ésta sea suficiente para el montaje, por lo que se podría dar la situación de que, a pesar de adaptar todo el montaje a esta distribución, la distancia del banco no fuese suficiente.

Por tanto, con el fin de simplificar lo máximo posible el montaje y siguiendo el criterio de versatilidad, la distribución sobre el banco que se elegirá será la primera, es decir, tomando la dirección de las guías, teniéndose un valor de longitud disponible:

$$d = 2 m \quad (2-2)$$

Este valor deberá ser tenido en cuenta para futuras comprobaciones del montaje final.

2.5. Disposición del actuador

En la definición de un montaje de esta envergadura, del cual se van a obtener unos resultados de especial relevancia, ninguno de los aspectos que puedan afectar a los ensayos debe de dejarse al azar. Es por tanto que debe hacerse un análisis en profundidad de cada una de las diferentes posibilidades y que la solución adoptada esté bien fundamentada y libre de errores esenciales.

Por tanto, el siguiente paso en el diseño de este montaje será establecer cómo irá situado el cilindro hidráulico encargado de aplicar la fuerza sobre el cable. A pesar de no parecer a primera vista un aspecto fundamental, la disposición de este equipo afectará en buena medida la distribución del resto de los equipos.

Puesto que, tal y como se definió anteriormente, la fuerza será aplicada transversal al cable, la duda en este caso recaerá en qué posición irá situado el cilindro hidráulico, horizontal o vertical.

2.5.1 Propuesta 1

El primer caso propuesto será el de colocar el cilindro hidráulico en posición vertical, es decir, perpendicular al banco de ensayos:

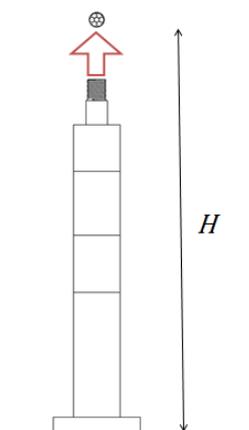


Figura 2-14. Disposición del cilindro 1

La principal ventaja de esta distribución será la rigidez del montaje debido a que el cilindro hidráulico irá montado directamente sobre el banco de ensayos. Eso evitará el uso de soportes o de otros elementos que puedan penalizar la fuerza efectiva del cilindro.

Sin embargo, esta disposición supone una altura del cable, H , del orden de la del cilindro, es decir, de en torno a unos 50 cm. Esta longitud podría ser demasiado elevada, de forma que las fuerzas que aparecerán en el cable durante el ensayo podrían afectar a los soportes de tal manera que fuera necesario diseñar éstos de un tamaño mayor.

2.5.2 Propuesta 2

La otra disposición considerada será la de situar el cilindro hidráulico en posición horizontal, apoyado sobre un plano paralelo al banco de ensayos:

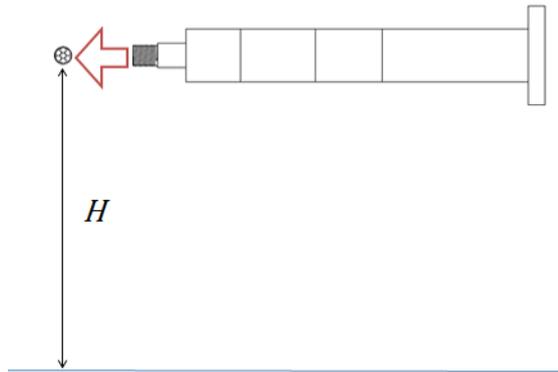


Figura 2-15. Disposición del cilindro 2

En esta distribución ocurrirá lo contrario que en la anterior. Por un lado, será necesario diseñar un soporte que aguante el cilindro y lo mantenga en una posición fija. Pero, al contrario que en el otro caso, la altura del cable no vendrá preestablecida, es decir, no existe ningún elemento que por el momento la limite, por tanto ésta podrá ser inferior que en el caso anterior permitiendo un diseño más reducido de los soportes del cable.

2.5.3 Conclusión

En primer lugar, hay que tener presente que sólo se han valorado estas dos distribuciones debido a que cualquier otra solución intermedia no presenta ningún tipo de ventaja evidente y no haría sino que complicar aún más el montaje.

Pasando a evaluar estas dos propuestas, en una primera vista, puede parecer que ambas distribuciones presentan evidencias a favor y en contra, sin tener muy claro que criterio tomar. Sin embargo, tras varias consultas con el alumno encargado de las tesis doctoral, se llega a la conclusión de que las fuerzas que deberá aplicar sobre el cable este cilindro hidráulico, por tratarse de un ensayo de fatiga, no serán demasiado elevadas, por lo que el diseño de un soporte para mantener a éste en una posición horizontal no debería presentar problema alguno. De hecho, incluso existirían soportes ya fabricados con tal fin que podrían reutilizarse para este proyecto.

Teniendo esto en cuenta, será la segunda distribución propuesta la que presente una clara ventaja con respecto a la otra, ya que nos permite reducir, en cierta medida, la altura a la que irá colocado el cable, solicitando a menores esfuerzos los soportes de los extremos del cable y pudiendo diseñar éstos de un tamaño menor. Por tanto, será esta segunda opción la que se tomará para proseguir con el diseño de los diferentes elementos del montaje final.

3 DISEÑO DE LOS SOPORTES

Para asegurar un montaje lo suficientemente rígido, el diseño de los soportes del montaje será un aspecto fundamental durante todo el proyecto. Puesto que aún son desconocidas las fuerzas que irán aplicadas sobre el cable, será necesario hacer una estimación de las fuerzas que pueden aparecer en función de los datos que actualmente se disponen.

Partiendo del primer diseño definido anteriormente, serán cuatro los soportes que habrá que diseñar, pudiendo éstos dividirse en los tres siguientes grupos:

- **Soporte secundario.**
Es el soporte que se ha establecido como fijo y sobre el que irá conectado uno de los extremos del cable.
- **Soporte principal.**
Se trata del soporte al cual se conecta el otro extremo del cable. La definición de principal se debe a que sobre él irá aplicada, además, la fuerza de uno de los cilindros hidráulicos, puesto que este será un soporte móvil. Ya que requerirá diferentes sollicitaciones, su diseño, a priori, parece ser más crítico.
- **Soportes de los cilindros.**
Serán los soportes que mantendrán a los dos cilindros hidráulicos. Puesto que las fuerzas que éstos aplican serán en principio más pequeñas que las reacciones que aparecerán en los extremos del cable, el diseño de estos soportes será menos crítico que el de los dos anteriores.

3.1 Diseño del soporte secundario

Tal y como se especifica anteriormente, el soporte secundario será aquel cuyo único propósito será mantener en una posición fija uno de los extremos del cable. Es por tanto que el único parámetro que habrá que tener en cuenta para su diseño será el de las reacciones que aparezcan en los extremos del cable.

En el momento en el que se desarrolla este proyecto, no se disponen de unos datos fieles que indiquen las fuerzas que aparecen en los extremos del cable, solamente de aproximaciones obtenidas del modelo de ANSYS. En base a estas aproximaciones, se llega al acuerdo con los responsables del proyecto de que se supondrán unas fuerzas del orden de 50 kN para el dimensionado de los diferentes soportes.

El cable utilizado para este ensayo será un cable de acero de 1 m de longitud y cuya sección se define de la siguiente manera:

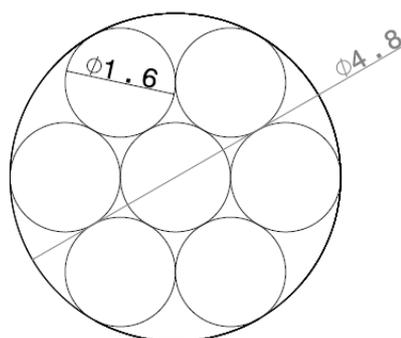


Figura 3-1. Sección del cable

Ahora quedará saber, con el fin de que los resultados obtenidos durante el ensayo sean lo más representativos posible, qué desplazamiento estaría permitido en los extremos del cable. Para establecer una tolerancia de error del sistema, se considera una variación máxima de 100 N de fuerza axial sobre el cable. Puesto que las fuerzas que actuarán sobre el cable serán del orden de 50 kN, el error cometido será inferior al 1%, el cual es suficientemente pequeño. Queda por tanto determinar qué desplazamiento de los soportes acota el error a este orden.

Puesto que el paso de los hilos del cable es alto, se podrá suponer que todos ellos trabajarán a tracción y de la misma manera, por lo que, como una primera aproximación, se puede suponer un cable cuya área total es la suma de todas las áreas. Por tanto, el área total de la sección del cable será:

$$A_i = \frac{\pi D_i^2}{4} \quad \rightarrow \quad A_T = 7A_i = 14.0743 \text{ mm}^2 \quad (3-1)$$

Considerando este área trabajando a tracción, el valor máximo del desplazamiento del extremo del cable permitido para estar dentro de la tolerancia anteriormente marcada vendrá definido por el siguiente problema:

Tabla 3-1. Magnitudes tracción del cable

Magnitud	Valor
Fuerza (F)	100 N
Longitud (L)	1 m
Módulo elástico (E)	210 GPa
Área de sección (A)	14.07 mm ²

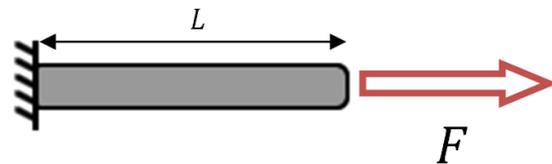


Figura 3-2. Cable a tracción

Por tanto, la deformación máxima de los extremos del cable en estas condiciones será:

$$\delta = \frac{FL}{EA} \quad \rightarrow \quad \delta = 0.03384 \text{ mm} \quad (3-2)$$

Éste será el desplazamiento máximo permitido del soporte al que el cable se encontrará sujeto, utilizándose ahora este valor para su dimensionamiento. Tal y como se definió anteriormente, se supondrá que dicho soporte deberá de cumplir esta condición de desplazamiento máximo ante unas fuerzas máximas de 50 kN. El problema que se tendrá que resolver en este caso es el siguiente:

Tabla 3-2. Magnitudes flexión del soporte

Magnitud	Valor
Fuerza (F)	50 kN
Módulo elástico (E)	210 GPa
Desplazamiento máximo (δ)	0.03384 mm

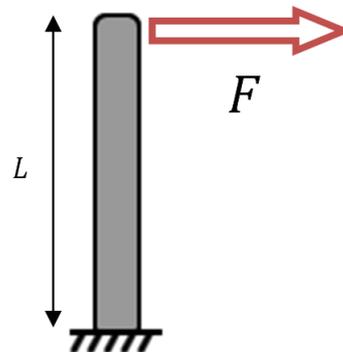


Figura 3-3. Soporte a flexión

El desplazamiento que se dará en el extremo del soporte vendrá dado por:

$$\delta = \frac{FL^3}{3EI} \quad (3-3)$$

En la ecuación anterior, I será la inercia de la sección de dicho soporte. A expensas de definir el valor de L , todos los demás valores son conocidos, por lo que el valor de la inercia se podrá obtener sin más que despejarlo de la ecuación anterior.

Se puede observar que interesa una longitud del soporte lo más pequeña posible, con el fin de minimizar el desplazamiento en el extremo de éste. Sin embargo, esta longitud vendrá determinada, a su vez, por la longitud mínima necesaria por la disposición de los diferentes sistemas, hecho que se analizará más adelante. Como una primera aproximación, se tomará una altura de 30 cm .

Teniendo esto en cuenta, además de las fuerzas máximas consideradas y la condición impuesta de desplazamiento, se obtiene un valor de momento de inercia de:

$$I = 6350 \text{ cm}^4 \quad (3-4)$$

El objetivo ahora, por tanto, será el de buscar una sección que cumpla con dicho requisito de inercia de la forma más eficiente posible, es decir, intentando que el tamaño total del soporte sea lo más pequeño posible. A continuación, se plantean diferentes propuestas con el fin de encontrar la solución que mejor se ajuste al montaje.

3.1.1 Propuesta 1

De las múltiples opciones que podrían considerarse para el diseño del soporte secundario, se ha elegido la de tomar un perfil estándar en forma de I o H . La razón por la que se ha elegido este tipo de perfil es por su buen comportamiento a flexión, principal esfuerzo que tendrá que soportar. Además, al tratarse de un perfil comercial, será fácil hacerse con él.

Los perfiles estándar que se considerarán serán los siguientes:

- Perfil tipo **HEA**.
- Perfil tipo **HEB**.
- Perfil tipo **IPE**.
- Perfil tipo **IPN**.

Tomando aquellos que cumplen los requisitos de inercia marcados:

Tabla 3–3. Comparación de perfiles estándar

Perfil	Inercia (cm^4)	Área (cm^2)
HEA240	7760	230
HEB220	8090	220
IPE300	8360	300
IPN280	7590	280

Con el objetivo de tomar el perfil más óptimo, el primer criterio que se considerará será tomar el perfil que cumpla el requisito de inercia con la menor cantidad de material posible, es decir, aquel cuya **área de sección** sea lo menor posible.

Por tanto, se tomará el perfil IPE300, cuya geometría viene definida de la siguiente manera:

Tabla 3-4. Dimensiones perfil IPE300

h (mm)	b (mm)	t (mm)	s (mm)	r (mm)
300	150	7.1	10.7	15

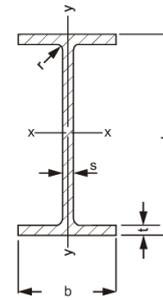


Figura 3-4. Dimensiones perfil IPE

Observando la tabla anterior, dicho perfil aportará un momento de inercia de:

$$I_{xx} = 8360 \text{ cm}^4 \tag{3-5}$$

Se cumple con creces el momento de inercia necesario para el problema anterior (3-4).

Definidas por tanto todas las dimensiones del soporte, el elemento resultante en este caso tendría la siguiente forma:

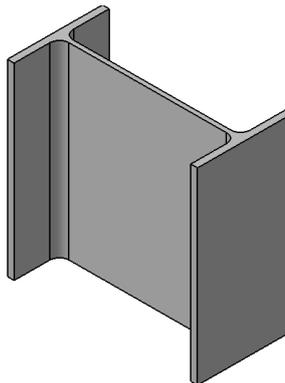


Figura 3-5. Soporte 1 (1)

Sin embargo, este criterio no parece ser el más indicado. A pesar de tener menor área, este tipo de perfiles puede tener un ancho (parámetro h) demasiado grande, lo cual podría perjudicar al montaje al haber ciertas limitaciones en la longitud del banco. Por tanto, el siguiente parámetro que se considerará para elegir el perfil más óptimo, será el **ancho del perfil**.

Por tanto, se tomará el perfil HEB200, que aunque son mucho más robustos, permiten disminuir bastante el ancho del soporte. Las dimensiones de este tipo de perfiles son:

Tabla 3-5. Dimensiones perfil HEB200

h (mm)	b (mm)	t (mm)	s (mm)	r (mm)
220	220	16	9.5	18

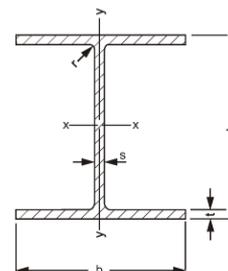


Figura 3-6. Dimensiones perfil HEB

Se aprecia claramente como la dimensión h , la que afecta a la longitud del montaje, se ha reducido enormemente con este tipo de perfiles. Dicho perfil aportará una inercia de:

$$I_{xx} = 8090 \text{ cm}^4 \quad (3-6)$$

Se cumple sin problemas, nuevamente, los requisitos de inercia marcados para este elemento (3-4). El soporte que quedaría en este caso, tras haberse definido sus dimensiones, sería:

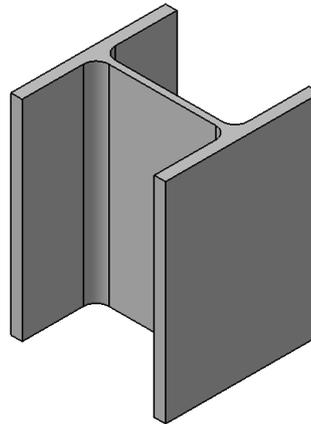


Figura 3-7. Soporte 1 (2)

En resumen, una primera solución al diseño del soporte podría ser la de utilizar una viga estándar que cumpla con los requisitos del montaje. Después de un primer análisis, la solución que más se ajusta a las necesidades del ensayo teniendo esto en cuenta podría ser la última considerada, la viga HEB220.

Sin embargo, utilizar solamente un perfil como los utilizados anteriormente para el diseño del soporte quizás no sea del todo muy efectivo, por lo que es necesario continuar evaluando posibles soluciones y seguir reduciendo las dimensiones de este elemento en la medida de lo posible.

3.1.2 Propuesta 2

Siguiendo la misma línea de utilizar un perfil estándar, una segunda opción que se podría plantear sería la de tomar un perfil de menor tamaño a los anteriores, a pesar de no cumplir con los requisitos de inercia solicitados. Una vez seleccionado, a dicho perfil se le añadirían dos placas de cierto grosor, una en cada ala, con el fin de aumentar su inercia considerablemente, pero teniendo un soporte cuyo ancho total fuese inferior.

Esta solución surge de la idea de que, puesto que es el momento de inercia que se opone a la flexión de la viga lo que se quiere aumentar, cuanto más material se ponga alejado del eje de giro, más inercia se generará y más resistencia ofrecerá el soporte. Por tanto, tiene mucho sentido explorar esta posibilidad, la de soldar unas placas a cada lado, que fabricar un soporte sobredimensionado debido a su mal diseño.

Puesto que han demostrado ser los que más ventajas proporcionarían al montaje, se seguirá tomando un perfil HEB para el diseño del soporte, ya que se ha considerado como el que aporta una mayor inercia para anchos menores. Observando el listado de perfiles estándar tipo HEB, se toma el perfil HEB200 para hacer una primera aproximación, cuyas dimensiones son:

Tabla 3-6. Dimensiones perfil HEB200

h (mm)	b (mm)	t (mm)	s (mm)	r (mm)
200	200	15	9	18

El momento de inercia de este perfil es de 3830 cm^4 . A cada lado de éste, se colocan dos placas de 1 cm de grosor, con el fin de hacer una primera evaluación del impacto que produce este hecho en el aumento de la inercia del perfil. El soporte que se obtiene es el siguiente:

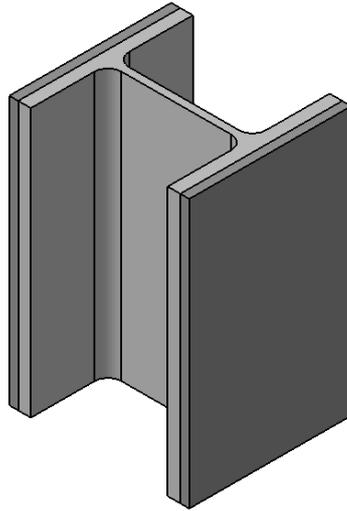


Figura 3-8. Soporte 2

obteniéndose finalmente un valor de la inercia de:

$$I_{xx} = 7080 \text{ cm}^4 \quad (3-7)$$

Es interesante analizar cómo añadiendo dos placas metálicas de pequeño espesor, puede aumentarse enormemente el valor del momento de inercia, por lo tanto hacen plantear que esta opción ha de ser tenida en cuenta. La longitud total del soporte en este caso será:

$$L_{sop} = 20 \text{ cm} \quad (3-8)$$

A pesar de no haberse tenido una enorme reducción del ancho total (solamente 2 cm), cabe destacar que simplemente se ha realizado una primera aproximación, por lo que la longitud podría reducirse aún más una vez se optimice dicha solución. Aún así, cualquier reducción, por pequeña que sea, puede ser determinante en la configuración del montaje final, y por tanto, habrá de ser tenida en cuenta.

3.1.3 Propuesta 3

Por último, la tercera solución por la que se podría optar sería la de, puesto que con un sólo perfil no se alcanzan grandes inercias, utilizar dos perfiles iguales, unidos mediante algún tipo de placa, con el fin de sumar inercias. Esta medida, a pesar de aumentar la complejidad y el tamaño del soporte, permite disminuir enormemente el grosor de éste, argumento de suficiente peso como para tener en cuenta esta opción, ya que es en la longitud del montaje donde se encuentra la principal limitación.

En este caso, se deberá de llegar a una solución de compromiso entre el grosor de la placa y el tamaño de los perfiles elegidos. En primer lugar se hará una primera valoración del efecto de este tipo de diseño, haciéndose posteriormente un análisis mucho más exhaustivo sobre qué valores serían los más óptimos.

Al igual que en los apartados anteriores, se tomará un perfil HEB, que ha demostrado ser el que mejor se ajusta a los requerimientos del montaje. De nuevo se trata de un primer análisis que dará una idea del impacto de esta distribución sobre el momento de inercia total del soporte.

En este caso, se toma un perfil HEB160, cuyas dimensiones son:

Tabla 3-7. Dimensiones perfil HEB160

h (mm)	b (mm)	t (mm)	s (mm)	r (mm)
160	160	13	8	15

De la lista de perfiles tipo HEB se obtiene que este perfil posee un momento de inercia de 2490 cm^4 .

A cada lado de éste, se colocan unas placas de 1 cm de grosor, para hacer una primera evaluación del impacto que produce este hecho en el aumento de la inercia del perfil. El soporte que se obtiene es el siguiente:

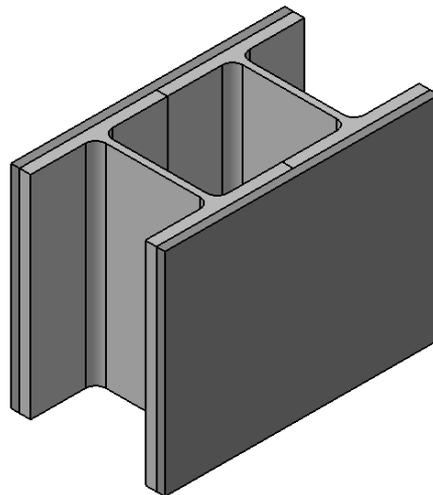


Figura 3-9. Soporte 3

Finalmente el valor de la inercia que se tiene en este soporte es de:

$$I_{xx} = 9610 \text{ cm}^4 \quad (3-9)$$

Nuevamente, se cumple con creces el valor de inercia necesario (3-4). La longitud de este soporte será:

$$L_{sop} = 18 \text{ cm} \quad (3-10)$$

Por tanto, hace más que interesante la idea de hacer un diseño basado en esta idea, ya que las inercias que se consiguen son muy superiores a la vez que se reduce el grosor total del soporte. Además, los valores anteriores son solamente estimaciones hechas a partir de valores aleatorios, por lo que se puede pensar que es posible aún más reducir el tamaño del soporte haciendo una buena estimación.

3.1.4 Conclusión

Después de este primer análisis, se puede concluir que, a pesar de no ser lo más óptimo en cuanto a la cantidad de material utilizado, la solución más interesante sería esta última descrita, que es la que permite reducir lo máximo posible la longitud total del montaje. Cabe resaltar que el criterio que primará para este diseño será el de obtener un ancho del perfil lo más estrecho posible.

Una vez alcanzada esta conclusión, el siguiente objetivo será obtener el soporte más óptimo, es decir, aquel cuyo ancho total sea lo más pequeño posible. Para ello, se debe determinar, en primer lugar, en qué medida afectan a la inercia total del soporte el acoplamiento de dichas placas de acero. Una sección de estas quedaría de la siguiente manera:

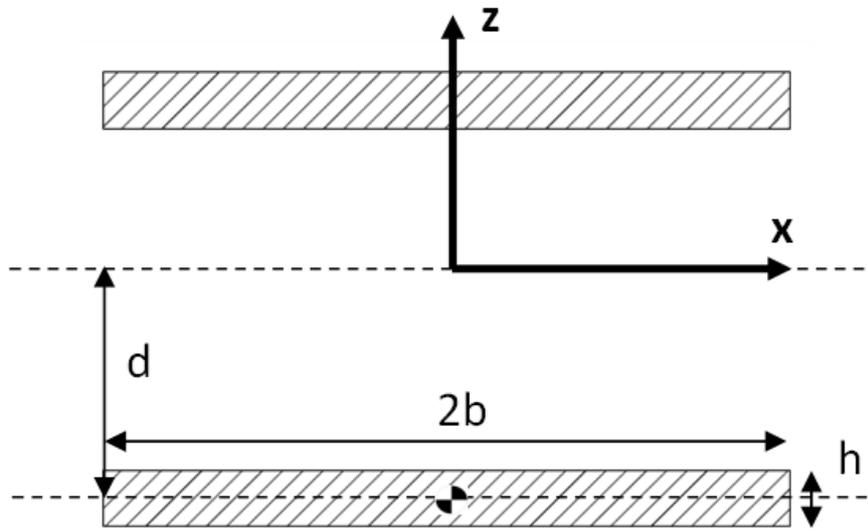


Figura 3-10. Esquema momento de inercia de las placas

El momento de inercia que aportará cada una de las placas (cuya sección es un rectángulo) al momento de inercia total del soporte sobre el eje X , vendrá dado por la expresión:

$$I_{xx} = \frac{2bh^3}{12} + 2bhd^2 \quad (3-11)$$

donde

$$d = \frac{h}{2} + \frac{b}{2}$$

y el valor del parámetro b vendrá dado por el tipo de perfil que se escoja.

