

Trabajo de Fin de Grado

Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos

Autor: Pablo Sánchez Aparicio

Tutores: Daniel García Vallejo

Rafael Sánchez Sánchez

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

Sevilla, 2016



Trabajo de Fin de Grado
Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales

Diseño de un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos

Autor:

Pablo Sánchez Aparicio

Tutores:

Daniel García Vallejo

Profesor Contratado Doctor de la ETSI (Universidad de Sevilla)

Rafael Sánchez Sánchez

Profesor Asociado de la ETSI (Universidad de Huelva)

Dep. de Ingeniería Mecánica y Fabricación

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo de Fin de Grado: Diseño de un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos

Autor: Pablo Sánchez Aparicio

Tutores: Daniel García Vallejo
Rafael Sánchez Sánchez

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

A mi familia

Rafael, Pilar y Raquel

Agradecimientos

En primer lugar, quiero mostrar mi agradecimiento a la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla por su labor docente y que, gracias a todo el conocimiento adquirido durante estos años, me ha hecho posible la realización de este trabajo. Así como a todo el personal de la biblioteca, al que tengo que agradecerle las facilidades que me han dado a la hora del préstamo del material y documentación necesarios.

A mi tutor del trabajo, Daniel García Vallejo, quiero agradecerle el apoyo que me ha dado durante los últimos meses. No sólo me ha guiado en la elaboración de este Trabajo de Fin de Grado, sino que también supo trasmitirme su pasión por las máquinas y mecanismos, y consecuencia de ello, acabé especializándome en la rama de mecánica de máquinas.

A mis padres, Rafael y Pilar, tengo que darles las gracias por todo el apoyo, esfuerzo y dedicación que me han dado durante toda mi vida, especialmente durante la ejecución del TFG. Así como, por brindarme la oportunidad de formarme, por enseñarme lo que es el cariño y por convertirme en la persona que soy ahora. A mi hermana, Raquel, por su atención, por saber escucharme cuando he necesitado desahogo y darme un hombro donde apoyarme 24/7. Os quiero.

A mis amigos de toda la vida, especialmente a Fernando y Carlos, por aguantarme y estar ahí a pesar de los altibajos recorridos juntos. A dos grandes personas, Juan y Miguel, por tirar de mí y hacerme más amena la estancia en la biblioteca, así como por la comprensión y empatía que de ellos emana. A mis compañeros de piso, a todos los amigos que he hecho durante mi estancia en Sevilla, a los de El Portil y Villanueva de los Infantes y a todos aquellos que han aportado su granito de arena en este trabajo.

Por último, quiero expresar mi agradecimiento a una persona muy especial para mí, Celia, por su incesante paciencia y ser una ejemplar compañera de viaje.

Pablo Sánchez Aparicio

Sevilla, 2016

Resumen

En este trabajo se detallan las fases del diseño, montaje y puesta a punto, -entre otras cosas-, de un banco de ensayo para la detección de defectos en rodamientos, con el fin de que, con su posterior fabricación, se dote al laboratorio de Ingeniería Mecánica de la ETSI de Huelva, de un medio docente que permita formar profesionales cualificados en estas técnicas de mantenimiento, e incluso que pudiera servir de apoyo a los problemas que pudieran tener las empresas de la industria onubense.

Para ello, por un lado, se explica el proceso de diseño íntegro, centrándonos en la selección de elementos comerciales y en el planteamiento de utillajes específicos, que constituirán el grueso de dicha máquina, teniendo en cuenta las especificaciones y limitaciones en su construcción.

Por otro lado, se detalla el proceso de montaje y puesta a punto de los diferentes elementos mecánicos, neumáticos, eléctricos y electrónicos, tareas que serán llevadas a cabo por técnicos especialistas en ensamblaje, soldadura y control de calidad.

Finalmente, se dota de los planos de los utillajes y de montaje, así como de un manual de funcionamiento con el que se prevé que un usuario con ciertas bases ingenieriles sea capaz de manejar el banco de ensayo de rodamientos.

Abstract

In this project, the phases of design, installation and commissioning of a test bench for the detection of bearings defects are described. This test bench will be constructed at the Laboratory of Mechanical Engineering of the Higher Technical School of Engineering of Huelva, and it will enable to train qualified maintenance professionals and even provide support for industrial companies in Huelva.