El momento de inercia de las vigas HEB es conocido, y dichos valores se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 3-8. Perfiles HEB

Perfil	Inercia, I_P (cm^4)
HEB100	450
HEB120	864
HEB140	1510
HEB160	2490
HEB180	3830

Y puesto que también es conocido el valor de inercia necesario para cumplir requisitos, definido anteriormente, queda finalmente la siguiente igualdad:

$$I_{nec} = 2I_p + 2I_{xx} = 2I_p + 2 \left(\frac{2bh^3}{12} + 2bhd^2 \right) \quad (3-12)$$

Todo es conocido en la ecuación anterior a excepción del espesor h , que es la incógnita que se desea obtener.

Resolviendo¹ esta ecuación para los perfiles de la tabla anterior, se obtiene que serían necesarios, para cumplir los requisitos de inercia, los siguientes espesores de placa:

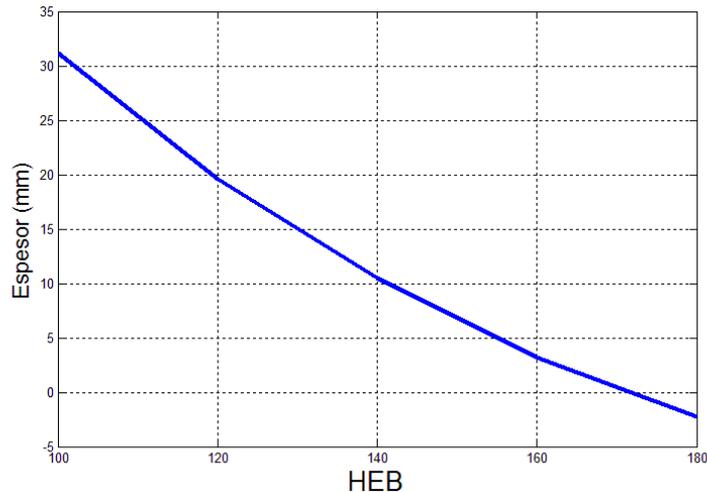


Figura 3-11. Espesores de placa necesarios

Como es lógico, a mayor espesor del perfil, menor será el espesor de placa necesario. Sin embargo, no es tan trivial saber para qué tipo de perfil se obtendrá un ancho total del soporte mínimo, ya que habrá que considerar que son dos las placas que se añaden y el tipo de perfil elegido.

Teniendo en cuenta los espesores de placa obtenidos, así como el ancho de los perfiles tomados, el ancho total del soporte viene representado por la siguiente gráfica:

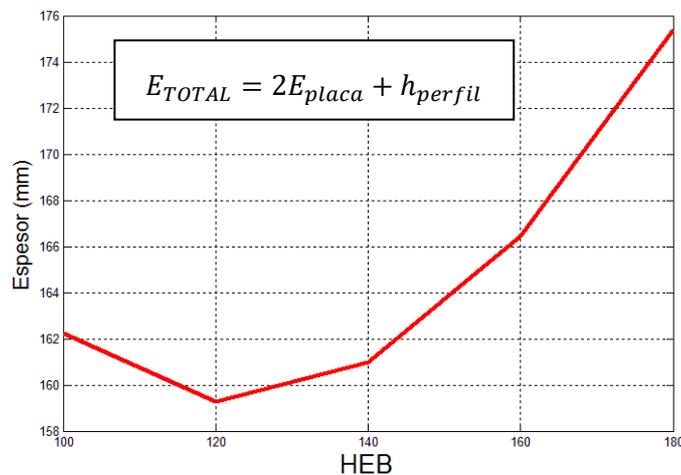


Figura 3-12. Ancho de diferentes soportes

¹ Para resolver esta ecuación se ha hecho uso de la función *fzero* de MATLAB.

Se observa cómo se obtiene un mínimo para el perfil HEB120, siendo por tanto este perfil el que cumplirá los requisitos de inercia con un menor ancho total del soporte, parámetro considerado como principal para el diseño de este elemento. Aproximando los espesores de placa obtenidos a valores más razonables, es decir, con variaciones de 5 mm, los valores que se obtienen son:

Tabla 3-9. Propiedades de diferentes soportes

Perfil	Esp. placa (mm)	Inercia (cm ⁴)	Ancho (mm)
HEB100	35	7400	170
HEB120	20	6428	160
HEB140	15	8081	170
HEB160	5	7710	170
HEB180	-	7660	180

quedando la gráfica anterior de la siguiente forma:

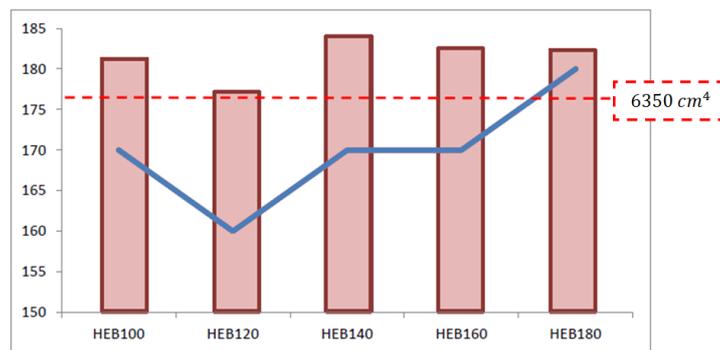


Figura 3-13. Ancho e inercia de diferentes soportes

Por tanto, en un primer estudio, a falta de un análisis más exhaustivo, el soporte secundario estará formado por dos perfiles HEB120 y dos placas soldadas a las alas de éstos de 2 cm de espesor cada una. Definida la altura anteriormente, el diseño del soporte secundario quedará así:

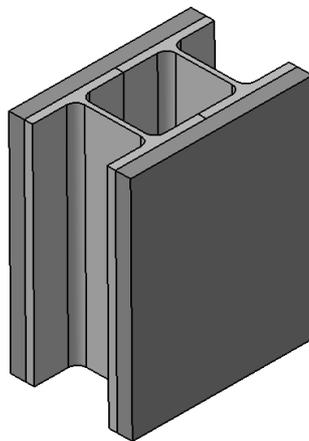


Figura 3-14. Soporte secundario

3.2 Diseño del soporte principal

Según el montaje propuesto, el soporte principal será aquel que irá, por un lado, a un extremo del cable, y por otro, al pistón de uno de los cilindros hidráulicos, por lo que la fuerza de uno al otro será transmitida mediante dicho soporte. Por tanto, para que esto ocurra, el soporte principal no podrá estar en una posición fija, sino que será necesario permitir su desplazamiento en el eje longitudinal del cable.

Sin embargo, lo interesante en este instante será dimensionar dicho soporte de forma que los errores obtenidos durante el ensayo se encuentren por debajo de una tolerancia previamente impuesta. Tal y como se calculó previamente, el desplazamiento máximo permitido para los dispositivos del montaje será:

$$\delta = 0.03384 \text{ mm} \quad (3-2)$$

Como se ha definido anteriormente en el planteamiento del diseño, este soporte estará sometido durante el ensayo a dos estados de carga, que se representan de la siguiente manera:

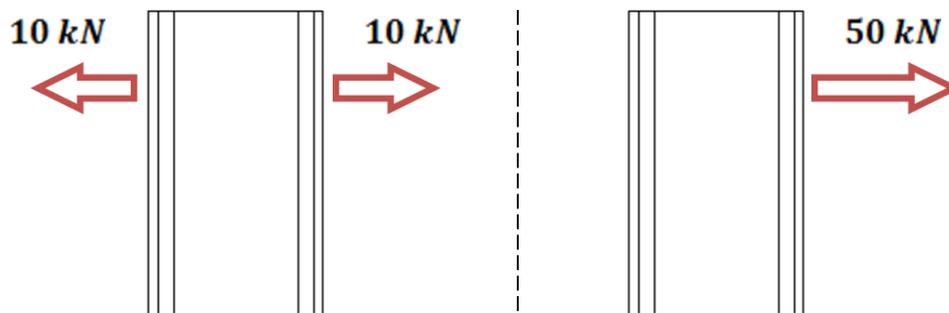


Figura 3-15. Esquema de fuerzas sobre soporte principal

La primera distribución de fuerzas corresponde con el momento en el que se aplica la pretensión del cable, de forma que el soporte principal recibe, por un lado, la fuerza aplicada sobre el pistón, mientras que por el otro, la reacción que aparece sobre el extremo del cable. En la distribución de la derecha, la fuerza resistida por el soporte es la resultante de las fuerzas que aparecen en el extremo del cable durante el ensayo que se ha supuesto durante todo el diseño

Deberá diseñarse un soporte capaz de soportar dichas fuerzas sin superar el desplazamiento máximo permitido (3-2). Para ello, en primer lugar, será necesario saber qué estado de tensiones será más crítico para la viga.

Realizando una breve valoración, se puede ver que será más crítico el estado tensional en la segunda distribución de fuerzas y más limitante el hecho de cumplir el criterio de desplazamiento máximo debido a que responderá mejor el material ante unos esfuerzos de tracción que ante unos de flexión.

Con el fin de establecer un criterio para estimar las dimensiones del soporte principal, la viga elegida para este elemento deberá de ser capaz de resistir los esfuerzos de flexión ejercidos por el cable sobre ésta. Puesto que este mismo criterio es el que se estableció para el diseño del soporte secundario, las hipótesis y cálculos realizados anteriormente volverán a ser igualmente válidos y se establecerán las mismas dimensiones para este soporte principal que para el otro soporte diseñado. Además, de esta manera se consigue simplificar el diseño del montaje así como el abastecimiento de los diferentes equipos, ya que al tener dos elementos iguales, reducimos los inconvenientes de su fabricación.

Al no disponer de un criterio más restrictivo, el soporte principal, a expensas de un análisis en mayor profundidad, tendrá las mismas dimensiones y propiedades que el soporte secundario, puesto que se ha supuesto que ambos estarán sometidos a los mismos esfuerzos.

3.3 Diseño de otros soportes

Definidos los soportes que sostendrán al cable, quedará dimensionar los soportes auxiliares, es decir, aquellos que mantendrán los cilindros en una posición fija y permitirán que éstos transmitan la fuerza al resto del montaje. Tal y como se ha definido anteriormente, serán dos los soportes a diseñar:

- Soporte para el cilindro actuador.
- Soporte para el cilindro de la precarga.

Cabe destacar que la fuerza máxima que pueden aplicar dichos cilindros será de 10 kN y por tanto, cualquier cálculo o estimación que se haga, deberá ser teniendo en cuenta estas fuerzas máximas.

Además, para el cilindro del actuador, las fuerzas serán aún menores, del orden de 1000 N , por lo que este elemento no supondrá ninguna limitación.

Para hacer una primera estimación del tamaño de estos soportes, se hará un proceso similar al anterior. En este caso, los parámetros que definen el problema de flexión al que se encuentran sometidas las vigas son:

Tabla 3–10. Magnitudes flexión del soporte

Magnitud	Valor
Fuerza (F)	10 kN
Longitud (L)	0.3 m
Módulo elástico (E)	210 GPa
Desplazamiento (δ)	0.03384 mm

Para estos valores, la inercia necesaria para cumplir con los requisitos de desplazamiento máximo sería:

$$I = 1270\text{ cm}^4 \quad (3-13)$$

Observando la tabla de momentos de inercia de los perfiles estándar tipo HEB, se tomará el modelo HEB140 por ser el primero que cumple con dicho requisito. Las dimensiones de este perfil son:

Tabla 3–11. Dimensiones perfil HEB140

h (mm)	b (mm)	t (mm)	s (mm)	r (mm)
160	160	13	8	15

En principio se supondrá, para realizar una estimación, que estos soportes tendrán una longitud de 30 cm . Sin embargo, una vez dimensionados todos los componentes del montaje, se podrá reajustar estas alturas en función de las necesidades, ya que se necesitará que la fuerza aplicada por los cilindros se encuentre a una determinada altura.

Teniendo esto en cuenta, el diseño del soporte de los cilindros hidráulicos al que se llega es el siguiente:

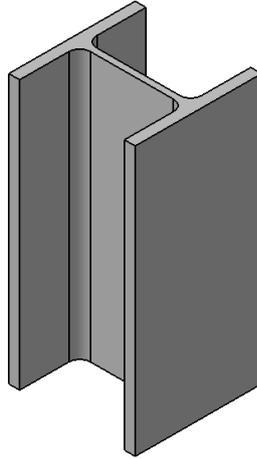


Figura 3-16. Soporte de los cilindros

Nuevamente, recalcar que esto solamente se trata de una primera aproximación para obtener ciertos órdenes de magnitud. En el caso de estos soportes, influirá mucho el montaje final que se elija, por lo que, a pesar de haber estimado un primer diseño, será necesario un mayor análisis una vez que éste esté en un estado de mayor definición.

4 DISEÑO DE LOS EQUIPOS AUXILIARES

Recordando los requisitos que se marcaron al inicio del proyecto, uno de ellos decía que el diseño acordado al final de esta memoria debía de cumplir ciertos criterios de viabilidad, es decir, el resultado final debe de ser posible fabricarlo, adquirirlo y comprarlo, ya que en caso contrario, aún cumpliendo todos los requerimientos, nunca podría llegar a ser una realidad.

Es en este apartado, cuando se va a definir y diseñar cada uno de los elementos del montaje, es cuando más hay que tener en cuenta ese concepto, y considerar que todos los elementos del montaje deben de ser elementos comerciales o, en su defecto, fáciles de fabricar.

A continuación, se propondrán diferentes alternativas para dar soluciones a aspectos del montaje y, a pesar de no especificar en cuestiones de proveedores o fabricantes en este apartado, todos los elementos descritos aquí se encuentran en el mercado.

4.1 Sujeción del cable

Un elemento que se antoja indispensable en el montaje que se quiere realizar es la sujeción de cada uno de los extremos del cable. Además, se tratará de unos de los elementos que más cuidado requiera, ya que un mal agarre puede afectar a los resultados obtenidos del ensayo, debido a que este se suelte o a que la ruptura se produzca por un sitio no deseado.

Por tanto, en la elección de este elemento ha habido una constante comunicación entre las diferentes partes implicadas en este proyecto, tanto con los responsables del departamento como con el aluminio de la tesis doctoral, ya que la elección de un sistema u otro podría afectar a todo el montaje.

En primer lugar, hubo que definir qué terminación tendría el cable entre las opciones que ofertaba el proveedor. A petición del alumno, la terminación del cable sería sin ningún elemento en la punta, por lo que sería necesario disponer de un elemento que hiciera de pinza y agarrara el extremo del cable.

Finalmente, tras valorarse las opciones que ofrece el mercado, se llega al siguiente elemento:

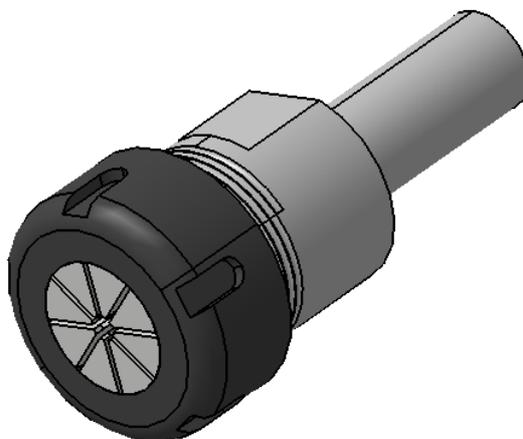


Figura 4-1. Sujeción de los extremos del cable

Se trata de un portaherramientas, por lo que es un elemento que en principio no está pensado con dicha utilidad. Debido a este hecho, es necesario realizar diferentes ensayos para comprobar las cargas que es capaz de soportar. En el momento de la realización de esta memoria, el Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación se encontraba realizando los pertinentes ensayos para comprobar las cargas que este elemento podría soportar, siendo los ensayos realizados hasta la fecha favorables, por lo que dicho elemento formará parte del montaje final casi con total seguridad.

Recalcar que dicho elemento fue el seleccionado por los responsables de los ensayos, por lo que en ningún momento de este proyecto se analizarán otras posibles soluciones. Este punto solamente consistirá en una descripción del mismo, así como su diseño 3D a través del programa Catia V5. A continuación, se describirá este elemento con mayor profundidad.

Este portaherramientas, como la mayoría de todos estos sistemas, consta de tres partes separables, tal y como muestra la siguiente imagen:

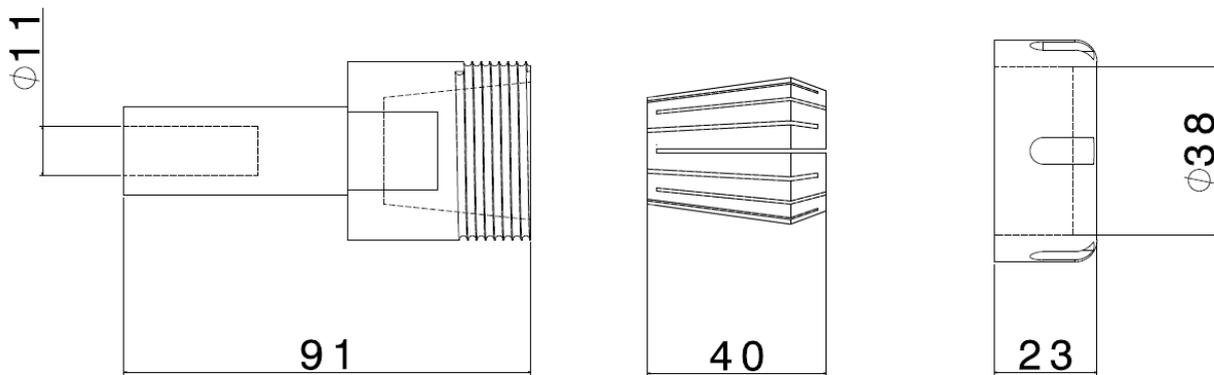


Figura 4-2. Partes del portaherramientas

Cada una de estas partes tiene su función:

- **Cuerpo principal.**
Se trata de la parte de mayor tamaño y es la que da forma al portaherramientas. Por un lado, posee una rosca de 11 mm de diámetro, mientras que por el otro se conectan los otros dos elementos.
- **Mordaza.**
Consiste en una pieza metálica con diferentes ranuras y un orificio central. Dentro de este orificio se introducirá el cable y se apretará mediante el tercer elemento, de forma que la mordaza se comprimirá, cerrando todas sus hendiduras y aprisionando el cable en su interior. Tal y como se indicó antes, a pesar de no estar ideado con tal fin, los ensayos que se han hecho hasta la fecha demuestran que este elemento es capaz de sujetar el cable de forma bastante eficaz.
- **Sistema de apriete.**
Es una pieza de plástico que rosca al cuerpo principal y su función es la de aplicar la suficiente fuerza sobre la mordaza como para contener el cable en su interior. Las muescas que posee esta pieza sirven para poder utilizar una herramienta en ella y aplicar el suficiente par como para que la mordaza funcione correctamente.

Como es fácil suponer, serán necesarios dos de estos portaherramientas en el montaje, uno para cada extremo del cable. Además, puesto que, como se ha venido diciendo, es necesario medir las fuerzas que aparezcan sobre el cable, uno de estos portaherramientas deberá ir roscado a una de las células de carga. Una vez que el montaje final se encuentre en un estado de mayor definición, se podrá definir el modo de unión entre el portaherramientas y la célula de carga.

4.2 Sistema de giro

Tal y como se indicó en uno de los requisitos iniciales, con el fin de obtener unos resultados que se ajusten, en la medida de lo posible, al modelo de ANSYS que se va a intentar probar con estos ensayos, es necesario que se permita el giro en los extremos del cable. El modelo que se está intentando reproducir es el siguiente, ya que en el considerado en el modelo, es el siguiente:

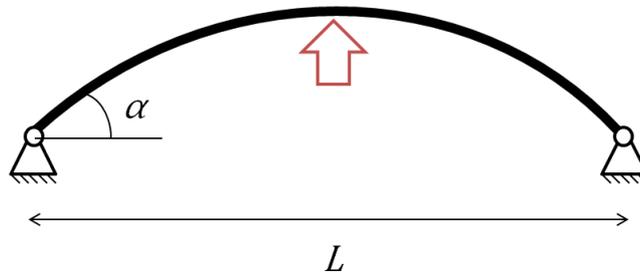


Figura 4-3. Esquema ensayo sobre el cable

Teniendo en cuenta que los extremos del cable irán sujetos mediante los elementos de sujeción definidos en el apartado anterior y que uno de ellos irá, a su vez, roscado a una de las células de carga, el sistema de giro a definir deberá llevar algún tipo de rosca con la que poder unir éste a cada uno de los elementos que el cable llevará en los extremos. A continuación, siguiendo el patrón de toda la memoria, se expondrán diferentes soluciones que cumplan estos requisitos y, tras el pertinente análisis, se elegirá la que se considere como más óptima y propicia para este montaje.

4.2.1 Propuesta 1

El primer método propuesto para el giro los extremos del cable consiste en diseñar una articulación que permita el giro alrededor de un eje el cual va anclado al soporte. A su vez, dicha articulación debe de poderse atornillarse a la célula de carga, por lo que deberá llevar algún tipo de elemento de rosca.

Tras hacer una valoración de los diferentes elementos que ofrece el mercado, se llega a la solución que se va a detallar a continuación. Los elementos seleccionados acorde a esta idea son los siguientes:

- **Fijación.**

Consiste en un elemento simple con dos orificios para su anclaje a uno de los soportes y un tercero que permite ajustar la apertura del orificio a través del que pasa el eje y bloquear el movimiento de este.

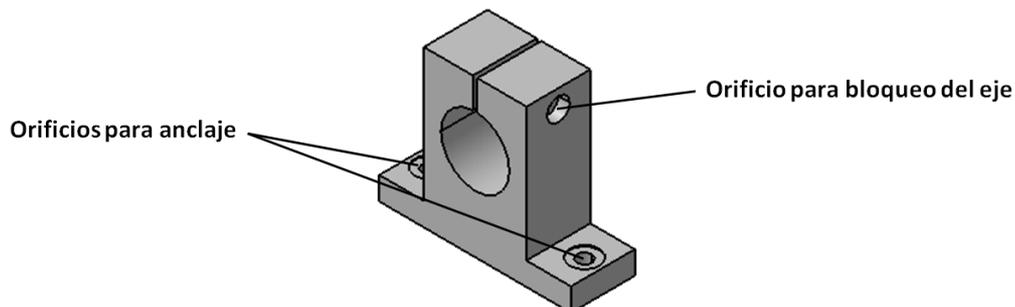


Figura 4-4. Fijación del eje de giro

Es un elemento comercial con multitud de tamaños y propiedad, pero que debido a su geometría, puede mecanizarse fácilmente y obtener uno con las propiedades necesarias, pareciendo ésta la solución más lógica para la adquisición de este equipo.

Será necesario utilizar dos elementos como éste para fijar correctamente el eje de giro.

- **Eje.**

Se trata de un eje cilíndrico sobre el que girará una articulación y que se encontrará bloqueado con una fijación a cada extremo como las definidas anteriormente. Debido a su esbeltez, habrá que tener en cuenta los esfuerzos que pudieran aparecer sobre éste para su dimensionado.



Figura 4-5. Eje de giro

- **Rótula.**

Se trata de un elemento comercial capaz de girar alrededor del eje anterior. Además, por el otro extremo, posee una rosca a través de la cual puede ir atornillado a la célula de carga.

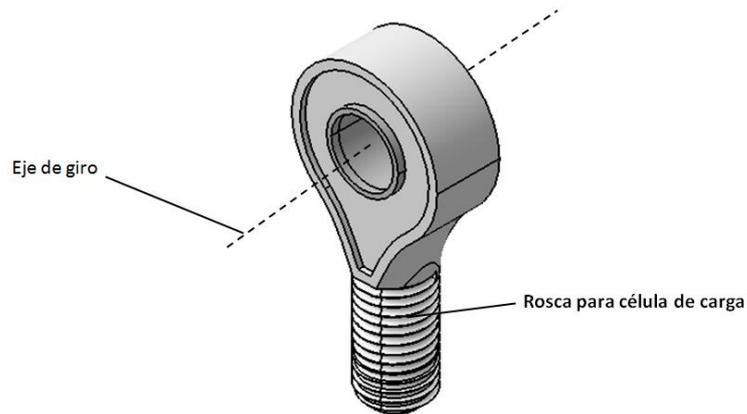


Figura 4-6. Rótula

Existen multitud de elementos como éste en el mercado, por lo que, tras un análisis más detallado, se debe determinar qué modelo es el que mejor se adapta al montaje.

Considerando estos tres elementos, el sistema de giro al completo quedará de la siguiente manera:

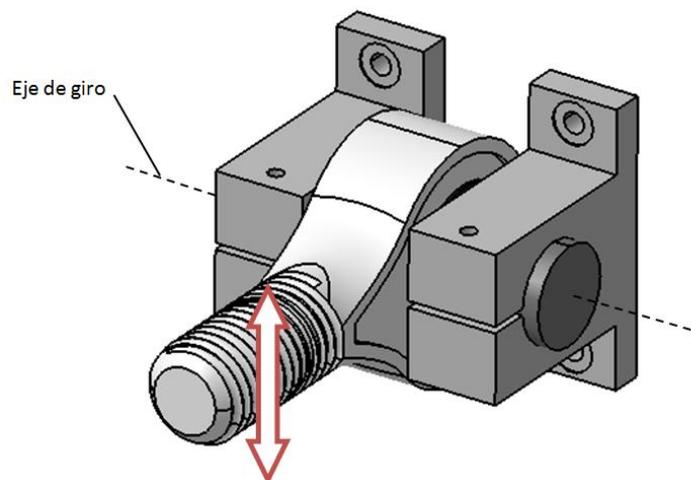


Figura 4-7. Sistema de giro 1

En principio, la idea propuesta cumple con los requisitos establecidos y parecer ser lo suficientemente robusto como para soportar las fuerzas que pudieran aparecer. Por tanto, esta primera opción parecer ser algo más que interesante y deberá ser tenida en cuenta.

4.2.2 Propuesta 2

El siguiente método propuesto consiste en algo totalmente opuesto al anterior. En este caso, el eje de giro será el que gire sobre unos soportes. Este eje llevará un elemento de sujeción que girará solidario con éste al mismo tiempo que dicho elemento de sujeción va roscado a la célula de carga o, en su defecto, al portaherramientas.

Nuevamente, tras valorarse las soluciones que puede dar el mercado para esta propuesta, se lleva a la conclusión siguiente:

- **Abrazadera.**

Consiste en un elemento formado por dos piezas entre las que se colocará el eje de giro. El agarre entre esta pieza y el eje debe de ser lo suficientemente fuerte para impedir el movimiento relativo entre ambos, de forma que ambas girarán solidariamente.

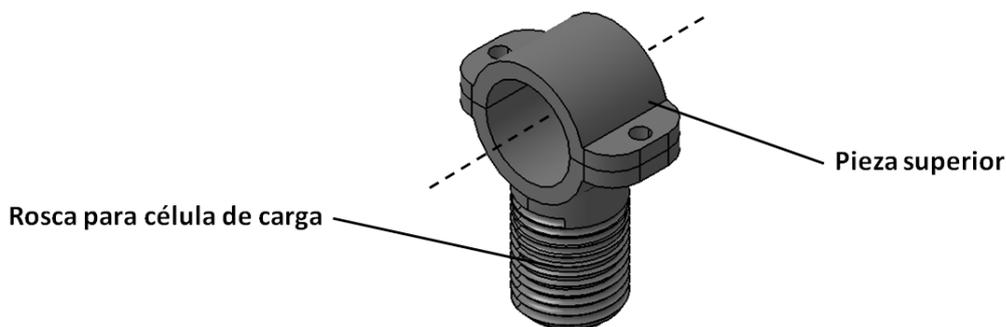


Figura 4-8. Abrazadera

Es un elemento que quizás pueda encontrarse comercial pero que debido a su geometría y al necesitarse unas medidas concretas, puede ser mecanizado y obtenerse de una forma más eficiente las propiedades deseadas.

- **Eje de giro.**

Al igual que en la otra propuesta, será necesaria la utilización de un eje de giro alrededor del cual girarán el resto de sistemas.

- **Rodamiento-soporte.**

Permite el giro del eje mientras lo mantiene fijo al soporte.

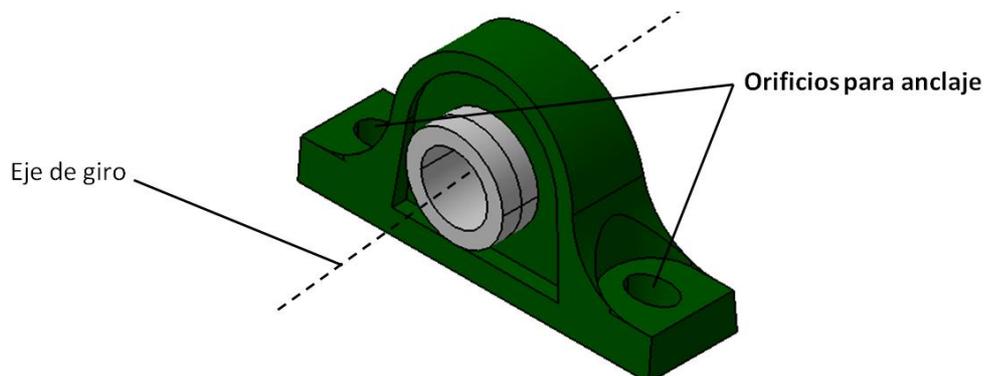


Figura 4-9. Rodamiento-soporte

Entre la variedad de rodamientos, ya sea de este tipo o de cualquier otro, que se tienen en el mercado, se ha elegido este modelo precisamente por su sencillez. Simplemente se necesita un elemento que, manteniéndose anclado a una superficie lisa, permita el giro de un eje de giro. Además, otra ventaja de la elección de un modelo tan simple es que no existirán apenas problemas a la hora de encontrar uno que se adapte exactamente a las necesidades del montaje.

Teniendo en cuenta los elementos nuevamente definidos, el sistema de giro completo propuesto en este caso quedará de la siguiente manera:

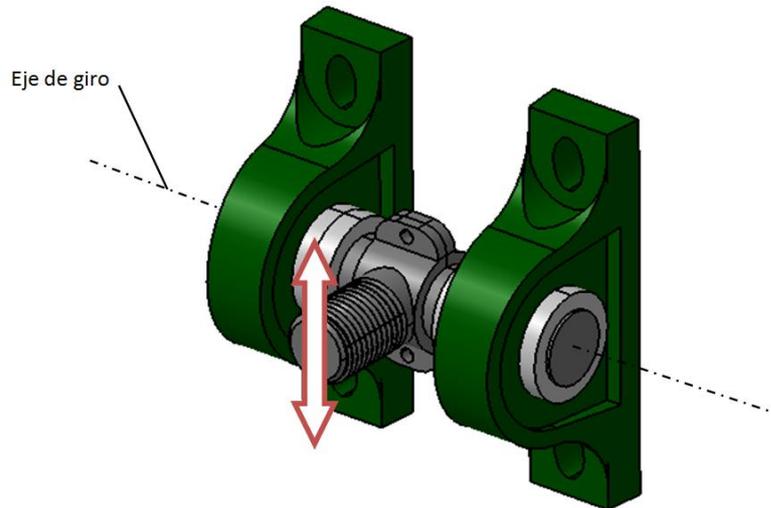


Figura 4-10. Sistema de giro 2

Al igual que ocurría con el sistema anterior, esta solución cumple los requisitos marcados de una manera simple y robusta, por lo que, tras un primer análisis, ambas soluciones parecen ser válidas y no se encuentran fácilmente argumentos a favor de ninguno de los dos elementos. Por tanto, será necesario hacer un análisis en mayor profundidad con el fin de determinar cuál de estas soluciones será más propicia para el montaje final.

4.2.3 Conclusión

En un primer análisis, ambas propuestas parecen cumplir con los objetivos que se requieren, por lo que no parece haber una clara predisposición por alguno de ellos. Además, ambas soluciones están compuestas por elementos comerciales o, en su defecto, por elementos de fácil fabricación.

La primera propuesta, la rótula que forma parte de ésta es un elemento comercial del cual se pueden encontrar infinidad de modelos de bastantes proveedores, por lo que encontrar una que se ajuste a los requisitos del montaje no parece una tarea demasiado compleja. Además, el elemento de fijación es simple de mecanizar, lo cual permite, nuevamente, un amplio abanico de soluciones adaptables a este proyecto.

Por otro lado, el segundo caso, los rodamientos, al igual que ocurría con las rótulas, son fácil de encontrar en el mercado y el amplio abanico de posibilidades de éstos hacen que no suponga ningún tipo de problema elegir un modelo que se adapte a las necesidades del montaje. Sin embargo, el problema puede residir en el otro elemento, el denominado como abrazadera, cuya adquisición en el mercado parece compleja debido a la necesidad de ciertas medidas concretas. Además, al tratarse de un elemento formado por varias piezas, supone un posible punto de aparición de problemas y su mecanizado puede resultar más complejo al tener que encajar todas entre sí.

Por tanto, con el fin de buscar una facilidad tanto en su adquisición como en su uso, así como para evitar posibles problemas, como elemento de giro de los extremos del cable se tomará la primera propuesta. Ésta parece ser más robusta, más fácil de adquirir y, sobretodo, menos problemática conforme vayan transcurriendo los diferentes ensayos.

4.3 Sujeción de los soportes

Definidos anteriormente los soportes de forma que se mantengan lo más rígidos posible durante el ensayo, lo siguiente será diseñar un sistema con el que mantenerlos anclados al banco de una forma segura.

En primer lugar, será necesario acoplar a cada uno de los soportes una base formada por una chapa de acero, ambos elementos unidos mediante soldadura. Esta chapa de acero, que se tomará de 1 cm de espesor, será la que se encargará de ir anclada al banco. Para ello, llevará unos orificios con el fin de pasar a través de ellos un tornillo.

Puesto que se trata de un banco de ensayos pensado con dicho fin, se pueden aprovechar los surcos de los que éste dispone para anclar los elementos que se deseen. Bastará con introducir dentro de éstos un tocho de acero, de las mismas dimensiones del surco, y atornillar este elemento a la base de este soporte.

Un esquema del sistema de sujeción propuesto puede ser el siguiente:

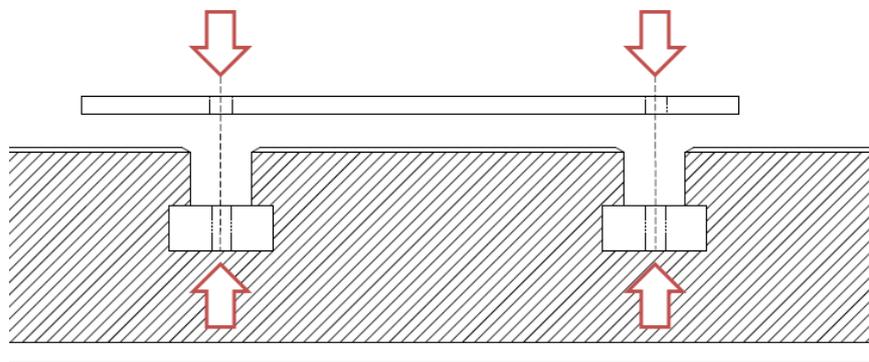


Figura 4-11. Sujeción de los soportes

Aplicando el suficiente par sobre los tornillos, la base del soporte estará lo suficientemente anclada al banco de ensayos como para impedir cualquier movimiento.

Este sistema es el que actualmente se viene utilizando para los diferentes ensayos que se realizan en el banco, por lo que su eficacia está más que probada.

4.4 Actuador del cable

En primer lugar, es necesario diseñar el elemento que estará en contacto directo con el cable. Nuevamente, este elemento deberá de venir definido por parte de los responsables de la tesis doctoral, ya que la validez de los resultados obtenidos en los ensayos dependerá en buena parte de este elemento. La idea por la que se ha optado es la siguiente:

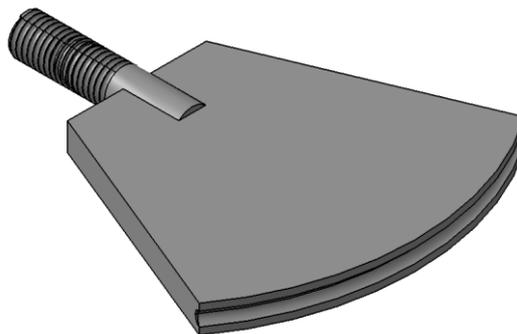


Figura 4-12. Adaptador del cable

Se trata de un elemento plano, al que se le ha acoplado una rosca de la misma métrica que la célula de carga, ya que deberá ir roscado a ésta. Por uno de los lados, dicho elemento tiene una cierta curvatura con el fin de que, al aplicar las fuerzas, el cable se adapte a ésta y no haya una fuerza cortante aplicada sobre él en ningún momento. Además, posee una canaladura del mismo diámetro del cable donde poder acoplar éste, es decir, que se adapte a éste, de ahí el nombre que se le ha dado de adaptador del cable.

El diseño de este elemento que se ha elegido para este montaje es el siguiente:

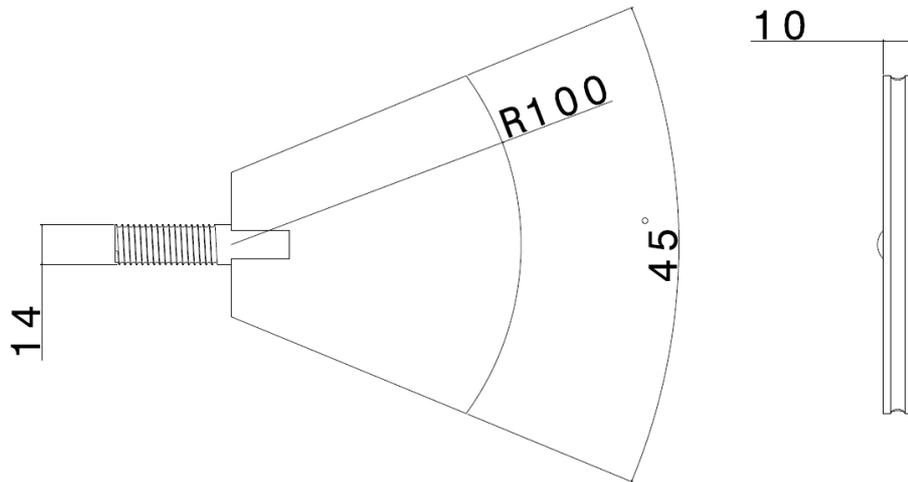


Figura 4-13. Adaptador del cable

Cabe reseñar que, aunque éste ha sido el elegido para la elaboración de este proyecto, es posible que la pieza final varíe en función de los requisitos de los responsables del proyecto. Es más, podría también darse la opción de realizar varios modelos de esta misma pieza para realizar los ensayos, con el fin de obtener diferentes resultados o comprobar cuál de ellas es la más óptima.

Una vez definido este elemento de nueva creación, el resto del montaje del actuador del cable resulta bastante intuitivo:

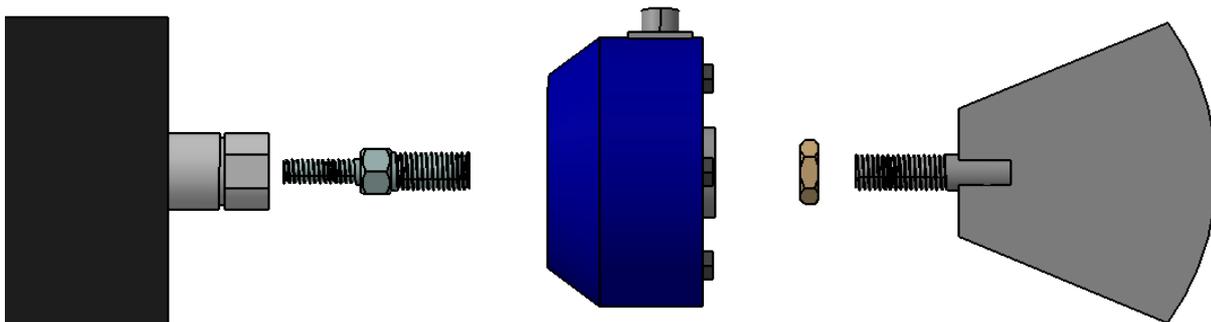


Figura 4-14. Actuador del cable

Los elementos que compondrían este sistema serían:

- **Cilindro hidráulico.**
Se describió anteriormente e iría anclado al banco de ensayos a través de un soporte.
- **Célula de carga.**
Necesaria para medir la fuerza que aplica el pistón en cada momento y tener un control del ensayo.

- **Adaptador pistón-célula de carga.**
Se trata de un elemento de unión entre el pistón del cilindro hidráulico y la célula de carga. Posee una doble rosca macho de diferentes diámetros y pasos, según sea el lado de un elemento o de otro. Puesto que esta unión es más que frecuente en los diferentes ensayos que se realizan en el laboratorio, ya se dispone de este elemento.
- **Adaptador del cable.**
Elemento descrito al comienzo de este punto.
- **Tuerca.**
Su función será la de fijar el adaptador del cable en una posición fija y evitar que gire, con el fin de que se mantenga alineado con el cable en todo momento. En primer lugar, se rosca la tuerca sobre el actuador del cable y después, éste sobre el pistón. Una vez colocado el adaptador en la posición deseada, se gira la tuerca hasta que toque al pistón, de forma que quedará impedido el giro entre ambos.

4.5 Sistema para pretensar el cable

Como se ha venido diciendo durante la elaboración de todo este proyecto, antes de comenzar cualquiera de los ensayos, será necesario aplicar una fuerza de tracción sobre el cable, cuyo valor aún está por determinar, pero que vendrá acotado por la carga máxima del cilindro hidráulico.

Siguiendo el modelo definido al principio, esta fuerza será transmitida mediante uno de los soportes, el cual será móvil. Este soporte, a su vez, recibirá la fuerza por parte de uno de los cilindros hidráulicos. Suponiendo que este cilindro estará fijado al banco de ensayos (ya que se calculó anteriormente), será necesario diseñar un sistema mediante el cual el cilindro transmita la fuerza a dicho soporte. Además, recordar que dicho sistema deberá de llevar una célula de carga acoplada para la medición de todas las fuerzas transmitidas por este.

El modelo que se ha pensado para tal fin es el siguiente:

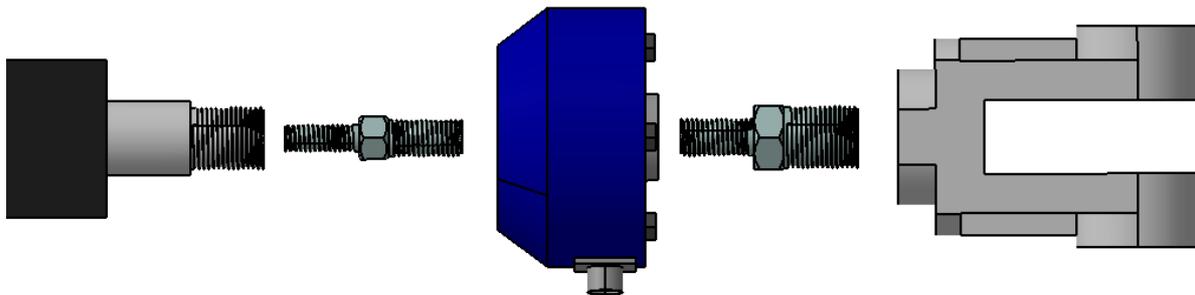


Figura 4-15. Sistema para pretensar el cable

Los elementos que componen este sistema son:

- **Cilindro hidráulico.**
Ya descrito anteriormente e irá anclado al banco de ensayos a través de un soporte.
- **Célula de carga.**
Necesaria para medir la fuerza que aplica el pistón en cada momento y tener un control del ensayo.
- **Adaptador pistón-célula de carga.**
Nuevamente, este elemento de unión ya se encuentra disponible en los laboratorios.

- **Horquilla.**
Elemento comercial cuyo cometido es el de transmitir las fuerzas ejercidas por el cilindro hidráulico. Por un lado, posee una rosca hembra que permitirán su sujeción, mientras que por el otro, dos orificios a través de los cuales es posible hacer pasar un eje o vástago y anclar éste a cualquier otro sistema.
- **Adaptador horquilla-célula de carga.**
Elemento de unión entre la célula de carga y la horquilla. Misma función que el anterior adaptador pero en este caso uno de los diámetros será diferente. Puede ser necesaria o no su adquisición en función de la horquilla que se elija.
- **Placa de acero.**
Será la encargada de absorber la fuerza del cilindro hidráulico y, puesto que se encontrará unida al soporte, transmitir las fuerzas a éste. Deberá de llevar algún sistema con el que anclar ésta a la horquilla; una pieza de acero soldada a ésta con un orificio a través del que pasar un vástago puede ser suficiente.
- **Vástago.**
Barra de acero cuyo único cometido es el de unir la horquilla y la placa de acero anterior, por lo que debe de ser lo suficientemente rígida como para soportar los esfuerzos que aparecen.

4.6 Sistemas de seguridad

Aunque no afecten directamente a la validez de los resultados obtenidos, las medidas de seguridad son una parte muy importante cuando se va a diseñar un montaje como este. Evitar daños en los equipos y mantener la seguridad de las personas presentes durante el ensayo son requisitos indispensables en cualquier ensayo, pero aún más en este que se quiere diseñar debido a la gran cantidad de ensayos que se tiene pensado realizar.

Puesto que aún quedan ciertos aspectos del proyecto por determinar, en este apartado sólo se va a proponer un sistema que impida daños tras la rotura del cable. Una vez cerrado el montaje, se propondrán medidas y elementos que impidan otro tipo de daños personales o materiales.

Con el fin de que, tras la rotura del cable, este no salga con tal violencia que pueda dañar algo o a alguien, se montará una estructura metálica tipo jaula de forma que, sea cual sea la trayectoria del cable, éste quedará en su interior. El sistema en el que se ha pensado, por su sencillez y eficacia es el siguiente:

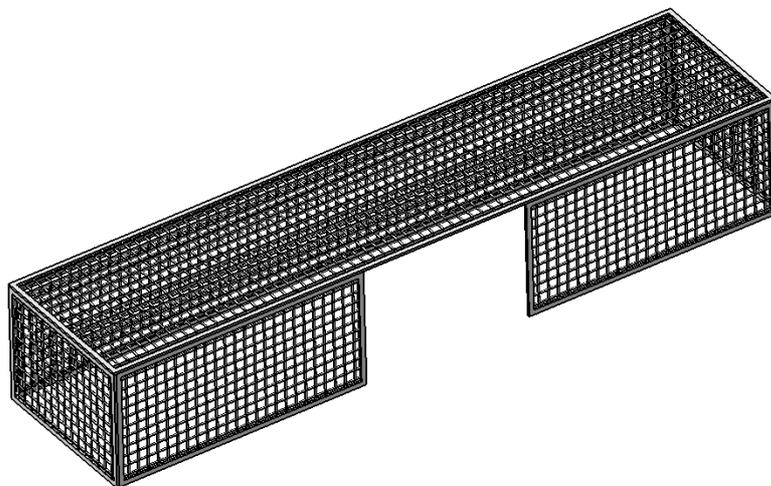


Figura 4-16. Jaula de protección

Como puede verse, dicha jaula tendrá una zona sin protección debido a que será en esa parte donde irá colocado el actuador del cable.

Por otro lado, para facilitar el montaje y tener fácil accesibilidad en todo momento, dos de los laterales se han puesto móviles para tener un mejor acceso al montaje en todo momento. Como puede verse en la siguiente imagen, los paneles móviles serán el superior y el frontal:

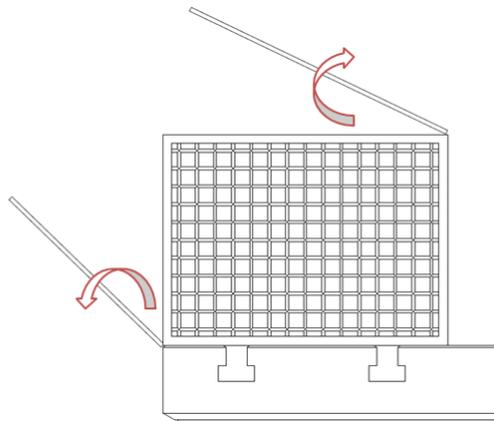


Figura 4-17. Puerta acceso a jaula

Se ha elegido este sistema debido a su facilidad de fabricación y a su eficacia, ya que es difícil que se dañe después de un impacto del cable. Otras soluciones, como la utilización de paneles de metacrilato, parecen menos eficaces debido a que podrían sufrir daños irreparables tras cada uno de los ensayos, haciendo que este sistema de protección fuese más costoso.