On the one hand, the integrated process of design is explained, focusing on the choice of commercial elements and the approach of specific tooling, which constitute the bulk of the machine, considering the specifications and limitations in its construction.

On the other hand, it has been detailed the assembly and tuning process of the mechanical, pneumatic, electrical and electronic components, tasks that will be performed by technical specialists in assembly, welding and quality control.

Finally, design drawings of the tooling and assembly are provided, as well as an operation manual which allows the user to handle the test bench for the detection of bearings defects.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xix
Índice de Figuras	xxi
1 Capítulo: Introducción	1
2 Capítulo: Reconocimiento de la necesidad	3
2.1 <i>Antecedentes</i>	3
2.1.1 Fallos en los rodamientos	3
2.1.2 Vida de los rodamientos	4
2.2 <i>Justificación</i>	5
2.2.1 Evolución del mantenimiento en las máquinas	5
2.2.2 Importancia del mantenimiento predictivo	6
2.3 <i>Análisis de vibraciones</i>	6
2.4 <i>Aplicación a los rodamientos</i>	9
2.4.1 Frecuencias de fallo características	10
2.4.2 Etapas de evolución de los fallos localizados en los rodamientos	11
3 Capítulo: Definición del problema	13
3.1 <i>Objetivos</i>	13
3.1.1 General	13
3.1.2 Específicos	13
3.2 <i>Análisis de las soluciones</i>	14
3.3 <i>Especificaciones de requisitos</i>	14
3.3.1 Universalidad del banco de ensayo	14
3.3.2 Estructura soporte	15
3.3.3 Condiciones ambientales	15
3.3.4 Tolerancias dimensionales	15
3.3.5 Red de alimentación eléctrica	15
3.3.6 Red neumática	15

3.3.7	Acabados superficiales	15
3.3.8	Elementos de control	16
3.3.9	Terminación y entrega	16
3.4	<i>Alcance</i>	16
3.5	<i>Legislación y Normativa de seguridad aplicable</i>	17
4	Capítulo: Diseño del banco de ensayo	19
4.1	<i>Solución adoptada</i>	19
4.2	<i>Rodamientos a ensayar en el banco</i>	19
4.3	<i>Sistemas que componen el banco de ensayo</i>	21
4.4	<i>Diseño mecánico</i>	22
4.4.1	Determinación de solicitudes	23
4.4.2	Diseño del eje	24
4.4.3	Diseño de los cabezales porta-rodamientos	33
4.4.4	Diseño de utillajes de carga	35
4.4.5	Diseño de la punta de empuje radial	37
4.4.6	Selección de tuerca ranurada y arandela de seguridad	39
4.4.7	Selección de acoplamiento flexible	40
4.4.8	Selección de rodamientos portantes	41
4.4.9	Selección de porta-rodamientos	42
4.4.10	Diseño de la bancada	42
4.4.11	Diseño de la cubierta	46
4.4.12	Selección de manivela	47
4.4.13	Diseño de utillajes para actuador radial	47
4.5	<i>Diseño neumático</i>	48
4.5.1	Selección de actuadores	48
4.5.2	Selección de válvulas y resto de componentes neumáticos	50
4.6	<i>Diseño eléctrico</i>	55
4.6.1	Circuito de potencia	55
4.6.2	Selección del motor	55
4.6.3	Selección del variador de velocidad	56
4.6.4	Cableado	57
4.6.5	Circuito de control	57
4.7	<i>Diseño electrónico</i>	61
5	Capítulo: Montaje y puesta en marcha	65
5.1	<i>Prescripciones de seguridad</i>	65
5.2	<i>Verificaciones previas</i>	66
5.3	<i>Secuencias a seguir durante el montaje</i>	66
5.3.1	Montaje del cilindro radial	66
5.3.2	Terminación de la mesa-bancada	66
5.3.3	Montaje del eje	67
5.3.4	Instalación del rotor del eje, sobre la mesa	67
5.3.5	Instalación del acoplamiento flexible	67
5.3.6	Instalación del motor eléctrico	68
5.3.7	Instalación del actuador axial	68
5.3.8	Conexión neumático	68
5.3.9	Conexión eléctrico	69
6	Capítulo: Manual de funcionamiento	71
6.1	<i>Construcción y funcionamiento</i>	71
6.1.1	Descripción de los componentes principales	72
6.1.2	El rotor	74
6.1.3	Accionamiento	75
6.1.4	Actuadores	76
6.1.5	Bastidor	78
6.1.6	Cubierta de protección	78