Por último remarcar que dicho sistema será, casi con total seguridad, el que se elija como protección en el montaje final. Sin embargo aún no se está en disposición de concretar sus medidas finales debido a que éstas dependerán de la solución final que se adopte.

En los siguientes capítulos se tomarán otros tipos de medidas, éstas más bien pensadas con el objetivo de evitar daños materiales, ya que es necesario evitar cualquier tipo de colisión de elementos tales como las células de carga. En el diseño de montajes como éste, que están pensados para realizar multitud de ensayos sobre ellos, es indispensable cualquier protección sobre los equipos que evite daños sobre éstos, por pequeños que sean, pero que pudieran generar problemas a largo plazo.

4.7 Adaptadores de rosca

Por último, a modo de apunte, será necesario diseñar, además de los descritos anteriormente, varios adaptadores de rosca a modo de unión entre los diferentes sistemas, debido a que es bastante probable que ninguno de éstos encaje debido a los diferentes proveedores y fabricantes de los que vienen los elementos del montaje. En función de los elementos que se quieran unir, y tras un primer análisis de los tipos de roscas que tienen los diferentes sistemas, será necesario diseñar dos tipos de adaptadores de rosca:

- **Adaptador macho-macho.**

Se trata de un elemento con doble rosca macho de diferentes diámetros y pasos cuya función en el montaje será la de unir la célula de carga y el portaherramientas que sujeta uno de los extremos del cable. Aún por definir las dimensiones exactas, un diseño de este elemento sería el siguiente:

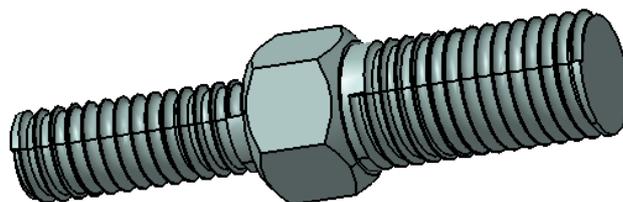


Figura 4-18. Adaptador macho-macho

- **Adaptador macho-hembra.**

Se trata de un elemento con una rosca hembra por un lado y rosca macho por el otro, con el fin de enlazar dos elementos que, a pesar de ser una unión macho-hembra, poseen diámetros o pasos de rosca diferentes. Este elemento servirá de unión del sistema de giro con, por un lado, uno de los portaherramientas, y por otro lado, con la célula de carga situada en el extremo opuesto del cable. Un diseño de uno de estos elementos puede ser el siguiente:

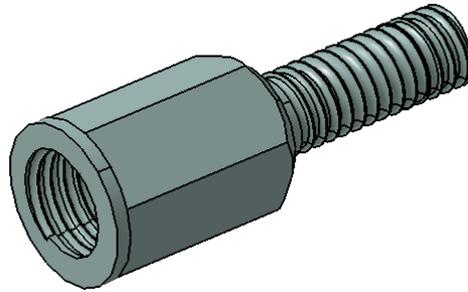


Figura 4-19. Adaptador macho-hembra

Remarcar que, aunque en los diseños representados arriba aparece una gran cantidad de detalles, en caso de que fuese necesario su mecanizado, el diseño debería de simplificarse enormemente con el fin de hacer posible su fabricación. Las tuercas, por ejemplo, son detalles de difícil mecanizado, por lo que su inclusión en el diseño es puramente estético para la realización de esta memoria.

En el siguiente apartado, una vez fijado el montaje final, se procederá al diseño concreto de estos elementos, así como el cálculo de los esfuerzos soportados por éstos con el fin de comprobar que resistan las fuerzas que se le solicitan.

5 ANÁLISIS DETALLADO DEL DISEÑO ELEGIDO

Es algo fundamental durante la elaboración de un proyecto comprobar que, una vez alcanzada la solución final, todos los requisitos iniciales planteados se cumplen. Si se diseña un montaje que no cumple dichos requisitos, tiene algún tipo de limitación que perjudica los ensayos o, simplemente, no se puede realizar, se considerará que dicho diseño no es válido.

Puesto que, en los apartados anteriores se han definido todos los elementos que compondrán el montaje final, el objetivo ahora será integrarlos y comprobar que no existe ningún tipo de problema o incompatibilidad entre ellos. Tras el análisis realizado anteriormente, el diseño final del montaje al cual se ha llegado es el siguiente:

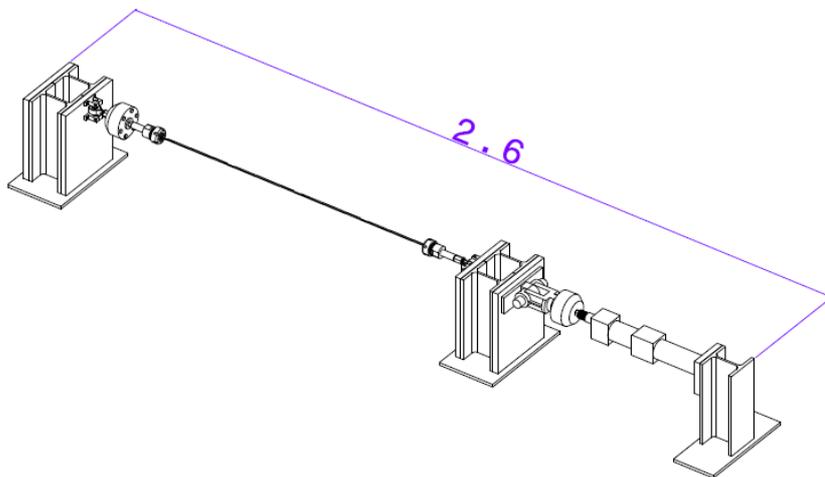


Figura 5-1. Montaje final

Este es un claro ejemplo de lo dicho anteriormente: todos los sistemas están bien definidos, el montaje cumple las condiciones del ensayo, pero, sin embargo, existe una incompatibilidad entre la longitud total de todos los sistemas y la longitud disponible sobre el banco, cuyo valor era de 2 m . El objetivo de este capítulo será encontrar una solución a este inconveniente y definir, con medidas y especificaciones, los elementos que conformarán todo el montaje.

5.1 Solución de problemas

Como se ha visto en el apartado anterior, la longitud total del montaje final es demasiado larga, tal y como se ha estado previendo durante toda la elaboración del proyecto. Es, por tanto, condición necesaria encontrar una solución que se adapte a las dimensiones del banco de ensayos.

Una alternativa podría ser rediseñar todo el montaje, partiendo desde un nuevo planteamiento de éste. Sin embargo, deshacer todo lo hecho hasta el momento y comenzar el diseño desde cero, no parece ser la solución más lógica ni más viable. Además, debido a las dimensiones del banco, esta limitación podrá aparecer en la mayoría de los diseños que se puedan plantear, por lo que resultará mucho más eficaz buscar una solución que rediseñar todo el montaje.

Como ya se ha mencionado, otra posible solución pasaría por acoplar al banco una serie de plataformas adicionales que permitan aumentar la longitud efectiva de éste. Sin embargo, debido a las limitaciones de espacio que se tienen en la zona del laboratorio habilitada para estos ensayos, no parece muy viable la posibilidad de acoplar equipos que sobresalgan de la zona del banco. Por tanto, en la elaboración de este proyecto, esta solución estará descartada.

No pudiéndose aplicar fielmente el diseño planteado, es necesario pensar en algún tipo de variación o mejora que nos permita adaptar este montaje a la longitud del banco. Puesto que los soportes del cable, así como el resto de los equipos de sujeción, deberán de estar en la posición definida y su longitud es invariable, la única alternativa a este diseño reside en cambiar la situación del cilindro hidráulico encargado de pretensar el cable, de forma que éste, en vez de tirar del soporte principal, lo empujaría.

En principio, y acorde a las dimensiones que hasta el momento se tienen, la longitud total necesaria en el banco sería:

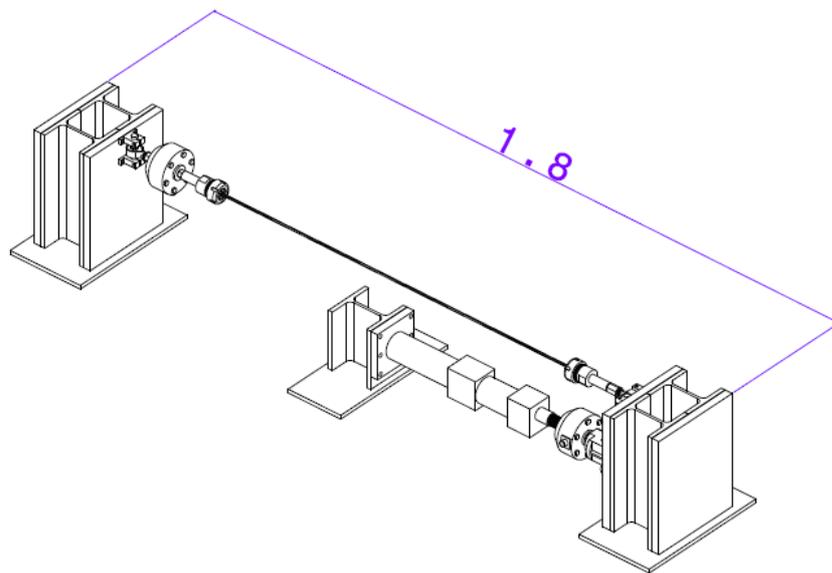


Figura 5-2. Solución al montaje final

Por tanto, esta solución, a expensas de comprobar que no supone otro tipo de limitaciones, cumple con los requisitos de espacio sobre el banco. Además, supone un diseño mucho más compacto y recogido, pareciendo a primera vista un montaje más eficiente y cómodo para trabajar con él que el anterior.

El problema ahora vendrá en que, al no ser las fuerzas colineales entre el cilindro hidráulico y el cable, se producirá en el soporte un momento que intentará volcar a éste, por lo que los desplazamientos sobre el banco podrían generar un excesivo rozamiento que impida un desplazamiento correcto del soporte y genere mayores problemas en el futuro. Por lo que esta solución, a pesar de cumplir con todos los requisitos, deberá ser mejorada para evitar problemas.

Será necesario encontrar un sistema que permita este desplazamiento de forma suave, es decir, reduciendo en la medida de lo posible el rozamiento debido a par sobre el soporte, el cual será inevitable debido a que no se podrán aplicar la fuerza en el mismo punto donde se encuentra el cable. Utilizar líquidos lubricantes o refrigerantes no parece ser una solución muy a largo plazo, por lo que la única alternativa será ubicar en la base del soporte principal algún tipo de estructura que permita el deslizamiento de éste a la vez que absorbe las reacciones que sobre ella aparezcan.

Tras una evaluación sobre los sistemas que se tienen en el mercado, se encuentra un sistema de carro-guía de gran resistencia a fuerzas y a momentos, tanto dinámicos como estáticos, como el siguiente:

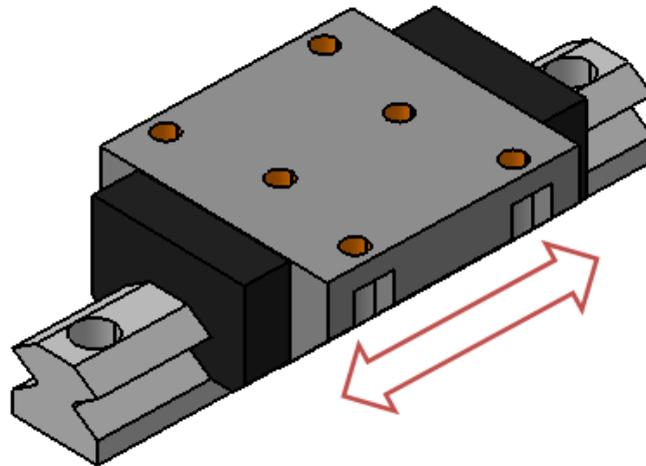


Figura 5-3. Sistema de carro-guía

Colocando el soporte principal sobre este carro-guía, el cual trae incorporado su propio sistema de fijación, se podrá aplicar la fuerza del cilindro hidráulico sin que el momento que aparece sea un problema, ya que éste será absorbido en su mayoría por este elemento. Además, el bloqueo de dicho soporte, una vez aplicada la pretensión sobre el cable, se verá facilitado debido a que solamente será necesario colocar un elemento que impida el desplazamiento del carro a lo largo de la guía. Este tipo de elementos se puede encontrar en el mercado y su forma es aproximadamente la siguiente:

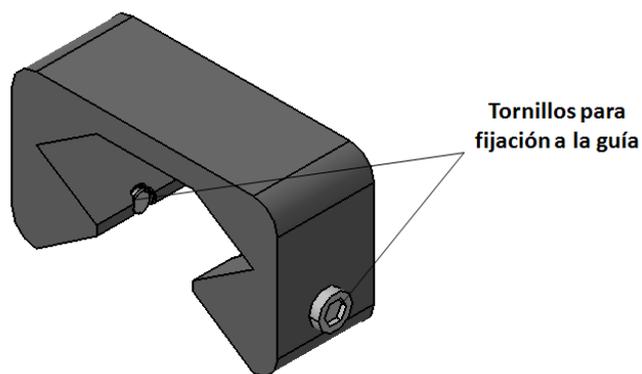


Figura 5-4. Sistema de bloqueo de la guía

De esta manera, los anclajes de los diferentes sistemas con el banco serán mucho más rígidos, ya que ninguno se desplazará con respecto a éste. Se evita todo el rozamiento entre el banco y otros elementos y reducimos la probabilidad de futuros daños y problemas, ya que el único desplazamiento relativo entre dos elementos se produce entre dos que están diseñados expresamente para eso. Por tanto, este montaje, además de cumplir los requisitos del ensayo y de adaptarse al espacio disponible, supone una solución más práctica y segura que la anterior considerada.

Queda ahora, por tanto, concretar los elementos que se van a utilizar y son necesarios adquirir, definir las medidas de los elementos a mecanizar y comprobar que todo resista los esfuerzos que se han supuesto para el dimensionado de este diseño.

5.2 Elección de material

Una vez que el diseño ha sido cerrado, es decir, que están definidos la configuración del montaje y los equipos que lo compondrán, será necesario establecer las propiedades del material que se va a utilizar en el montaje, paso previo a los diferentes cálculos estructurales que se van a realizar.

Equipos como el carro-guía, el portaherramientas o las rótulas, tienen sus propias especificaciones dadas por el fabricante, por lo que, en principio, su cálculo no estará incluido en este capítulo y los materiales que los conformen carecerán de interés en esta memoria. Sin embargo, otros elementos como los ejes o los soportes deberán ser diseñados expresamente para este montaje, por lo que se desconocerá su comportamiento inicialmente, siendo necesario definir un material para su fabricación.

Los equipos a diseñar serán elementos que trabajarán todo el tiempo a temperatura ambiente, ante unas condiciones de desgaste muy altas y sometidos a un alto nivel de tensiones, por lo que el material seleccionado tiene que tener un buen comportamiento ante este tipo de condiciones. Gracias al buscador de la web de Abrahams Aceros Premium se llega a la conclusión de que un acero UNE 1.2312 sería apropiado para unas sollicitaciones como éstas. Este tipo de acero trabaja bien en frío y es fácil de mecanizar, propiedades que hacen que sean apto para este diseño (ver Anexo A).

En último lugar, quedará definir la tensión máxima por debajo de la cual deberán estar todas las tensiones aparecidas en los diferentes elementos durante el ensayo. En base a las propiedades del acero elegido, se tiene que la tensión de rotura de este material es de 1100 MPa . En base a la tensión límite de rotura establecida en el capítulo 2, la cota superior de tensiones será:

$$\sigma_F = 275 \text{ MPa} \quad (5-1)$$

Este valor será el parámetro de diseño elegido para el dimensionado de todos los elementos que aún quedan por definir. Solamente los soportes de los extremos del cable no tendrán esto en cuenta, ya que el desplazamiento impuesto como máximo sobre éstos será un criterio mucho más restrictivo.

5.3 Definición de los equipos y cálculos estructurales

Tras un primer análisis de todos los elementos, sencillos cálculos y estimaciones, y una vez cerrado el diseño definitivo del montaje, el objetivo de este apartado será el de concretar y definir con exactitud cada una de las piezas que se van a utilizar en este proyecto. Para ello, se hará uso de cálculos de elasticidad y resistencia de materiales, aplicación de MEF y selección de elementos mediante las especificaciones dadas por el proveedor, según proceda en cada caso.

En principio, ninguno de los elementos ya definidos se verá alterado, aunque en caso de ser necesario, deberán aplicarse cambios con el fin de que los requerimientos del ensayo cuadren con las propiedades del modelo.

5.3.1 Soporte secundario

Por tratarse de uno de los elementos más sensibles del montaje, ya que es el que puede indicar la validez o no del diseño, serán los soportes de los extremos del cable los que se calcularán en primer lugar. Habiéndose hecho uso de la teoría de vigas para su dimensionado, en este caso se aplicará un modelo de MEF con el fin de comprobar si se cumplen o no las especificaciones marcadas. Recordar que el límite de desplazamientos en el extremo del soporte que se había establecido era de 0.034 mm , por tanto, el criterio de diseño será estar, en la medida de lo posible, por debajo de esos desplazamientos.

Haciendo uso de la herramienta de cálculo de MEF *Generative Structural Analysis* de Catia V5, se ha simulado el comportamiento del soporte secundario, el que se encuentra anclado al banco y sujeta uno de los extremos del cable, con el fin de obtener los desplazamientos que se producen de forma más aproximada a la teoría de vigas. Los resultados de los desplazamientos obtenidos son los siguientes:

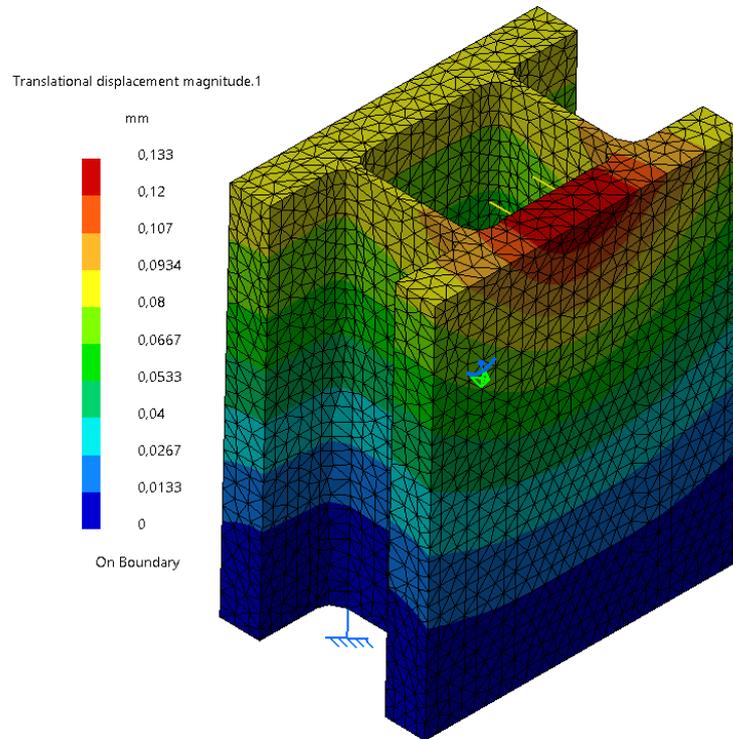


Figura 5-5. Desplazamientos MEF soporte secundario 1

Se puede ver claramente como los desplazamientos que se producen en la mayor parte del soporte son bastante superiores a los que se habían establecido en un principio como máximos y, lo que es peor, esto ocurre en una zona bastante amplia del soporte.

En contra de lo que se pueda pensar en un primer momento, esto no significa que todos los cálculos e hipótesis hechos hasta el momento estén mal, lo que ha llevado a un mal diseño que no cumple los requisitos. Lo que ocurre es que las estimaciones anteriores se han realizado en base a la teoría de vigas, la cual solamente tiene en cuenta la inercia de la sección para calcular el desplazamiento de la viga, obviando las deformaciones locales que se puedan producir. Sin embargo, estos cálculos previos han ayudado a obtener dimensiones de soportes que, posteriormente, con ayuda del MEF, puedan ser modificados hasta obtener un soporte que cumpla con los requisitos.

Pensando en medidas que permitan mejorar las prestaciones de los soportes, se piensa, como primera opción, la reducción del tamaño de éstos. Observando la disposición del montaje final (Figura 5-2), se ve cómo es posible reducir la altura de estos elementos, ya que el único requisito que limita su altura es la disposición de los equipos. Con ayuda de la maqueta 3D, la cual permite ver a tamaño real la disposición de todos los equipos, se llega a la conclusión final de que la altura de los soportes será:

$$L_H = 22 \text{ cm} \quad (5-2)$$

Por otro lado, será necesario volver a la elección de los elementos que forman el soporte para la elección de uno nuevo. Sin embargo, tras un primer análisis, se observa que la deformación se produce, en mayor medida, en la parte central del soporte, justo la parte que se encuentra entre las dos almas. Por tanto, la idea de elegir otro soporte de mayor tamaño, de forma que esta parte sea aún más esbelta, no parece una buena solución. En su lugar, la solución que se adoptará será la de aumentar el grosor de las placas de acero adheridas en 5 mm cada una, haciendo que éstas pasen a tener un espesor de 2.5 cm. El ancho total de este soporte es ahora de 17 cm.

Para comprobar la efectividad de estas medidas adoptadas, se vuelve al cálculo del MEF, pero esta vez con el nuevo soporte definido, de altura 22 cm y espesor de las placas de 2.5 cm. Los resultados de los desplazamientos obtenidos en este caso son los siguientes:

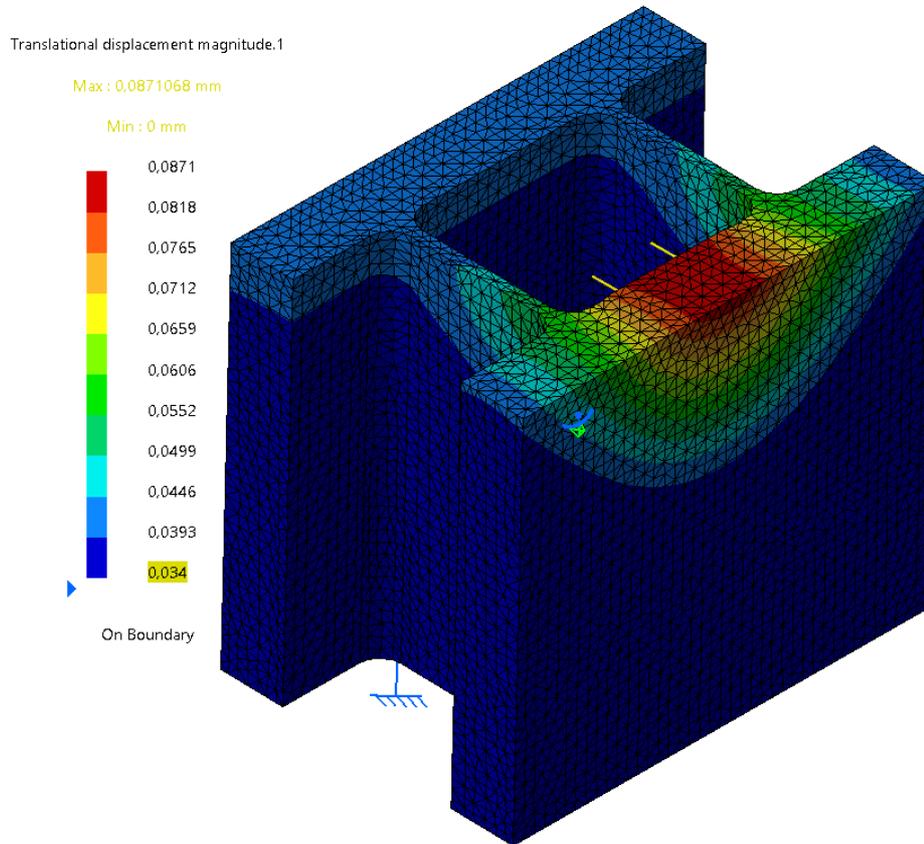


Figura 5-6. Desplazamientos MEF soporte secundario 2

Se observa cómo, globalmente, se tiene una mejora bastante evidente del comportamiento del soporte, cuyos desplazamientos se han reducido notablemente en la mayoría del soporte, el desplazamiento máximo se ha reducido en torno a un 40% y la zona donde se alcanzan los desplazamientos por encima de los permitidos está muy acotada. Por lo tanto, las suposiciones definidas anteriormente se cumplen y se tiene un diseño del soporte mucho más eficiente y válido.

A pesar de no obtenerse un desplazamiento inferior al desplazamiento definido como máximo en los requisitos del montaje, al tratarse de una zona tan localizada, no tiene sentido seguir sobredimensionando el soporte. Además, la zona donde ocurre este hecho es la de aplicación de las cargas, por lo que reforzando dicha zona o distribuyendo las fuerzas que aparecen, se puede reducir la deformación en dicha zona.

Por último, en el supuesto de que esos desplazamientos se produjesen y fuesen transmitidos a los extremos del cable, el error cometido en la fuerza medida sobre el cable sería:

$$\delta = \frac{FL}{EA} \quad \rightarrow \quad F = \frac{\delta EA}{L} = 260 \text{ N} \quad (5-3)$$

En el peor de los casos, el error cometido sobre las medidas seguiría estando acotado por debajo del 1%. Además, la estimación de los 50 kN de reacción en los extremos del cable es una estimación muy al alza, siendo los valores reales que aparecerán en el ensayo siempre inferiores. Con esto, en principio, no existe ningún indicativo de que el diseño del soporte secundario no sea válido para el ensayo, por lo que el diseño de éste queda cerrado con estas dimensiones.

Finalmente, para comprobar que se cumplen todos los requisitos del diseño, mediante el uso del mismo modelo de MEF, obtendremos las tensiones en el soporte secundario, con el fin de ver si éstas se encontrarán por debajo o no de la tensión límite de rotura a fatiga (5-1):

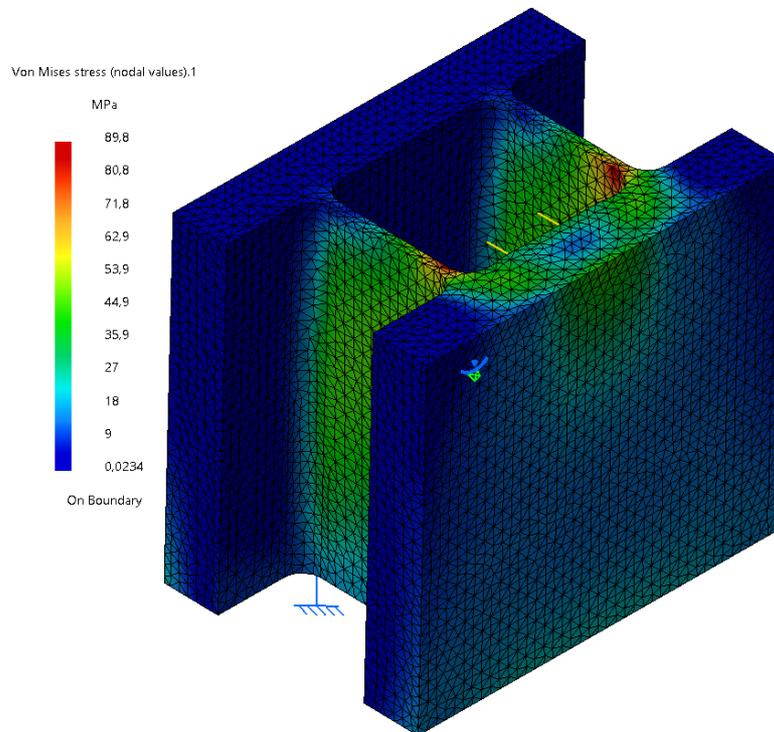


Figura 5-7. Tensiones MEF soporte secundario

Como se podía prever, el estado tensional de soporte está muy lejos de las restricciones en tensiones marcadas, ya que las tensiones máximas que se tienen están en torno a los 90 MPa . Esto es debido a que el criterio de desplazamiento máximo es mucho más restrictivo que el estado tensional, por lo que cumpliendo el primero, necesariamente se estará cumpliendo el segundo.

5.3.2 Soporte principal

Manteniendo el supuesto de que, con el fin de simplificar su fabricación y su adquisición por parte de proveedores, el diseño del soporte principal será el mismo que el del soporte secundario, las dimensiones de éste quedarán también cerradas.

Sin embargo, antes de considerar este diseño como el definitivo, es necesario, al igual que ocurrió con el otro soporte, comprobar su comportamiento ante las diferentes fuerzas mediante la aplicación del MEF. En este caso, la información que se obtenga será a modo informativo ya que es obvio que, debido a la distribución final, será el soporte secundario el que esté expuesto a unas mayores solicitaciones. Hay que tener en cuenta que en el soporte principal varía el punto de aplicación de la fuerza del cable debido a que este soporte está situado sobre el carro-guía definido anteriormente.

Definido en el montaje final, este soporte tendrá dos tipos de solicitaciones debido a sus dos posiciones durante el ensayo:

- **Estado 1.**

Es esta primera parte, la fuerza predominante será un momento generado por la fuerza del cilindro en un sentido y la reacción aparecida sobre el cable en sentido contrario. La resultante de la fuerza del pistón será 10 kN , que es su carga máxima, mientras que las reacciones del cable en este instante son desconocidas en principio. Además, la base de este no estará fija, si no que podrá desplazarse en la dirección de las guías.

Sin embargo, este estado de tensiones será el menos crítico de los dos a los que estará sometido este elemento, por lo que no será necesario un mayor análisis.

- **Estado 2.**

En este segundo estado, el soporte se encuentra anclado en su base y sometido a la fuerza que aparece en los extremos del cable, estimada del orden de 50 kN. El estado tensional generado por estas fuerzas será más crítico que en el caso anterior, por lo que su diseño deberá cumplir los criterios marcados por el ensayo aplicadas estas fuerzas.

Haciendo uso del MEF, los desplazamientos para el soporte principal obtenidos son:

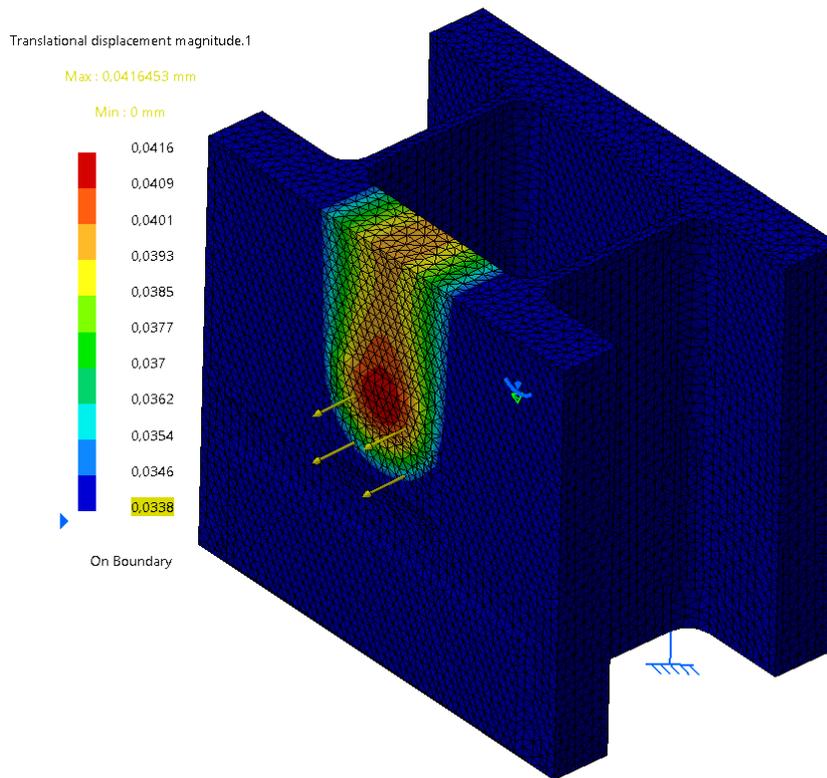


Figura 5-8. Desplazamientos MEF soporte principal

Al igual que ocurría con el soporte secundario, existe una zona del soporte en la que los desplazamientos son superiores al establecido como desplazamiento máximo permitido (3-2). Sin embargo, en este caso, la diferencia es tan pequeña, del orden de milésimas de milímetro, y ocurre en una zona tan localizada, que se puede suponer que este diseño cumple con los requisitos establecidos. Además, nuevamente, la zona donde esto ocurre es la de aplicación de las fuerzas, por lo que un refuerzo en dicha zona acotaría aún más estos desplazamientos.

Por último, si consideramos que este desplazamiento se produjese en los extremos del cable, el error de las fuerzas medidas sobre el cable sería:

$$\delta = \frac{FL}{EA} \quad \rightarrow \quad F = \frac{\delta EA}{L} = 123 \text{ N} \quad (5-4)$$

Nuevamente, el error que se tendría en las medidas está por debajo del 1%, por lo que el diseño del soporte principal cumple con los requisitos establecidos. Tal y como se indicó al inicio de este punto era de prever que este soporte cumpliera con los requisitos ya que las esfuerzos que debía de soportar eran menos restrictivos que los del soporte secundario.

De hecho, teniendo en cuenta los errores cometidos en la medida de los esfuerzos del cable debidos a ambos soportes, la desviación de los resultados seguiría estando por debajo del 1%, por lo que se puede considerar que los soportes diseñados cumplen su objetivo de forma bastante eficaz.

Por último, al igual que se hizo para el otro soporte, se va a comprobar que las tensiones máximas sobre el soporte principal se encuentran en todo momento por debajo de la tensión límite de rotura a fatiga (5-3). De los resultados del MEF, se extraen las siguientes tensiones:

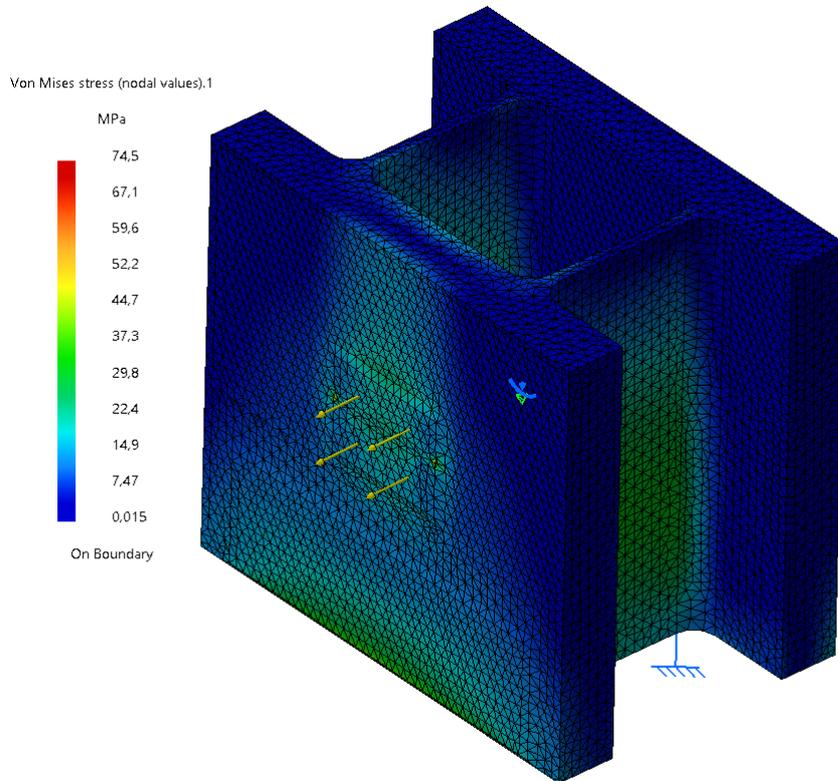


Figura 5-9. Tensiones MEF soporte principal

Como era de prever, estas tensiones se encontrarán siempre por debajo de dicho límite. Esto es debido nuevamente a que el criterio marcado en desplazamientos es más restrictivo que las tensiones. Además, puesto que dichas condiciones se cumplían en el modelo del soporte secundario, se podía deducir que también se cumplirían en este caso debido a que este soporte tiene aplicada la fuerza más cerca de la base, reduciendo por tanto el efecto de éstas.

Por tanto, puesto que este elemento cumple los requisitos marcados, los diseños de los soportes de los extremos del cable se encuentran definidos.

5.3.3 Soportes de los cilindros hidráulicos

Tal y como se estimó anteriormente, el diseño de estos soportes será mucho menos restrictivo que el de los soportes de los extremos del cable, por lo que su análisis y simulación por MEF será puramente a modo informativo.

El perfil elegido para los soportes de los cilindros hidráulicos fue finalmente el estándar HEB140, aunque éste había sido obtenido mediante métodos aproximados debido a los pocos datos de los que se disponía. Tras comprobar los anclajes de las bases de los cilindros, se ha comprobado que estos perfiles permitirían una buena sujeción de éstos por lo que serán los que se tomarán finalmente. Además, el hecho de tomar el mismo perfil para ambos soportes, permitirá reducir costes en la adquisición de material y, al final, una simplificación del montaje.

Sin embargo, las longitudes tomadas para cada uno de ellos no han sido las mismas, sino que han sido establecidas en base a la disposición del resto de elementos con ayuda del modelo 3D de Catia, de forma que ambos soportes mantengan a su respectivo cilindro hidráulico a la altura necesarios. Las alturas que finalmente se han obtenido para estos soportes son las siguientes:

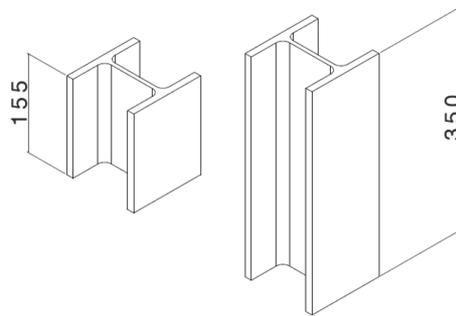


Figura 5-10. Dimensiones soportes de los cilindros

Definido el diseño de ambos soportes, será necesario comprobar que las fuerzas que se les requieren no suponen ningún riesgo para la integridad del montaje. Se ha hecho un análisis mediante MEF del comportamiento de ambos soportes:

- **Soporte del cilindro para pretensar el cable.**

La fuerza máxima que deberá de soportar este soporte vendrá dada por la carga máxima del pistón del cilindro hidráulico, que será de 10 kN , aunque en realidad dependerá de la tensión que se quiera aplicar sobre el cable.

Para este elemento y estas fuerzas, la distribución de tensiones obtenida es la siguiente:

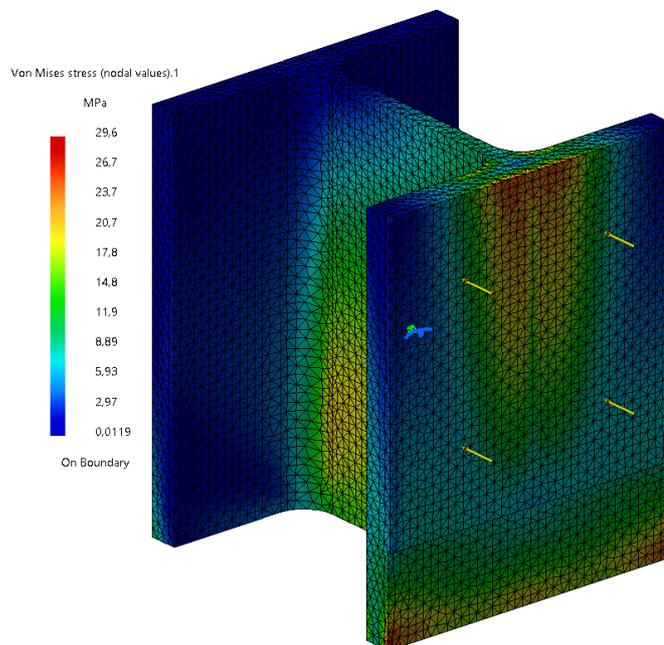


Figura 5-11. Tensiones MEF soporte cilindro 1

- **Soporte del actuador del cable.**

La fuerza en este caso vendrá dada por la fuerza necesaria a aplicar sobre el cable, la cual aún no se puede estimar con exactitud. Tras los primeros análisis por parte del alumno que se encuentra realizando la tesis doctoral, dicha fuerza, estimada muy al alza, puede tener un valor de entorno a 1000 N , aunque dependerá del ensayo que se quiera realizar.

La distribución de tensiones para este elemento sometido a esta carga es la siguiente:

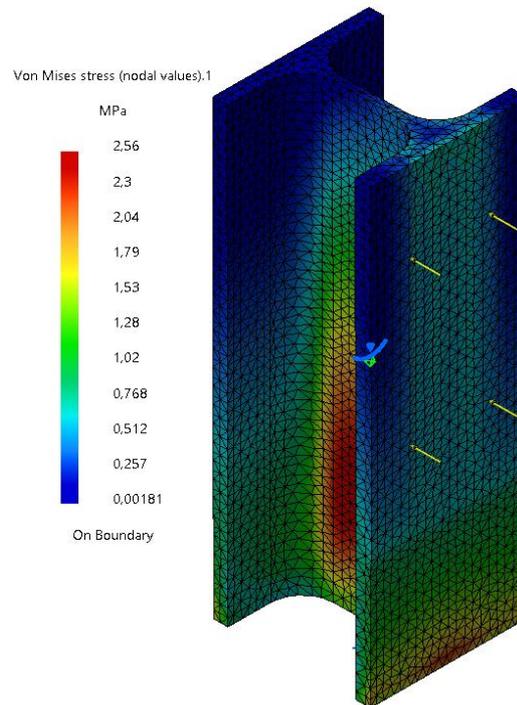


Figura 5-12. Tensiones MEF soporte cilindro 2

Como puede verse en ambos caso, las tensiones máximas que aparecen se encuentran muy por debajo de la tensión límite de fatiga, siendo incluso de órdenes de magnitud inferior. Por tanto, tal y como se había previsto, las tensiones que soportarán estos soportes no supondrán ningún tipo de limitación al montaje. Por otro lado, no se ha tenido en cuenta el cálculo de los desplazamientos sobre estos soportes debido a que, al no formar parte de la estructura principal del montaje, no afectarán a los resultados obtenidos en los ensayos, o lo que es lo mismo, no variarán la longitud del cable.

5.3.4 Rótula

Como ya se ha analizado en el capítulo 4, se hará uso de una articulación o rótula para el montaje de los extremos del cable con el fin de permitir el giro de éstos alrededor del eje. Será objetivo de este punto concretar la articulación que se utilizará en el diseño final.

Observando en el catálogo de cabezas de articulación de la empresa Pavarini Components, podría ser interesante un modelo serie K según norma DIN 648, en concreto el BRTM con rosca macho, puesto que posee una serie de rodamientos de rodillo incorporados que pueden facilitar el giro alrededor del eje que se desea en la articulación. Para más detalles sobre estos modelos ver Anexo B.

Observando los diferentes tipos que hay de este modelo, será el modelo BRTM 30 el que más interesa debido a que es el que resiste una carga de mayor valor, concretamente de 24.85 kN . Sin embargo, como se ha supuesto durante todo el dimensionado del montaje, la carga total a soportar por los equipos se ha estimado en 50 kN , mientras que la carga máxima que es capaz de soportar dicho rodamiento ni siquiera llega a la mitad. Por tanto, este modelo no parece cumplir los requisitos del montaje.

La elección de este modelo se debe a que, al poseer una serie de rodamientos, se facilita el giro alrededor del eje, que es el giro que se desea conseguir. El inconveniente reside en que estas articulaciones con rodamientos incorporados poseen una menor capacidad de resistencia, como se ha podido desprender al buscar elementos de similares características. Pretender ese giro con una articulación sin rodamientos no sería un buen diseño debido a que, con total seguridad, acabarían apareciendo problemas de rozamiento y mal funcionamiento de los equipos.

Por tanto, esta posibilidad, la de situar una rótula que gire alrededor del eje de giro, debe ser descartada debido a que no es posible encontrar un modelo que se adapte a las necesidades del ensayo. Se deberá, entonces, repensar el sistema de giro.

La solución adoptada finalmente, tras analizar la inmensa variedad de este tipo de articulaciones y otro tipo de posibilidades que da el mercado, es la de aprovechar el giro de la propia articulación, como puede verse en la siguiente imagen:

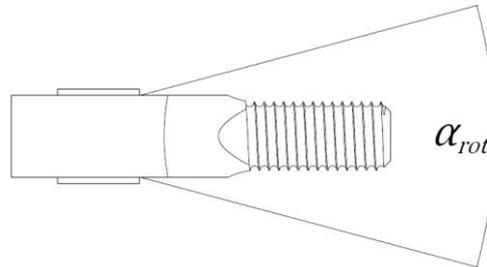


Figura 5-13. Giro de la rótula

De esta manera, se puede utilizar una rótula de diferente modelo que sea capaz de resistir una carga mucho mayor. Es decir, se varía el sentido de giro de la rótula con el objetivo de ampliar el abanico de posibilidades y poder así encontrar un modelo apropiado que cumpla los requisitos.

El modelo por el que se ha optado en esta ocasión, debido a su gran resistencia a pesar de sus pequeñas dimensiones, es el modelo GAXS con rosca macho de la serie K del mismo catálogo anterior. Para más detalles sobre estos modelos ver Anexo B.

Nuevamente, recordando los requisitos de carga máxima del montaje, se elige el modelo GAXS 16 por tener una capacidad de carga superior a la que se necesita, indicando el fabricante que es capaz de soportar una carga máxima de 67.2 kN . Sin más que hacer una primera valoración, se observa cómo ha aumentado la capacidad de carga de este elemento a la vez que se han reducido sus dimensiones. Por tanto, a falta de un análisis en mayor profundidad, parece haberse encontrado un diseño mucho más eficaz.

Finalmente, el montaje del sistema de giro que quedará tras su rediseño será el siguiente:

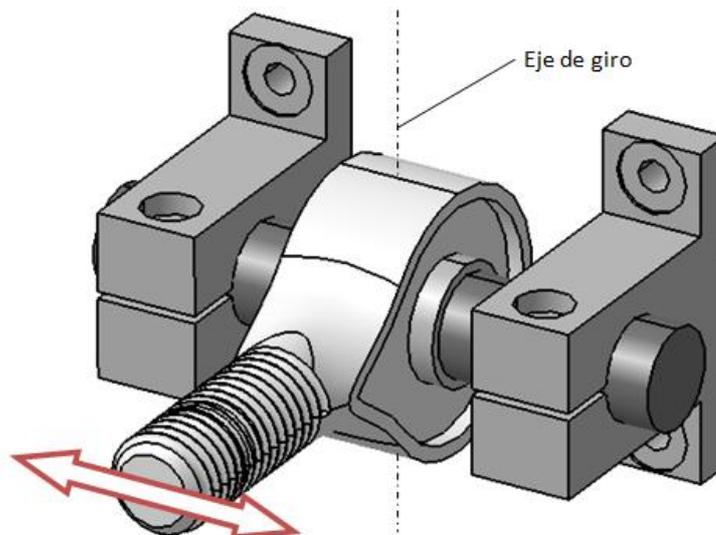


Figura 5-14. Sistema de giro definitivo

La reducción del tamaño de dicha articulación permitirá, además, la reducción de otros elementos relacionados con ésta tales como el eje de giro o los elementos de fijación, ambos analizados en los siguientes apartados.

Por último, puesto que ha variado enormemente la disposición del elemento de giro, quedará saber si con el giro que permite este elemento será suficiente para cumplir con los requisitos del montaje, que debe permitir el giro libre de los extremos del cable en todo momento. El objetivo en este caso será comprobar que los extremos del cable pueden girar libremente sean cuales sean las condiciones del ensayo, es decir, sea cual sea el desplazamiento impuesto en el punto medio del cable.

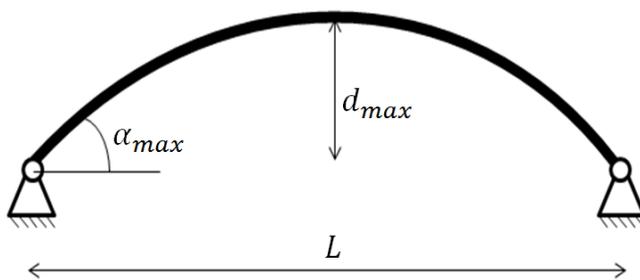
De las especificaciones del cilindro hidráulico se desprende que la carrera máxima del pistón es de $\pm 5\text{ cm}$, por lo que considerando el caso más desfavorable:

$$d_{max} = 10\text{ cm} = 0.1\text{ m} \quad (5-5)$$

Sin conocer exactamente el desplazamiento requerido para los ensayos, se sabe que éste deberá ser de 10 cm como máximo.

Por otro lado, habrá que calcular la longitud de los elementos que deben girar. En un primer momento, podría pensarse que esta longitud corresponde con la del cable, pero, ya que existen elementos entre los ejes de giro y los extremos del cable, la longitud a considerar será la total de todo ese montaje. Puesto que la longitud de la célula de carga, los portaherramientas y de la rótula son ya conocidas, este valor se puede aproximar con bastante exactitud, con ayuda del modelo 3D, como 1.4 m .