6.2	<i>Seguridad e indicaciones importantes para el funcionamiento</i>	78
6.3	<i>Ensayos</i>	79
7	Capítulo: Mediciones y presupuestos	81
8	Capítulo: Planos	87
9	Capítulo: Renders	109
	Referencias	111
	Glosario	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3-1. Características ambientales	15
Tabla 3-2. Relación de acabados superficiales	16
Tabla 4-1. Relación de rodamientos a ensayar	20
Tabla 4-2. Asociación de rodamiento a ensayar, con el número de cabezal/utillaje	21
Tabla 4-3. Características de los rodamientos mayores	23
Tabla 4-4. Valores de las cargas de ensayo de los rodamientos mayores	23
Tabla 4-5. Variación de la distancia d al soporte derecho del eje	25
Tabla 4-6. Características mecánicas del acero del eje	29
Tabla 4-7. Características del acoplamiento flexible	40
Tabla 4-8. Característica del rodamiento del apoyo B	41
Tabla 4-9. Características del rodamiento del apoyo A	41
Tabla 4-10. Características de los porta-rodamientos	42
Tabla 4-11. Características mecánicas de los tubos de la bancada	44
Tabla 4-12. Características mecánicas de los perfiles ranurados	44
Tabla 4-13. Características ruedas de bancada	45
Tabla 4-14. Características manivela	47
Tabla 4-15. Características del actuador axial	49
Tabla 4-16. Características del actuador radial	49
Tabla 4-17. Características de las válvulas de 3 vías	51
Tabla 4-18. Características de las válvulas reguladoras de presión	51
Tabla 4-19. Características de las electroválvulas	52
Tabla 4-20. Características del filtro + regulador + lubricador	52
Tabla 4-21. Características de las válvulas reguladoras de caudal	53
Tabla 4-22. Características de los racores rápidos de conexión	53
Tabla 4-23. Características de los racores en T	53
Tabla 4-24. Características del silenciador	54
Tabla 4-25. Características técnicas de los tubos	54
Tabla 4-26. Características técnicas del motor eléctrico	56

Tabla 4-27. Características del variador de velocidad Micromaster 410	56
Tabla 4-28. Características pulsador parada emergencia	58
Tabla 4-29. Características del selector manual de 3 posiciones	58
Tabla 4-30. Características del selector manual de 2 posiciones con LED	59
Tabla 4-31. Características de los pilotos luminosos con LED integrado	60
Tabla 4-32. Características de los presostatos digitales con visualización de dos colores	60
Tabla 4-33. Kit opcional para presostatos	60
Tabla 4-34. Características dimensionales del armario y placa de montaje neumático/electrónico	61
Tabla 4-35. Características técnicas de los acelerómetros piezoeléctricos	62
Tabla 4-36. Características de los cables de salida de los acelerómetros	62
Tabla 4-37. Características técnicas del amplificador	62
Tabla 6-1. Relación de rodamientos a ensayar, del catálogo de SKF	72
Tabla 6-2. Asociación de rodamiento a ensayar, con el número de cabezal/utillaje de carga	75
Tabla 7-1. Precios utillajes	81
Tabla 7-2. Precios neumática	82
Tabla 7-3. Sensorería	83
Tabla 7-4. Precios elementos de control y mando	83
Tabla 7-5. Precios bancada	83
Tabla 7-6. Precios mano de obra	84
Tabla 7-7. Precio total	85
Tabla 8-1. Numeración de planos	87