Suponiendo que esta longitud se enfrenta al recorrido máximo del pistón del cilindro hidráulico, el ángulo de giro necesario en los extremos será:



$$\alpha_{max} = \arctan \frac{2d_{max}}{L} = 8.13^\circ \quad (5-6)$$

Figura 5-15. Ángulo de giro del cable

Para el modelo de rótula elegido anteriormente, se obtiene de las especificaciones del fabricante que el giro permitido de este elemento es de $\pm 15^\circ$. De esta forma, se cumple que:

$$\alpha_{max} < \alpha_{rot} = 15^\circ \quad (5-7)$$

Dicha rótula cumplirá sin ningún problema con los requerimientos del diseño tanta en carga como en desplazamiento.

Por último, con el fin de ampliar la información que se tiene de este elemento, se va a calcular la longitud de cable mínima que podría ensayarse utilizando este sistema de giro. Imponiendo en este caso el giro máximo de los extremos como 15° y realizando los cálculos anteriores de forma inversa, se obtiene una longitud total de 0.75 cm . Puesto que la longitud de los demás elementos ligados al cable, es decir, los portaherramientas, la célula de carga y la rótula, se ha estimado en unos 40 cm , la longitud mínima de cable que podría ensayarse con este mecanismo sería:

$$L_{min} = 0.35\text{ cm} \quad (5-8)$$

Dicho valor se considera lo suficientemente pequeño como para que no exista interés en ensayar cables de longitud inferior. Se puede considerar, entonces, que dicho diseño cumple los requisitos marcados para el ensayo y que además es válido para cualquier otro ensayo que se desee, cumpliendo también el requisito de versatilidad impuesto al inicio de la memoria.

Sabido esto, el diseño de la rótula del sistema de giro de los extremos del cable se considera cerrado. Partiendo de este elemento, se dimensionarán los ejes de giro y los elementos de sujeción, ya que vendrán condicionados por el diámetro interior de la rótula, que será de 16 *mm*.

5.3.5 Fijación del eje de giro

Una vez definido el diámetro del eje del sistema de giro, se deberán establecer las dimensiones de cada uno de los soportes de dicho eje. Puesto que la forma elegida será la especificada en el capítulo 4 y ésta corresponde con un estándar, se partirá del modelo cuyo diámetro interior es el necesario, es decir, 16 *mm*, y se modificarán sus dimensiones hasta cumplir la restricción en tensiones. Las dimensiones de este elemento son las siguientes:

Tabla 5-1. Dimensiones fijación del eje

H (mm)	B (mm)	L (mm)	D (mm)
42	50	16	16

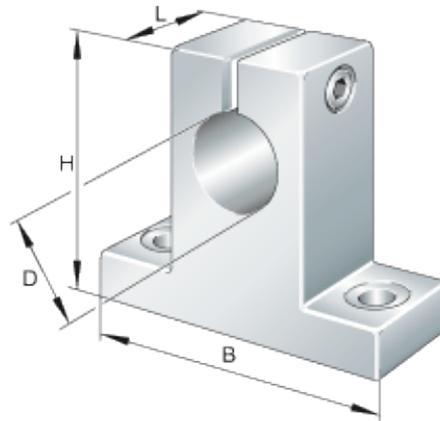


Figura 5-16. Dimensiones fijación del eje

Puesto que esta pieza se realizará mediante mecanizado, las medidas finales no tienen por qué corresponderse con éstas, sino que podrán ser aquellas que mejor se ajusten a los requisitos del montaje, de forma que las tensiones que soporte se encuentren en todo momento por debajo de la tensión de rotura a fatiga. El objetivo de haber tomado las medidas estándar es el de acotar ciertas medidas de esta pieza con el fin de simplificar su cálculo.

Puesto que los esfuerzos que soporte este elemento en todo momento serán cargas de tracción, serán éstas las únicas tenidas en cuenta para su diseño. Además, se sabe que, debido a su geometría, habrá que estimar el valor de un intensificador de tensiones en la sección de menor espesor, que será la más crítica. El criterio de diseño será que las tensiones que aparezcan en esta sección se encuentren siempre por debajo de la tensión límite de rotura a fatiga.

Como primera aproximación, se tomará un valor $K_t = 2$ para el intensificador de tensiones a raíz de los valores tanto teóricos como experimentales obtenidos para este tipo de piezas. Con esto, el valor de área necesario para que las tensiones que aparezcan se encuentren en todo momento por debajo de la tensión de fatiga es:

$$\sigma = K_c \frac{F}{A} \quad \rightarrow \quad A = K_t \frac{F}{\sigma_F} = 2 \frac{50000 \text{ N}}{275 \text{ MPa}} = 363.64 \text{ mm}^2 \quad (5-9)$$

Hay que tener en cuenta que esta área de sección se refiere a la total que soporta la carga y puesto que se tienen dos elementos de fijación, el área de la sección de cada uno deberá ser 181.8 *mm*².

Se deberá ahora, por tanto, determinar las dimensiones de dicha sección para obtener ese valor de área. Con el fin de tener el menor número de variables posible, se tomará el mismo valor del parámetro *L* que ya está definido, es decir, 16 *mm*.

De esta manera, el problema queda reducir a calcular el valor del parámetro E de forma que el área obtenida sea la definida anteriormente.

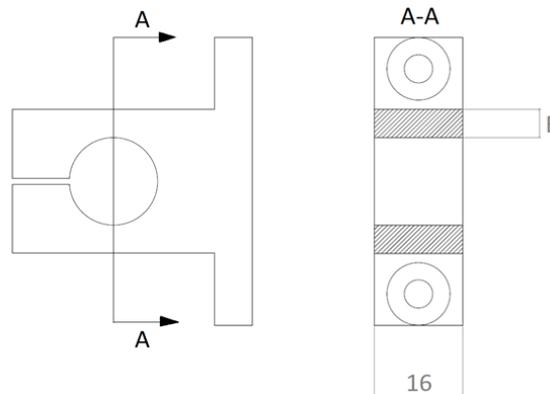


Figura 5-17. Sección elemento de fijación

Este valor se obtiene, a raíz de la figura anterior, de la siguiente manera:

$$A = 2 E L \quad \rightarrow \quad E = \frac{A}{2L} = \frac{181.8 \text{ mm}^2}{2 \cdot 16 \text{ mm}} = 5.68 \text{ mm} \approx 6 \text{ mm} \quad (5-10)$$

Por tanto, ya están definidas las dimensiones de los elementos de fijación de los ejes.

Para asegurar que se cumple realmente lo que se ha estimado, se hace uso, nuevamente, del cálculo del MEF, obteniéndose los siguientes resultados para este elemento:

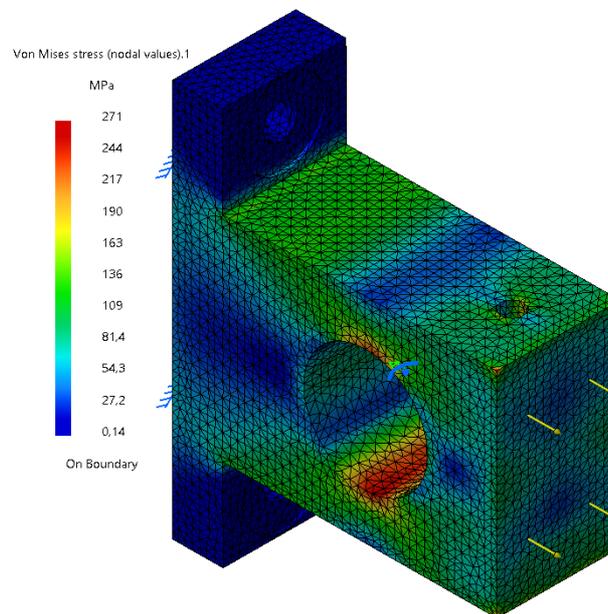


Figura 5-18. Tensiones MEF elemento de fijación

Como se puede observar, las tensiones se encuentran en todo momento por debajo de la tensión de rotura a fatiga y, por tanto, el diseño de este elemento cumple con las solicitaciones que se tendrán durante el ensayo. Al no ser posible realizar un modelo que represente fielmente la realidad, es decir, que aplique las cargas tal y como las aplicaría el eje de giro, se ha optado por aplicar una tracción en la cara frontal de este elemento. De esta manera, se tendrá un valor del concentrador de tensiones algo superior al que realmente se tendría, obteniéndose una solución sobredimensionada y, por tanto, con mayor coeficiente de seguridad.

Por último, a modo de comprobación, se calcula el valor del concentrador de tensiones con ayuda de la simulación del MEF. Para ello, se define el concentrador de tensiones como el cociente entre la tensión máxima real en un elemento (en este caso la simulación del MEF) y su valor teórico (fuerza entre superficie). La diferencia entre ambas es debida a discontinuidades del material, tales como grietas o, en este caso, orificios. Este valor se puede obtener estimar como:

$$K_t = \frac{\sigma}{F/A} = \frac{271 \text{ MPa}}{25000 \text{ N} / 2 (16 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm})} = 2.1 \quad (5-11)$$

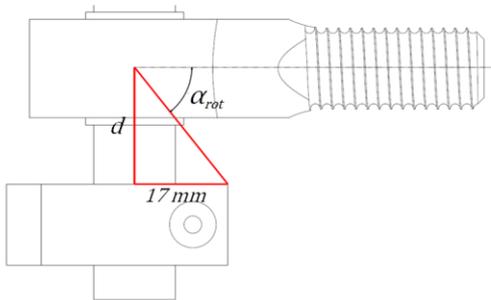
A pesar de no ser exactamente el mismo, el valor es bastante aproximado al que se ha supuesto, por lo que el procedimiento seguido es correcto y los resultados obtenidos se dan como válidos.

De esta forma, las dimensiones del elemento de fijación quedan determinadas.

5.3.6 Eje de giro

Una vez definido el sistema de giro y las fijaciones, se va a comprobar que el eje de giro que se va a utilizar resiste las fuerzas que se le van a requerir a dicho elemento.

En primer lugar, se va a definir la posición exacta de los elementos de fijación respecto al eje de giro, ya que la posición de éstos determinará los esfuerzos que se produzcan sobre el eje. Para ello, se tomará, al igual que se hizo anteriormente, el ángulo máximo permitido por la rótula que, según las especificaciones del fabricante, es de 15° . Definidas las dimensiones tanto de la rótula como del elemento de fijación, la separación entre ambos de forma que se permita el ángulo de giro máximo será:



$$d = \frac{17 \text{ mm}}{\tan 75^\circ} = 4.56 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm} \quad (5-12)$$

Figura 5-19. Separación rótula-fijación

Por tanto, entre la rótula y el elemento de fijación, deberá de haber 5 mm a cada lado para evitar colisiones. Teniendo en cuenta, además, el espesor de la propia rótula, el diseño final queda de la siguiente manera:

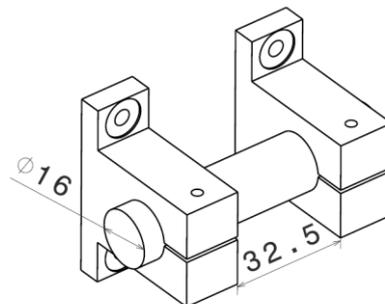


Figura 5-20. Separación entre fijaciones

Debido a que la distancia entre las dos fijaciones es casi del mismo orden que el diámetro de la barra, no tiene sentido considerar un momento flector aplicado sobre ésta y, de hacerlo, las tensiones obtenidas serían tan pequeñas que su valor podría despreciarse con respecto a las demás. Por tanto, para calcular los esfuerzos sobre la barra, con el fin de simplificar los cálculos, sólo se tendrán en cuenta los esfuerzos debidos al cortante. Para obtenerlos, se supondrá un modelo de vigas como el siguiente:

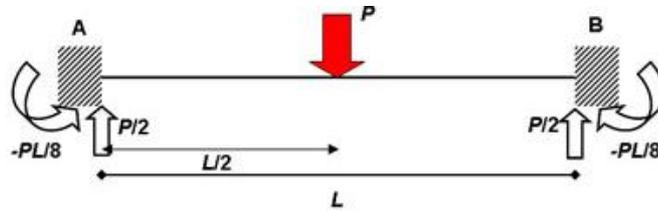


Figura 5-21. Modelo de vigas del eje

En el diagrama anterior, el valor de P serán los 50 kN que se han supuesto durante todo el proyecto y L será la separación entre los dos elementos de fijación, la cual se calculó anteriormente como 32.5 mm . Puesto que los esfuerzos son constantes al igual que la sección, no importa el punto en el que se calculen las tensiones, ya que según este modelo serán constantes a lo largo de toda la barra. Conocidas la fuerza y el área de la sección, las tensiones en este elemento serán:

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{4F}{\pi D^2} = 248.7 \text{ MPa} \quad (5-13)$$

Por tanto, el eje de giro elegido cumple con los requisitos del diseño, ya que su tensión máxima se encuentra en todo momento por debajo de la tensión límite de rotura a fatiga, que era de 275 MPa para el material elegido para este elemento.

Por último, remarcar que se ha supuesto que la fuerza se aplica puntualmente en el punto medio de la viga para los cálculos numéricos, mientras que en el modelo de MEF se han aplicado sobre los lados de la superficie que estaría ocupada por la rótula. Este hecho produce la discrepancia entre los resultados obtenidos de un método de cálculo y otro.

5.3.7 Carro-guía

Al inicio de este capítulo, con el fin de resolver los problemas debidos al desplazamiento del soporte principal sobre el banco de ensayos, se eligió un sistema de carro-guía como base de este soporte, siendo necesario calcular si las especificaciones que el fabricante da sobre este elemento soportarán las fuerzas que se requieren en el ensayo.

Las fuerzas que deberá soportar dicho elemento vendrán definidas de la siguiente manera:

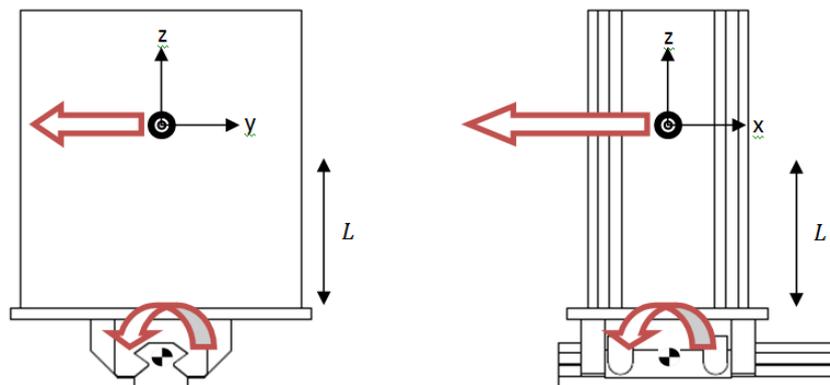


Figura 5-22. Fuerzas sobre carro-guía

Según los datos que, obtenidos de manera aproximada por el modelo de ANSYS del cable que el alumno encargado de la tesis doctoral se encuentra haciendo y según las estimaciones realizadas durante el desarrollo del proyecto, las fuerzas que aparecerán en los soportes, es decir, las fuerzas transmitidas por los extremos del cable, y los momentos que éstas provocarán sobre la base del mismo serán:

- **Fuerza en el eje longitudinal al cable:**

$$F_x = 50000 \text{ N} \quad (5-14)$$

$$M_y = F_x \cdot L = 50000 \text{ N} \cdot 0.13 \text{ m} = 6500 \text{ Nm} \quad (5-15)$$

- **Fuerza en el eje transversal al cable:**

$$F_y = 500 \text{ N} \quad (5-16)$$

$$M_z = F_y \cdot L = 500 \text{ N} \cdot 0.13 \text{ m} = 65 \text{ Nm} \quad (5-17)$$

La longitud L ha sido definida, una vez establecida la altura final de los soportes, con ayuda del modelo 3D del montaje.

Conocidas las fuerzas, simplemente quedará saber si éstas están dentro del rango de fuerzas soportadas por el carro-guía. Sin embargo, aún encontrando un sistema que soporte dichas fuerzas, a simple vista no parece ser un buen diseño, debido a que es probable que aparezca cierta inestabilidad lateral y el montaje no sea lo suficientemente rígido.

Para evitar este posible problema, se ha optado por la colocación de este sistema por duplicado, es decir, utilizando dos carros-guía como el descrito anteriormente, uno a cada lado, de forma que, a expensas de cumplir con los esfuerzos que se le solicitan, parece un diseño mucho más estable y compacto.

Al haberse reducido los requisitos a la mitad por la utilización de dos carros, se podrá elegir un elemento cuyas especificaciones y dimensiones sean menores y, en consecuencia, también su peso. El sistema elegido en este caso es el modelo RWU45-E del fabricante Schaeffler. Las especificaciones que da el cliente para este dispositivo aparecen en la siguiente tabla. Para más información, ver Anexo C.

Tabla 5–2. Especificaciones carro-guía

Capacidad de carga dinámica	92000 <i>N</i>
Capacidad de carga estática	215000 <i>N</i>
Momento estático alrededor del eje X	1899 <i>Nm</i>
Momento estático alrededor del eje Y	3821 <i>Nm</i>
Momento estático alrededor del eje Z	4255 <i>Nm</i>

Hay que tener en cuenta que, puesto que se tienen dos dispositivos, la capacidad de carga en alguna de las direcciones se duplicará. Por ejemplo, en el momento estático alrededor del eje Y , las especificaciones de ambos dispositivos se superponen.

Por tanto, puesto que las solicitaciones se encuentran por debajo de las cargas máximas de los dispositivos, se puede concluir que soportará sin problema las fuerzas y por tanto, es válido para el montaje final.

Definido tanto el soporte como el carro-guía, el montaje final del soporte principal, así como de su base, quedará de la siguiente manera:

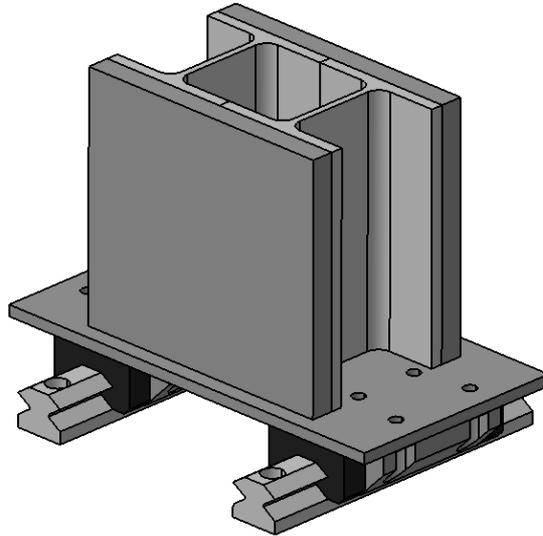


Figura 5-23. Diseño final del soporte principal

De esta forma, el diseño del soporte principal queda totalmente definido, obteniéndose un diseño que soporta las fuerzas que se le solicitan, es capaz de deslizarse sin ningún tipo de rozamiento sobre el banco y que posee un sistema de bloqueo simple y cómodo.

5.3.8 Adaptadores de rosca

Una vez concretados todos los elementos, será necesario conectarlos entre sí. He aquí donde surge la necesidad de estos elementos de unión, tal y como ya se definieron en el capítulo 4.

Debido a sus diferentes naturalezas y fabricantes, es misión harto compleja encontrar en el mercado elementos de unión que tengan exactamente los diámetros y los pasos de rosca que se necesitan. Por tanto, parece lo más correcto y lo más eficaz, una vez conocidas todas las medidas necesarias, hacer un mecanizado de estos elementos. De esta forma tan simple, se dispone de un elemento de unión de las dimensiones y las propiedades que se deseen.

En función de los diferentes elementos que se encarguen de unir, se han definido dos tipos de elementos de unión:

- **Adaptador macho-macho.**

Como se estableció anteriormente, este elemento sería el encargado de realizar la unión entre la célula de carga y el portaherramientas de uno de los extremos del cable. Definidas las roscas de estos dos elementos, dicho adaptador tendrá las siguientes medidas:

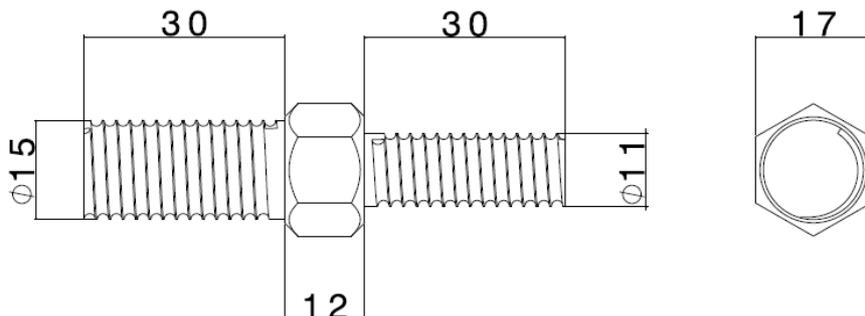


Figura 5-24. Dimensiones adaptador macho-macho

En este caso, es importante el valor de la longitud de las roscas ya que ambas tienen algún tipo de restricción: la rosca del portaherramientas ($\varnothing 11$) se encuentra delimitada por la profundidad de la rosca de este elemento. Por otro lado, la rosca que conecta a la célula de carga ($\varnothing 14$) está limitada por el elemento de unión que se conecta al otro lado de ésta.

- **Adaptador macho-hembra.**

Este elemento será el encargado de unir las rótulas del sistema de giro tanto con el portaherramientas de un extremo como con la célula de carga del otro. Es por tanto que, en base a las medidas de dichos elementos, se han definido las medidas de estos adaptadores.

Para el caso del adaptador entre una de las rótulas y el portaherramientas, las medidas son:

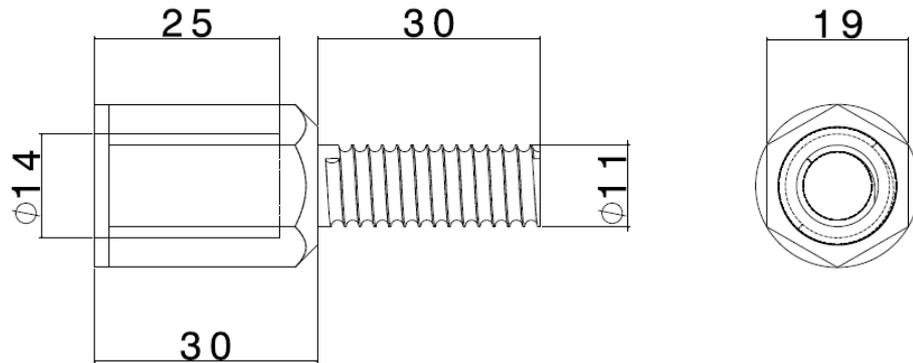


Figura 5-25. Dimensiones adaptador macho-hembra 1

Para el otro adaptador, el que une la otra rótula con la célula de carga, las dimensiones serán:

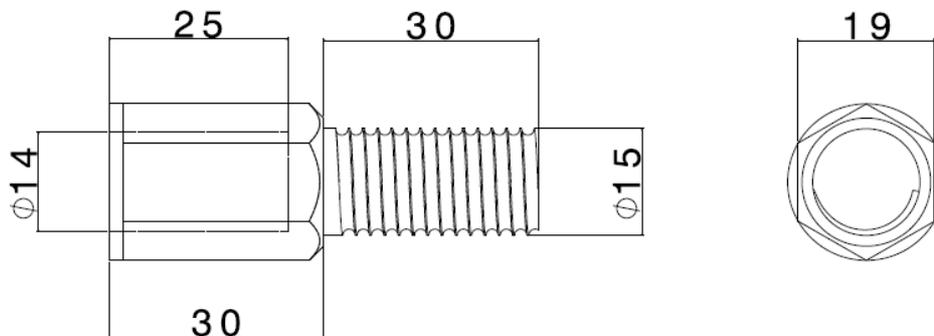


Figura 5-26. Dimensiones adaptador macho-hembra 2

En este caso, la longitud de la rosca macho de ambos tendrá las mismas limitaciones que para el otro tipo de adaptador, ya que irán roscadas a los mismos elementos. Sin embargo, para la rosca hembra, puesto que irá roscada a la rótula, podría interesar que fuese con la mayor longitud posible con el fin de aumentar la superficie de contacto y que la unión rótula-adaptador fuese lo más rígida posible.