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Fig 1-1. Componentes fundamentales de un rodamiento</i>	1
<i>Fig 2-1. Evolución de las vibraciones de una máquina [7]</i>	7
<i>Fig 2-2. Curvas de respuesta de frecuencia [8]</i>	8
<i>Fig 2-3. Movimiento vibratorio armónico complejo, como suma de movimientos vibratorios simples</i>	8
<i>Fig 2-4. Espectro en frecuencias del movimiento vibratorio complejo</i>	9
<i>Fig 2-5. Nomenclatura</i>	11
<i>Fig 4-1. Explosionado del banco de ensayo de rodamientos</i>	22
<i>Fig 4-2. Eje + cabezal porta-rodamientos</i>	24
<i>Fig 4-3. Esquema simplificado de carga del eje del banco de ensayo</i>	24
<i>Fig 4-4. Esquema de carga del eje de transmisión del banco de ensayo</i>	25
<i>Fig 4-5. Diagramas de esfuerzos cortantes</i>	26
<i>Fig 4-6. Diagramas de momentos flectores</i>	27
<i>Fig 4-7. Diagrama de momentos torsores</i>	28
<i>Fig 4-8. Esquema de cargas axiales sobre el eje</i>	28
<i>Fig 4-9. Diagrama de esfuerzos axiales</i>	29
<i>Fig 4-10. Diseño del eje de transmisión</i>	32
<i>Fig 4-11. Cabezal porta-rodamientos N° 4</i>	33
<i>Fig 4-12. Cabezal N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM</i>	34
<i>Fig 4-13. Cabezal N° 4, análisis de tensiones mediante FEM</i>	35
<i>Fig 4-14. Utillaje de carga N° 4</i>	35
<i>Fig 4-15. Utillaje de carga N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM</i>	36
<i>Fig 4-16. Utillaje de carga N° 4, análisis de tensiones mediante FEM</i>	37
<i>Fig 4-17. Punta de empuje radial N° 4</i>	37
<i>Fig 4-18. Punta de empuje radial N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM</i>	38
<i>Fig 4-19. Punta de empuje radial N° 4, análisis de tensiones mediante FEM</i>	39

<i>Fig 4-20. Tuerca ranurada, dimensiones y características</i>	39
<i>Fig 4-21. Arandela de seguridad, dimensiones y características</i>	40
<i>Fig 4-22. Acoplamiento flexible</i>	40
<i>Fig 4-23. Porta-rodamientos</i>	42
<i>Fig 4-24. Perfil tubular cuadrado 100x100x3 de acero</i>	43
<i>Fig 4-25. Perfil ranurado de aluminio</i>	43
<i>Fig 4-26. Perfil tubular cuadrado 30x30x2 de acero</i>	43
<i>Fig 4-27. Bancada</i>	44
<i>Fig 4-28. Rueda mesa</i>	45
<i>Fig 4-29. Mesa, análisis de desplazamientos mediante FEM</i>	45
<i>Fig 4-30. Mesa, análisis de tensiones mediante FEM</i>	46
<i>Fig 4-31. Cubierta de protección</i>	46
<i>Fig 4-32. Manivela</i>	47
<i>Fig 4-33. Utillajes para actuador radial</i>	47
<i>Fig 4-34. Esquema del subsistema neumático pasivo</i>	48
<i>Fig 4-35. Actuador de la serie C95</i>	49
<i>Fig 4-36. Escuadra de montaje</i>	50
<i>Fig 4-37. Junta flotante</i>	50
<i>Fig 4-38. Válvulas de 3 vías</i>	50
<i>Fig 4-39. Válvulas reguladoras de presión</i>	51
<i>Fig 4-40. Electroválvulas</i>	51
<i>Fig 4-41. Filtro + regulador + lubricador</i>	52
<i>Fig 4-42. Válvulas reguladoras de caudal</i>	52
<i>Fig 4-43. Racores rápidos rectos machos</i>	53
<i>Fig 4-44. Racor en T</i>	53
<i>Fig 4-45. Silenciador</i>	54
<i>Fig 4-46. Tubo</i>	54
<i>Fig 4-47. Esquema del circuito de potencia</i>	55
<i>Fig 4-48. Motor monofásico</i>	56
<i>Fig 4-49. Micromaster 410</i>	57
<i>Fig 4-50. Esquema de conexionado de los elementos neumáticos</i>	57
<i>Fig 4-51. Pulsador de paro de emergencia</i>	58
<i>Fig 4-52. Selector manual de 3 posiciones</i>	58
<i>Fig 4-53. Selector manual 2 posiciones con LED</i>	59
<i>Fig 4-54. Pilotos luminosos con LED</i>	59
<i>Fig 4-55. Presostatos digitales con visualizaciones en 2 colores</i>	60
<i>Fig 4-56. Armario y placa de montaje para elementos neumáticos y electrónicos</i>	61
<i>Fig 4-57. Acelerómetro piezoeléctrico</i>	61