Remarcar nuevamente, al igual que se hizo en el capítulo 4, que, a pesar de estar diseñados con todo tipo de detalle, sobretodo el caso de las tuercas, no sería necesario ni lógico mecanizar de esta manera este elemento, ya que sería un gasto de recursos y de tiempo innecesario, debiéndose optar por un diseño mucho más simple. El objetivo de un diseño tan detallista es puramente estético a la hora de su visualización en el modelo 3D. La idea en la que se ha pensado para mecanizar estas piezas es realizar tuercas de sección cuadrada de lado el indicado en los planos.

Por otro lado, será necesario comprobar si los tornillos cumplen con los requisitos del ensayo, es decir, si son capaces de aguantar una fuerza igual a 50 kN . Para ello, se supondrá que éstos están hechos del mismo material que el resto de los elementos del montaje, es decir, acero UNE 1.2312. En este caso, sólo se va a comprobar la validez de la rosca de 11 mm de diámetro, ya que al ser la de menor sección, será la que esté sometida a un mayor estado tensional. Cumpliendo esta rosca con el requisito de tensiones máximas marcado (2-1), las demás deberán de cumplirlo también.

Debido al contacto de la rosca del adaptador con la rosca del elemento al que se encuentra unido, aparecerá en esta zona un concentrador de tensiones que aumentará el valor de éstas. Para este tipo de uniones roscadas, se va a suponer un valor de concentrador de tensiones $K_t = 2.5$. Así, y puesto que se encontrará sometida a tracción por la misma fuerza de reacción que aparece sobre todos los elementos del montaje, las tensiones máximas de esta rosca se podrán estimar como:

$$\sigma = K_t \frac{F}{A} = 2.5 \frac{50000\text{ N}}{\pi(0.011\text{ mm})^2} \rightarrow \sigma = 1315\text{ MPa} \quad (5-18)$$

Según los datos de los que se dispone y las hipótesis tomadas, dicha rosca no cumplirán con los requisitos de alcanzar unas tensiones por debajo de la tensión límite de rotura a fatiga, por lo que en principio no sería válida para el montaje.

El problema surge de que el diámetro de esta rosca viene impuesto por las dimensiones del portaherramientas que sujeta los extremos del cable, y este elemento, a su vez, viene impuesto por los responsables de la tesis doctoral. Por tanto, no es posible variar ni modificar las medidas de este elemento.

Observando las tensiones que aparecen, éstas están incluso por encima de la tensión de rotura del material. Sin embargo, en la web del proveedor de este tipo de aceros se indica que, con los pertinentes tratados de endurecimiento, este acero es capaz de alcanzar una tensión de rotura máxima de 1665 MPa . Si se toma este valor, ahora sí las tensiones alcanzadas se encontrarán por debajo de éstas.

Puesto que con el tratado apropiado la pieza es capaz de aumentar su tensión de rotura, se utilizará esta variedad del material para todos los adaptadores de rosca definidos en este punto. Sin embargo, las tensiones que se alcanzan siguen estando por encima del límite de rotura a fatiga. No obstante, esto no significa que estas piezas no aguantarán las solicitaciones que se les requieren, si no que la vida útil de este elemento en esas condiciones no será infinita, es decir, pueden sufrir daños después de un número determinado de ciclos.

Finalmente la solución que se propone es la siguiente: las piezas fabricadas con el acero endurecido deberán verse sometidas periódicamente a una revisión para comprobar que continúan en buen estado y en caso de ser necesario, serán sustituidas por otras nuevas. Esta solución se deberá definir con mayor detalle una vez se conozcan las cargas reales que se producen durante el ensayo, ya que un valor real más bajo de la carga aparecida sobre los extremos del cable supondría un notable incremento del riesgo de rotura. Deberá comprobarse si el número de ciclos de vida útil de dicho elemento es mayor, al menos, que los ciclos que dura uno de los ensayos.

Ante los posibles inconvenientes de la solución anterior, una alternativa podría ser rigidizar la unión entre el portaherramientas y la rosca de 11 mm mediante algún tipo de soldadura o refuerzo. De esta manera, la tensión de todo el sistema no recaería solamente sobre la rosca, sino que esta tensión se distribuiría a lo largo de toda la sección de la unión adaptador-portaherramientas.

En definitiva, estos elementos, al ser de medidas impuestas por el resto de los equipos, necesitarán ser recalculados con una mayor precisión una vez las cargas que aparecen durante el ensayo estén en un estado de mayor concreción, con el fin de poder hacer un estudio más detallado sobre el comportamiento de estos elementos.

6 MONTAJE FINAL

Tras un largo análisis repleto de hipótesis, cálculos estimados, cambios de equipos y de configuraciones, simulaciones con el MEF, se ha obtenido una máquina cuyo montaje final cumple lo que se proponía: no solamente cumple los requisitos estructurales y de rigidez establecidos por el cliente, sino que, además, lo hace mediante un diseño simple, eficaz, seguro y fácil de usar, como se ha venido diciendo a lo largo de todo este documento y se ha podido ver en los detalles de cada elemento.

Finalmente, el diseño al que se ha llegado durante la elaboración de este proyecto es el siguiente:

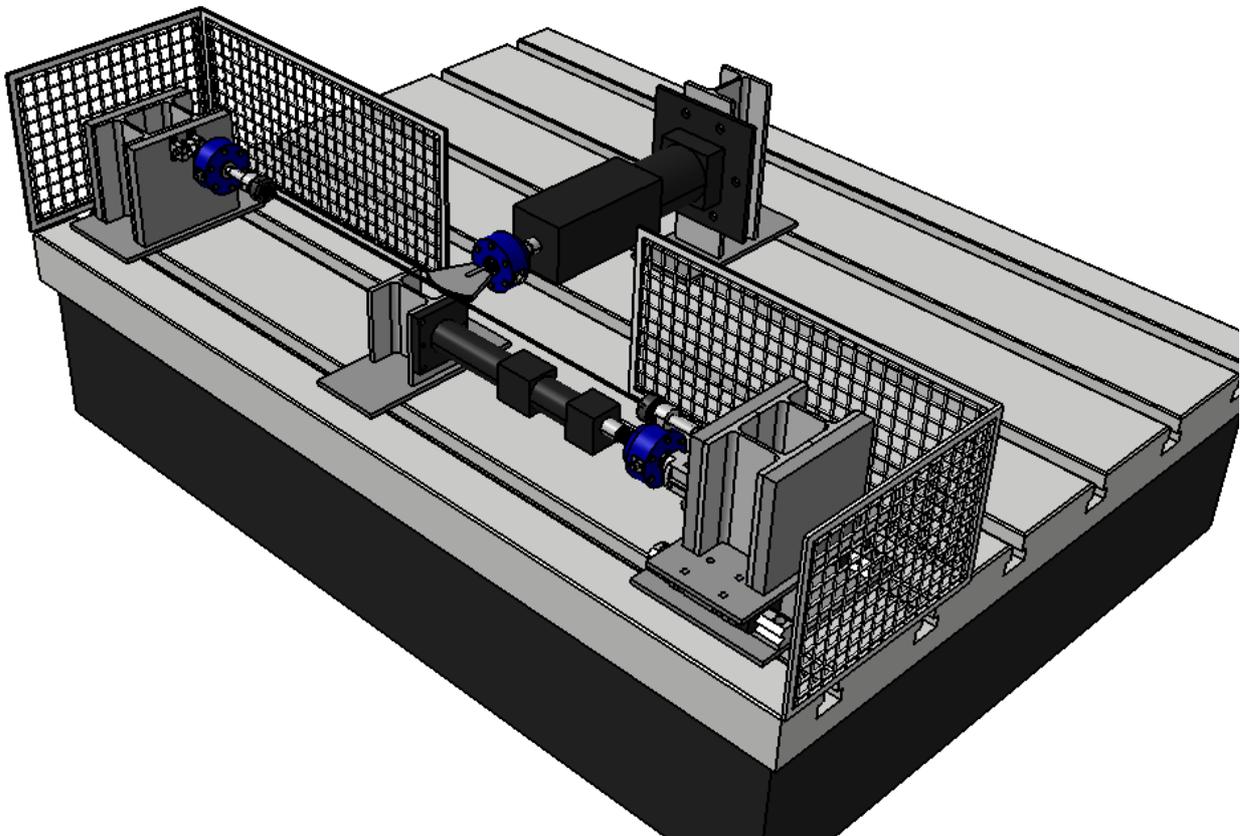


Figura 6-1. Solución final

Detallar que parte de la jaula de protección ha sido eliminada para una mejor visualización del resto de los equipos.

A modo de conclusión, se pretende en este capítulo dar una visión general del diseño logrado, así como el cálculo o estimación de datos que podrían ser de interés. Para ello, se hará uso del modelo 3D de Catia que se ha hecho paralelamente a este proyecto. Gracias a un modelo con tanto nivel de detalle, ha sido posible la integración de todos los elementos que se han ido calculando y comprobar cómo todos encajaban perfectamente. Este modelo también ha servido como ayuda a la hora de definir algunas longitudes y tamaños de elementos.

6.1 Datos y medidas de interés

6.1.1 Pesos de los soportes

Un dato de especial relevancia y que no se ha calculado anteriormente es el peso de cada uno de los equipos. Puesto que la mayoría de elementos son de pequeño tamaño, este dato es irrelevante. Sin embargo, para los soportes, sobre todo los dos que se encuentran en los extremos del cable, esto toma una especial relevancia, ya que este valor puede indicar la posibilidad de transportar, instalar o intercambiar estos elementos.

Con ayuda del modelo 3D del diseño final, se puede calcular de forma sencilla sin más que determinar la densidad del acero como 7850 kg/m^3 , que es su valor estándar. En primer lugar, se calcula el peso del soporte principal, cuyos valores son:

Tabla 6–1. Pesos del soporte secundario

Volumen de acero	0.005 m^3
Peso total	38 kg

Por tanto, a pesar de su gran robustez, su eficacia ha permitido diseñar un soporte que cumple los requisitos con un peso que, aunque no es demasiado bajo, permitirá una fácil manipulación

Para el caso del soporte principal, puesto que se han considerado las mismas dimensiones, el peso de este elemento será el mismo que el calculado anteriormente. Sin embargo, este sistema posee en su base un carro-guía el cual, cuyos pesos están establecidos por las especificaciones del fabricante (ver Anexo C). Así, la distribución de pesos de este equipo quedará de la siguiente manera:

Tabla 6–2. Pesos del soporte principal

Soporte	38 kg
Carro-guía	13 kg
Total	49.2 kg

Nuevamente, se obtienen unos valores que permitirán su manipulación sin necesidad de medios auxiliares, aunque éste ha aumentado debidos a los sistemas de carro-guía. Sin embargo, puesto que son equipos totalmente independientes cuyo montaje puede hacerse por separado, no debe de existir problema alguno. La longitud de las guías se ha establecido en base a la necesaria para el buen funcionamiento del sistema.

Por último, aunque debido a sus dimensiones, sus pesos serán bastante inferiores, los pesos de los soportes de los cilindros hidráulicos, con sus respectivas bases, serán:

Tabla 6–3. Pesos de los soportes de los cilindros

Cilindro pretensión	12 kg
Actuador	9 kg

6.1.2 Planos de fabricación de los equipos

En primer lugar, se definen las dimensiones finales de los elementos los cuales será necesario mecanizar o mandar fabricar, a excepción de los adaptadores de rosca. Estos planos son autocontenidos, por lo que con la información de ellos es posible la fabricación de los siguientes elementos:

- **Elementos de sujeción y ejes de giro.**

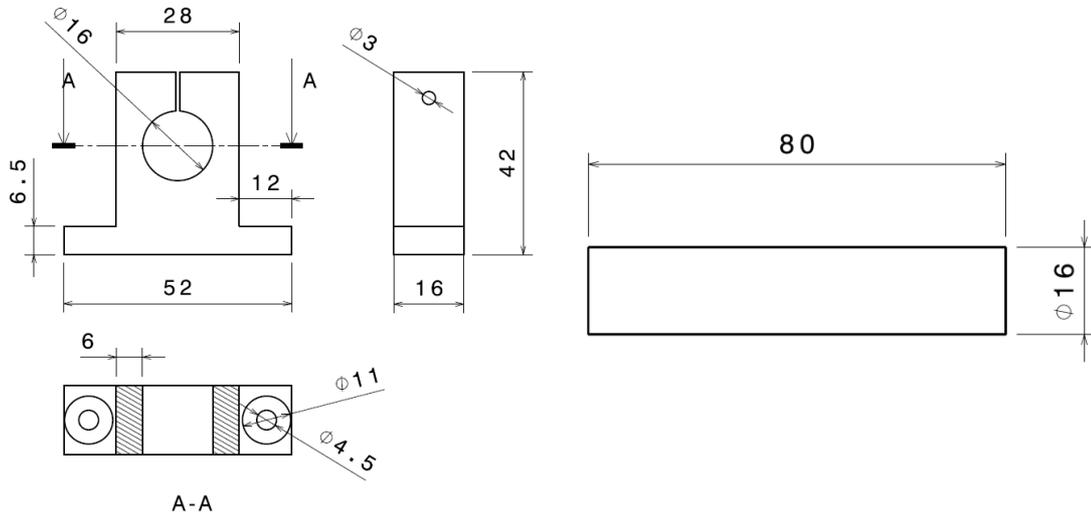


Figura 6-2. Planos elemento de fijación y eje

- **Soportes principal y secundario.**

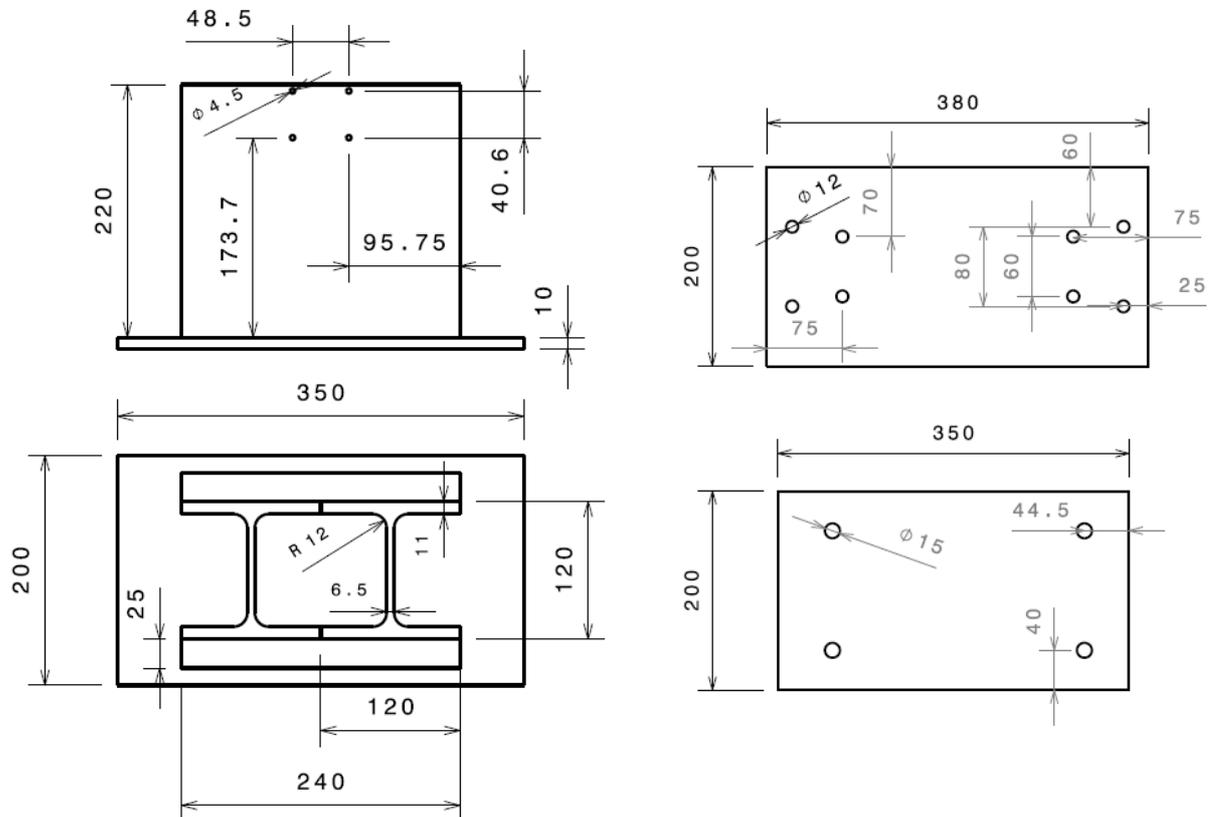


Figura 6-3. Planos soportes secundario y principal

- **Soportes de los cilindros hidráulicos.**

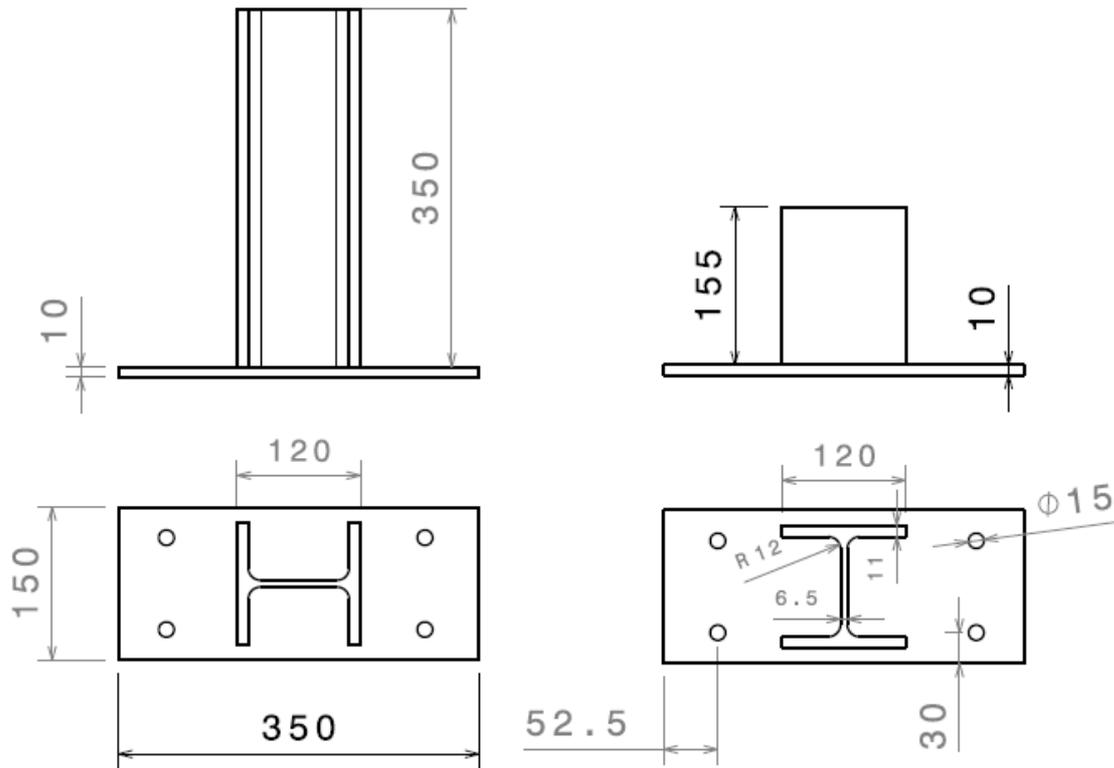


Figura 6-4. Planos soportes de los cilindros hidráulicos

6.1.3 Planos de montaje

Una vez fabricadas y construidas las diferentes piezas, será necesario indicar qué medidas se tienen una vez realizado el montaje. A continuación, se detallan los planos con las medidas más representativas del montaje de los siguientes elementos:

- **Soporte secundario.**

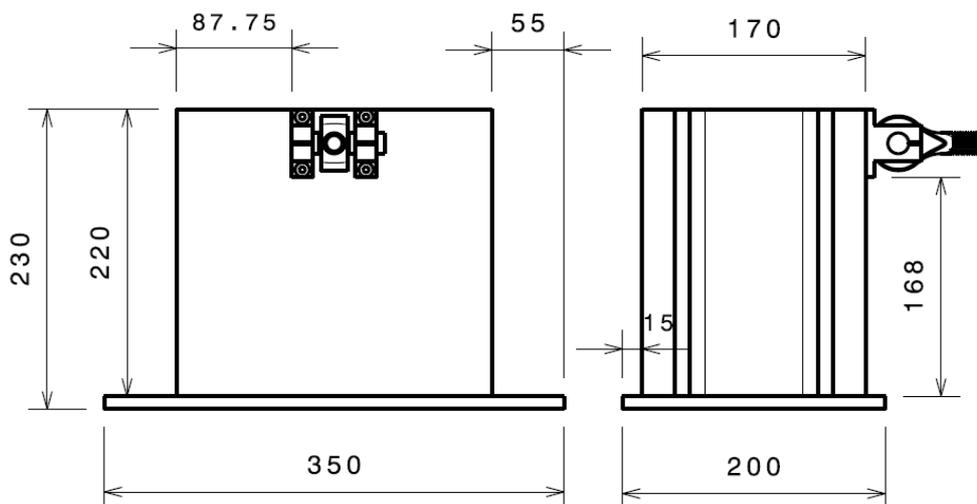


Figura 6-5. Planos de montaje soporte secundario

- **Soporte principal.**

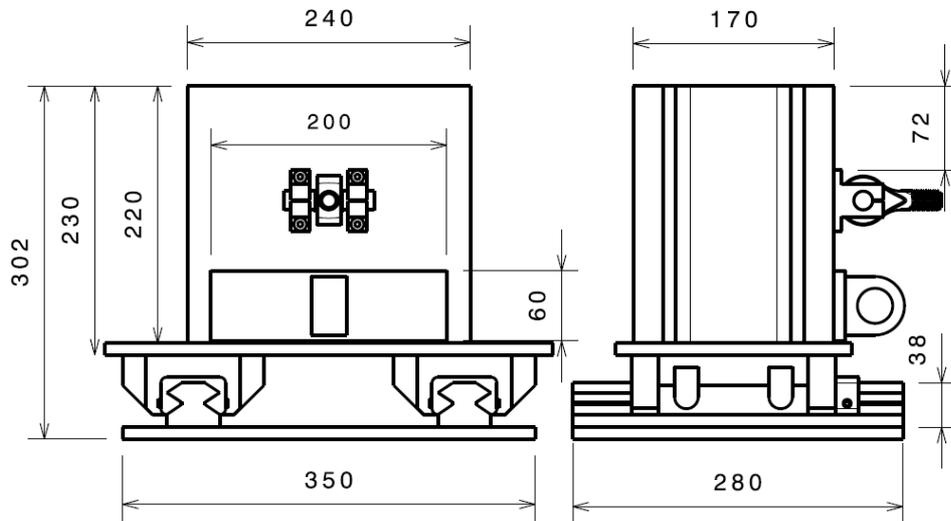


Figura 6-6. Planos de montaje soporte principal

- **Actuador.**

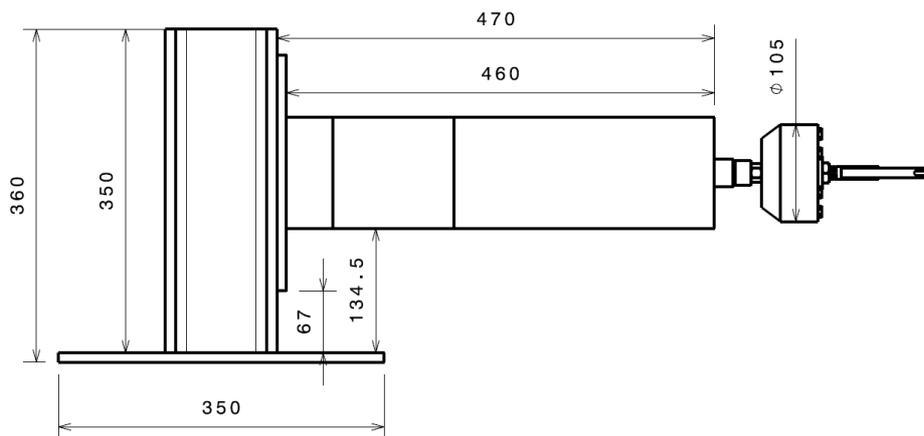


Figura 6-7. Planos de montaje actuador

- **Sistema para pretensar el cable.**

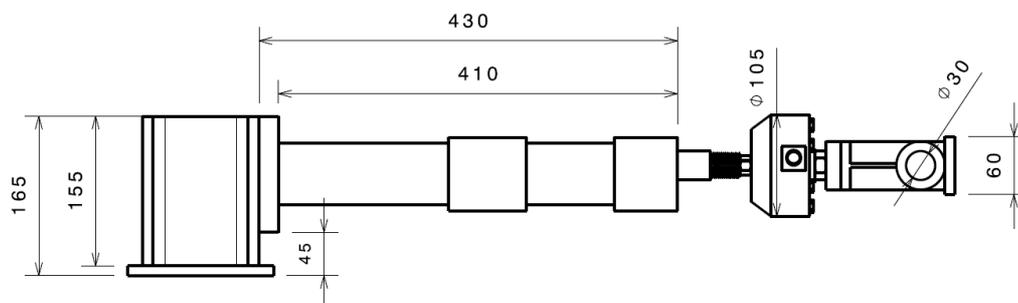


Figura 6-8. Planos de montaje sistema pretensión

6.1.4 Planos generales del montaje

Con el fin de ayudar a su posterior montaje, la distribución de todos los elementos sobre la planta del banco es la siguiente:

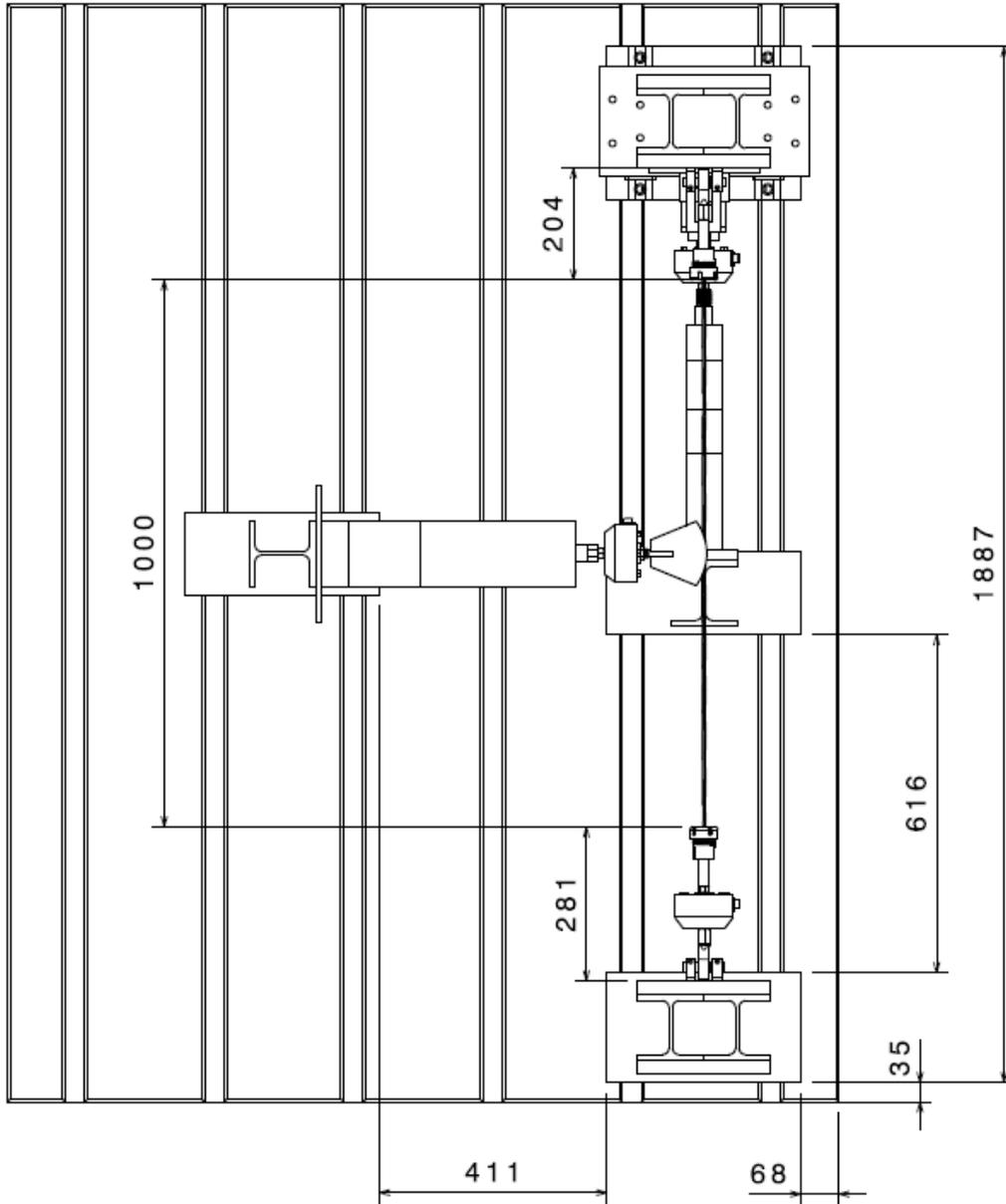


Figura 6-9. Planos generales del montaje

7 CONCLUSIONES

Habiéndose definido todos los elementos del montaje con gran cantidad de detalle, es el momento de comprobar, a modo de conclusión, que los objetivos iniciales propuestos al inicio del proyecto se cumplen. Estos requisitos marcados en la introducción eran:

- **Versatilidad.**
La máquina no solamente cumple con los requisitos por parte del ensayo marcado, sino que al haberse diseñado con una estimación al alza de las fuerzas, ésta será válida para una mayor variedad de ensayos. Además, ciertos elementos, como el sistema de giro, se han diseñado con un rango de longitudes de cable tan amplio que prácticamente será útil para cualquier ensayo con cierto interés de investigación que se quiera realizar, siempre y cuando no se superen las dimensiones del banco.
- **Viabilidad.**
Es bastante evidente que el diseño final es una solución viable debido a que se han detallado todos los elementos y, debido a su simplicidad, ninguno parece tener un precio prohibitivo. Además, se ajusta a los recursos y a las instalaciones que se tienen disponibles para los ensayos, por tanto es un montaje que se puede llevar a la realidad.
- **Facilidad de uso.**
Puesto que todas las uniones se hacen mediante vástagos y roscas, cualquier persona que ciertos conocimientos de mecánica debería de ser capaz de realizar el montaje y manejar la máquina. La dificultad de esta solución reside únicamente en el manejo del software de control de los cilindros hidráulicos, por lo que no requerirá más que para cualquier otro tipo de ensayo.

Se puede concluir que se cumple de forma clara y evidente los requisitos iniciales marcados. Es más, se podría decir que, una vez desarrollado con todo detalle el montaje, dichos requisitos se cumplen de una forma bastante eficaz, que supone la obtención de una máquina de buenas prestaciones en comparación con las dimensiones de ésta. Sin embargo, a pesar de no formar parte del estudio de este proyecto, existen posibles mejoras a este diseño, siendo dos las que más puede resaltar.

- Alcanzar una solución mucho más automatizada mediante la introducción de un software más complejo de manejo de los cilindros hidráulicos a partir de los valores de las células de carga. Esta solución requeriría la introducción de algún sistema de carro-guía capaz de bloquearse de forma automática, los cuales se han encontrado en el mercado.
- A partir de los resultados que se vayan obteniendo en los diferentes ensayos, reajustar y recalcular cada uno de los elementos con el fin de obtener un diseño mucho más optimizado y personalizado a los requerimientos que se van a obtener durante su uso.

Aplicando una visión más general que va más allá de lo reflejado en esta memoria, este trabajo ha supuesto la aplicación de varios conceptos de ingeniería adquiridos durante la duración del grado.

Por un lado, se han puesto en práctica cálculos de estructuras, así como de elementos finitos, pero aplicados sobre elementos reales, de forma que no siempre se ha obtenido lo que en principio se había supuesto, siendo necesarias interpretaciones de los resultados con el fin de alcanzar una solución razonable.

Por otro lado, se han adquirido muchos conocimientos sobre elementos de máquinas, abarcando un sinnúmero de componentes y sistemas, muchos de ellos desconocidos hasta el momento, lo que ha supuesto una amplitud de horizontes mucho más allá de la ingeniería aeronáutica.

Y finalmente, donde se ha hecho especialmente hincapié, aunque no sea del todo apreciable a lo largo de este documento, es en el diseño asistido por ordenador realizando un modelo 3D de todo el montaje que se ha ido obtenido durante este proyecto. Además, ha supuesto una enriquecedora experiencia realizar todo el proceso completo de diseños de piezas mecánicas, ya sea midiendo para dibujar piezas existentes, como calculando y reajustando piezas de diseño propio.

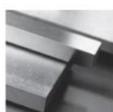
Anexo A: Propiedades acero 1.2312

ABRAMS!
ACEROS PREMIUM

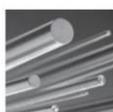
Denominación

Material Nr. / Werkstoff-Nr.	PREMIUM 1.2312
Denominación simbólica	40CrMnMoS8-6
UNE	1.2312
AISI/SAE	P20+S
Materiales alternativos en ABRAMS [®] GUÍA DE ACEROS	www.guia-de-aceros.es/alternativas/1.2312

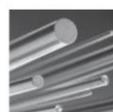
Ejecución



Acero plano de precisión con sobremedida [PFS/BA]
L: 500 mm
L: 1.000 mm



Acero redondo de precisión sin sobremedida [PRS]
estirado brillante / rectificado, ISO h8
L: 1.000 mm



Acero redondo de precisión con sobremedida [PRS/BA]
escarpado mecánico / torneado
L: 500 mm
L: 1.000 mm

Composición química UNE 1.2312 (valores de referencia en porcentaje de peso)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0,35 - 0,45	0,3 - 0,5	1,4 - 1,6	0 - 0,03	0,05 - 0,1	1,8 - 2,0	0,15 - 0,25

Propiedades físicas

Dureza / Estado de suministro	máx. 325 HB, bonificado				
Resistencia a la tracción R_m	aprox. 1100 N/mm ²				
Dureza de trabajo	máx. 50 HRC				
Coeficiente de expansión térmica $10^{-6}m/(m \cdot K)$	20 - 100°C	20 - 200°C	20 - 300°C		
	12,5	13,4	13,9		
Recocido	12,3	13,0	13,7		
Conductibilidad térmica $W/(m \cdot K)$	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C
	40,2	40,9	40,3	40,0	39,0
Bonificado	39,8	40,4	40,4	39,9	39,0

Características del material

Acero bonificado, para trabajar en frío y de moldes para plástico. Con adición de azufre, lo cual hace que sea fácil de mecanizar pero limita su capacidad de ser pulido y su aptitud para el ataque químico. De alto temple y revenido promedio, por lo tanto de una resistencia uniforme en las piezas. Frecuentemente no recibe tratamientos térmicos posteriores, por lo cual no hay cambios en la forma.

Posibilidades de aplicación

Construcción de máquinas en general, montajes, placas de base, piezas de montaje, marcos de moldeo, moldes para plástico, procesamiento de plásticos, moldes para fundición a presión, herramientas de hidroconformado, camisas de receptores, barras para recanear, portaherramientas.

ABRAMS ACEROS PREMIUM

es una marca registrada de
Abrams Engineering Services GmbH & Co. KG
Hannoversche Str. 38 - 49084 Osnabrueck / Alemania
Socio Gerente: Dipl.-Wirt.-Ing. Dr. Juergen Abrams

Amtsgericht Osnabrueck / Alemania, HRA 6865
Número de Identificación Fiscal: DE 221940667
Socia colectiva: ABRAMS Engineering Verwaltungs GmbH
Amtsgericht Osnabrueck / Alemania, HRB 20019

T: +34 931 768 710 (Barcelona)
F: +34 931 768 711 (Barcelona)
T: +34 946 545 102 (Bilbao)
F: +34 946 542 583 (Bilbao)

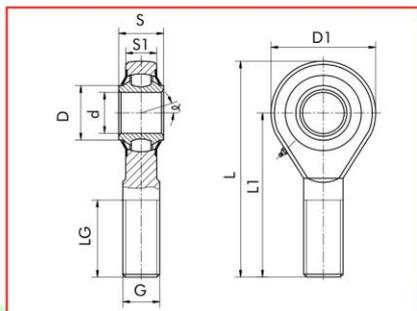
ventas@aceros-premium.es
www.aceros-premium.es
www.tienda.aceros-premium.es
www.guia-de-aceros.es

www.aceros-premium.es/noticias



Anexo B: Especificaciones rótulas

F



- Cabezas de articulación con rodamiento de rodillos incorporado
- Rosca macho
- DIN 648, serie K
- Reengrasables
- Superficies de fricción acero-acero

BRTM métrica

Referencia	Código	d	D	D1	S	S1	L	L1	α°	Rosca G	LG	Carga rad. estát. kN	Peso gr
BRTM 12	411.079	12	14,5	32	16	12	70	54	7,5	M 12	33	6,6	88
BRTM 16	304.556	16	19	42	21	15	87	66	7	M 16	40	8,9	185
BRTM 20	300.611	20	24,5	50	25	18	103	78	7	M 20 x 1,5	47	11,7	340
BRTM 25	360.055	25	29,5	64	31	22	126	94	5	M 24 x 2	57	18,5	596
BRTM 30	695.999	30	34,5	70	37	25	145	110	7,5	M 30 x 2	66	24,85	912

BRTM pulgadas

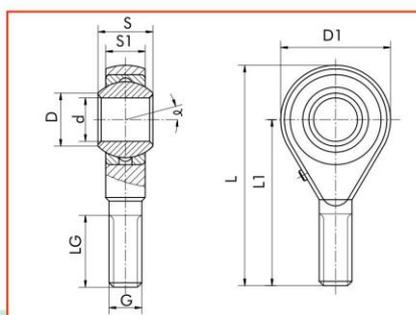
Referencia	Código	d	D	D1	S	S1	L	L1	α°	Rosca G	LG	Carga rad. estát. kN	Peso gr
BRTM 1/2	360.006	0.500	0.578	1.312	0.625	0.468	3.077	2.421	7,5	0.5000-20 UNF	1.050	6,6	108
BRTM 5/8	360.007	0.625	0.750	1.656	0.828	0.593	3.518	2.609	7	0.6250-18 UNF	1.578	9	181
BRTM 3/4	360.008	0.750	0.953	1.968	0.984	0.718	4.062	3.078	7	0.7500-16 UNF	1.859	11,6	339
BRTM 1/1	360.009	1.000	1.156	2.531	1.218	0.859	4.983	3.718	5	1.000-12 UNF	2.250	18,48	588
BRTM 1/1	360.010	1.000	1.156	2.531	1.218	0.859	4.983	3.718	5	1.000-14 UNS	2.250	18,48	588

Ejemplo de pedido: código 411.079

500

www.epidor.com

F



- Cabezas de articulación para altas cargas
- Rosca macho
- DIN 648, serie K
- Reengrasables
- Superficies de fricción acero-bronce

GAXS

Referencia	Código	d	D	D1	S	S1	L	L1	α°	Rosca G	LG	Carga rad. estát. kN	Peso gr
GAXS 6	305.842	6	8,9	20	9	6,75	46	36	13	M 6	22	9,8	20
GAXS 8	355.855	8	10,4	24	12	9	54	42	12	M 8	25	19,5	33
GAXS 10	305.840	10	12,9	28	14	10,5	62	48	12	M 10	29	31,4	56
GAXS 12	305.841	12	15,4	32	16	12	70	54	12	M 12	33	42,2	87
GAXS 14	685.547	14	16,8	36	19	13,5	78	60	15	M 14	36	56,9	129
GAXS 16	307.085	16	19,3	42	21	15	87	66	15	M 16	40	67,2	267
GAXS 18	694.022	18	21,8	46	23	16,5	95	72	15	M 18 x 45	44	81,4	267
GAXS 20	694.024	20	24,3	50	25	18	103	78	15	M 20 x 1,5	47	93,7	348
GAXS 22	694.025	22	25,8	54	28	20	111	84	15	M 22 x 1,5	51	113,8	443
GAXS 25	649.335	25	29,6	60	31	22	124	94	15	M 24 x 2	57	135,4	600
GAXS 30	307.086	30	34,8	70	37	25	145	110	15	M 30 x 2	66	184,4	1030
GAXS 35	694.027	35	37,7	80	43	28	177	125	15	M 36 x 2	85	230	1600

Ejemplo de pedido: código 305.842

494

www.epidor.com

Anexo C: Especificaciones carro-guía



Carro RWU45-E (Serie RWU.-E)

carro estándar con recirculación de los elementos rodantes
sin jaula para sistema con recirculación de rodillos, para
lubricación con aceite o grasa

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga del producto seleccionado. Tenga en cuenta, sin falta, todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo el apartado "Descripción" del menú. Además puede solicitar amplio material de información a través de la Solicitud de catálogos (<http://www.ina.de/content.ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) o por teléfono +49 91 32 82 - 28 97.

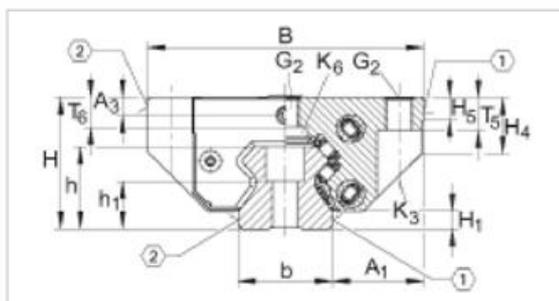
H	60 mm
B	120 mm
L	145,9 mm longitud máxima de protección para la obturación de las conexiones de lubricación
1)	Cara de apoyo
2)	Marcado
5)	Tornillo de fijación
A ₁	37,5 mm
A ₃	6,6 mm
A ₄	6,6 mm
a _L max	41 mm a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a _L min	20 mm a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a _R max	41 mm a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
a _R min	20 mm a L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
b	45 mm Tolerancia: -0,005/-0,035
G ₂	M12 para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete [MA] máx. Nm: M6 = 10 M8 = 24 M10 = 41 M12 = 83 M14 = 140 M16 = 220 M20 = 470
G _s	M4x4 DIN EN ISO 4027

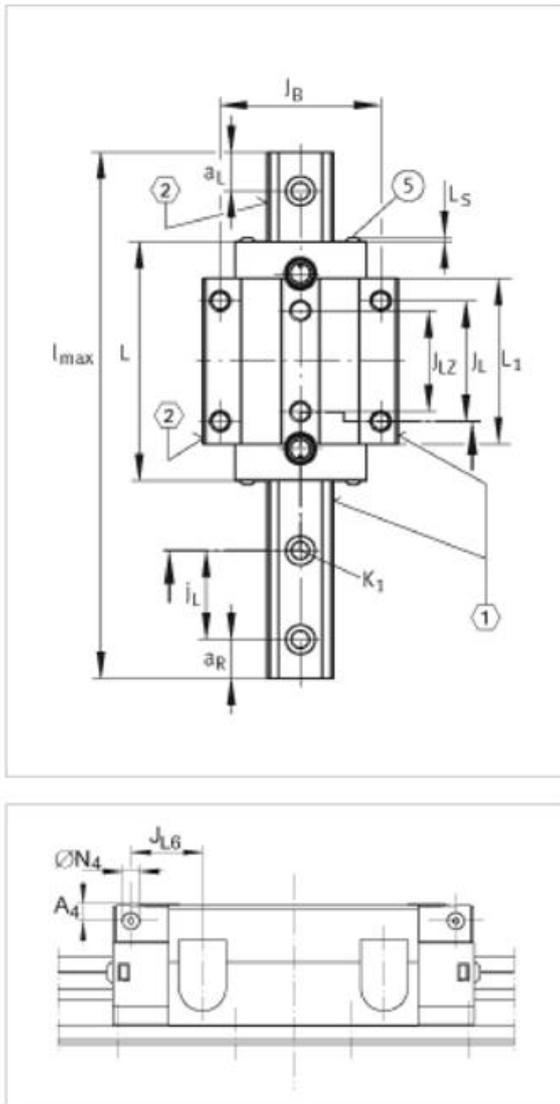


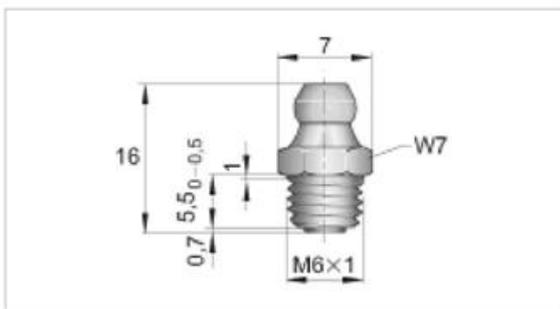
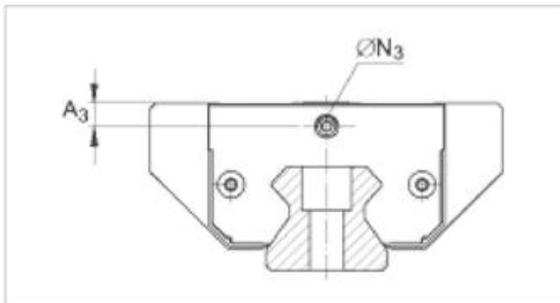
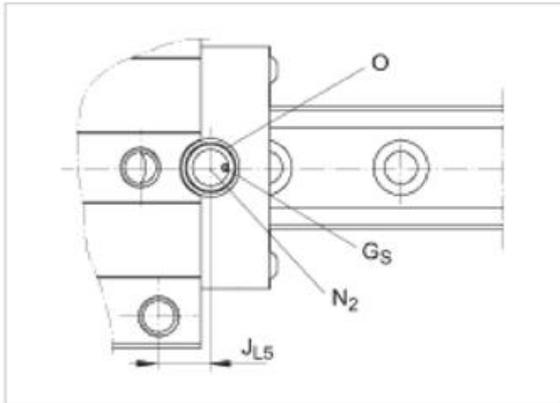
h	38 mm
H1	8,5 mm
h1	19,5 mm Tolerancia: +/-0,5
H4	26 mm
H5	8 mm
J8	100 mm
JL	80 mm
jL	52,5 mm
JL5	15,7 mm Posición del agujero de lubricación en la construcción anexa.
JL6	27 mm
JLZ	60 mm
K1	M12 para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete [MA] máx. Nm: M6 = 17 M8 = 41 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340 M24 = 1100
K3	M10 para tornillos DIN ISO 4762-12.9 Momento de apriete [MA] máx. Nm: M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M10 = 83 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340
K6	M10 para tornillos DIN ISO 7984-8.8 Momento de apriete [MA] máx. Nm: M6 = 10 M8 = 24 M10 = 48 M12 = 83 M14 = 130 M16 = 220
L1	104,2 mm
lmax	2940 mm Longitud máxima de carriles-guía de un solo tramo; carriles más largos se suministran en varios tramos, convenientemente marcados. Carril-guía de un solo tramo de máx. 6 m, sobre consulta.
L5	2,2 mm
N2	6 mm diámetro máximo del agujero de lubricación en la construcción anexa
N3	M6 Profundidad máxima de atornillado 6 mm

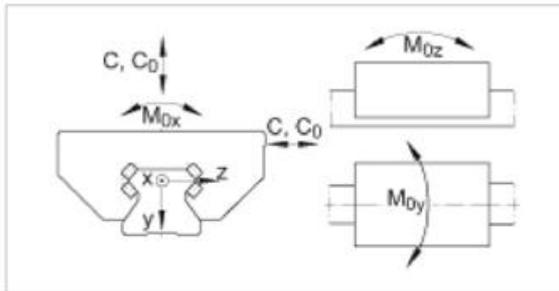
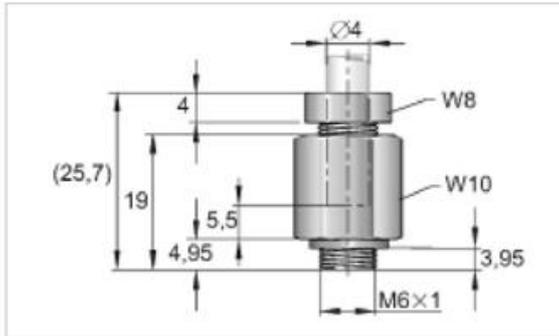


N4	M6
O	10x1,5 mm DIN 3771
T5	15 mm
T6	13,2 mm
W10	10 mm Ancho de llave
W7	7 mm Ancho de llave
W8	8 mm Ancho de llave
mw	3,07 kg Peso del carro
ms	9,4 kg/m Peso del carril-guía
C	92000 N Capacidad de carga dinámica
Co	215000 N Capacidad de carga estática
M0x	1899 Nm Momento estático alrededor del eje X
M0y	4255 Nm Momento estático alrededor del eje Y
M0z	3821 Nm Momento estático alrededor del eje Z.









Bibliografía

«*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*», Richard G. Budinas

«*Metal fatigue in Engineering*», Henry O. Fuchs

«*Manual de Catia V5 para análisis estructural estático y aplicaciones prácticas*», Javier Prada Delgado

«*Elasticidad y Resistencia de Materiales*», Universidad de Sevilla

« www.guia-de-aceros.es »

« www.medias.ina.de/medias/es!hp »

« www.wikipedia.org »