<i>Fig 4-58. Tornillo montaje acelerómetros</i>	62
<i>Fig 4-59. Amplificador</i>	63
<i>Fig 4-60. Tarjeta de captación de datos.</i>	63
<i>Fig 5-1. Elementos constituyentes del tablero de la mesa (1-Perfiles ranurados. 2-Espárragos roscados. 3-Tuercas ciegas)</i>	67
<i>Fig 5-2. Instalación de los semi-acoplamientos sobre los ejes</i>	68
<i>Fig 6-1. Descripción de los componentes del banco de ensayo</i>	73
<i>Fig 6-2. Situación de acelerómetros sobre el utillaje de carga</i>	73
<i>Fig 6-3. Rotor</i>	74
<i>Fig 6-4. Numeración de los cabezales porta-rodamientos</i>	74
<i>Fig 6-5. Montaje de los cabezales porta-rodamientos sobre el eje</i>	74
<i>Fig 6-6. Motor monofásico de jaula de ardilla</i>	76
<i>Fig 6-7. Variador de velocidad</i>	76
<i>Fig 6-8. Cadena cinemática de la carga axial</i>	77
<i>Fig 6-9. Cadena cinemática de la carga radial</i>	77
<i>Fig 6-10. ¡PELIGRO!</i>	78
<i>Fig 6-11. ¡PELIGRO DE DESCARGA ELÉCTRICA!</i>	78
<i>Fig 6-12. ¡PELIGRO DE ROTURA!</i>	79
<i>Fig 7-1. Desglose de partidas</i>	85
<i>Fig 9-1. Render del banco en un laboratorio 1</i>	109
<i>Fig 9-2. Render del banco en un laboratorio 2</i>	110
<i>Fig 9-3. Render del banco en un laboratorio 3</i>	110

1 CAPÍTULO: INTRODUCCIÓN

La rueda más estropeada del carro, es la que hace más ruido.

- Esopo -

Los rodamientos son elementos mecánicos simples y precisos [1], por ello son componentes esenciales que están presentes en la mayoría de las máquinas rotativas. Los rodamientos se podrían definir como un tipo de cojinete o soporte de ejes, que utilizan pequeños elementos rodantes (bolas, rodillos, etc.) para disminuir la fricción entre las superficies giratorias, aprovechando que la resistencia de fricción por rodadura es menor que la resistencia de fricción por deslizamiento [2].

Aunque conceptualmente este tipo de cojinetes con elementos rodantes surgió en la época romana, no fue hasta finales del siglo XIX durante la llamada Revolución Industrial, hasta cuando se empezó a desarrollar este tipo de elementos, sobre todo con la mejora en los procesos de fabricación de las bolas y su precisión. Una de sus principales aplicaciones en esa época fue en los cojinetes de las bicicletas. Posteriormente al aumentar la demanda, fueron surgiendo compañías especializadas en su diseño y fabricación.

Los rodamientos en general suelen estar constituidos por cuatro componentes o piezas fundamentales: La pista exterior, la pista interior, los elementos rodantes (bolas, rodillos, agujas, etc.) y la jaula o rejilla., tal como se muestra en la Figura 1-1.

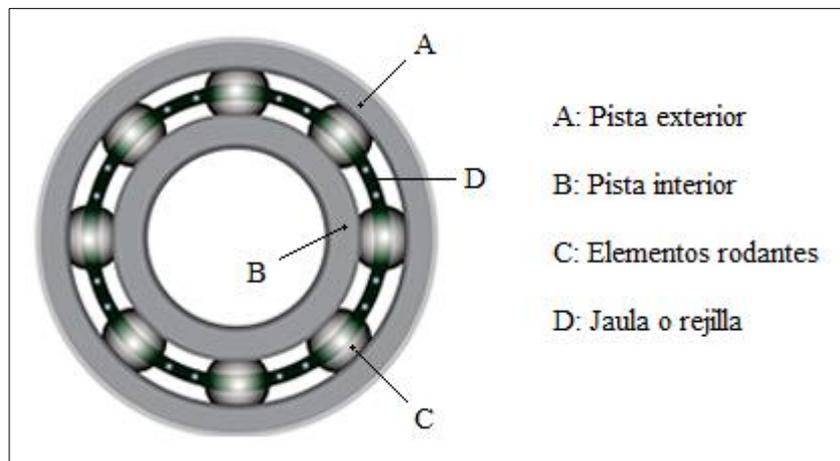


Fig 1-1. Componentes fundamentales de un rodamiento

La principal ventaja que tienen los rodamientos o cojinetes de rodadura frente a los cojinetes de fricción o deslizamiento es que, aunque la fricción inicial en el arranque de la máquina aproximadamente duplica la fricción de operación, ésta es despreciable en comparación con la fricción inicial de un cojinete de fricción [3]. Pero también tienen otras ventajas frente a los de fricción no menos desdeñables, como: tienen mayor capacidad de carga; pueden soportar cargas combinadas, radiales y axiales; necesitan menos espacio axial; su lubricación es más sencilla; son elementos totalmente estandarizados y por tanto fáciles de seleccionar.

Aun así, no todo son ventajas, también tiene algunos inconvenientes que se deben tener en cuenta a la hora de tomar decisiones durante el diseño de las máquinas, como son: generalmente son más pesados; necesitan mayor espacio radial; su instalación es más compleja; su vida útil suele ser menor [2]. Además, en las últimas décadas, dado el gran desarrollo experimentado por esta industria y con la mejora de los materiales utilizados, se han conseguido minimizar todos ellos, haciéndolos mucho más competitivos. Consiguiendo rodamientos más resistentes, pero simultáneamente más livianos y con mayor durabilidad.

Existen muchos tipos de clasificaciones para los rodamientos: en función del tipo de carga a soportar, en función de su rigidez, etc. Sin embargo, la principal clasificación de los rodamientos se hace en función del tipo de elemento rodante que los constituyen. Así en los catálogos de los distintos fabricantes se encuentran los siguientes tipos de rodamientos: de bolas, de rodillos cilíndricos, de rodillos a rótula, de cilindros cónicos y de agujas. Siendo los primeros, sin duda alguna, los más versátiles y utilizados en la industria en general, ya que el 70% [4] de los rodamientos fabricados mundialmente son de bolas.

A su vez, dentro de cada tipo de rodamiento existe una gran variedad de gamas en el mercado, y cuya utilización dependerá del tipo de servicio que debe prestar, del tipo de carga, de la temperatura de operación, del tipo de ambiente, del nivel de ruido admisible, de la velocidad de giro, de la vida deseada, del tipo de lubricación, del montaje, etc. Aunque las características más trascendentales serán la magnitud de carga que va a soportar, la vida deseada y el diámetro del eje sobre el que se va a montar, puesto que, sin despreciar al resto, los tres constituyen los parámetros fundamentales que se utilizan a la hora de seleccionar un rodamiento.

2 CAPÍTULO: RECONOCIMIENTO DE LA NECESIDAD

Reconocer la necesidad es la principal condición para el diseño.

- Charles Eames -

Como se indicó en el capítulo anterior, los rodamientos son elementos mecánicos presentes en la mayoría de las máquinas rotativas. Además, son unos componentes relativamente económicos dentro del presupuesto de éstas. Por ello es práctica habitual, que las máquinas se diseñen con la premisa de que el primer elemento que falle sean los rodamientos, por ser elementos fácilmente sustituibles y de bajo coste. Pero, por el contrario, su fallo puede poner en peligro al resto de componentes de las máquinas, así como a la disponibilidad de las mismas, y con ello la producción de la línea de fabricación en la que estas participen. La importancia y criticidad de estos elementos, hace necesario a los ingenieros de mantenimiento, conocer con antelación la vida que les queda a estos elementos para poder sustituirlos cuando ésta va a finalizar, evitando comprometer la integridad y funcionamiento de las máquinas en las que están instalados, y la producción de las mismas. Pero para que un ingeniero de mantenimiento esté debidamente formado en estas técnicas, es necesario un conocimiento previo en las mismas, que deseablemente debería adquirirse durante su etapa de formación en las ETSII. Por todo ello, con este proyecto se va a tratar de diseñar un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos, con el fin de que, con su posterior fabricación, se dote al laboratorio de Ingeniería Mecánica de la ETSI de Huelva, de un medio docente que permita formar profesionales cualificados en estas técnicas de mantenimiento, e incluso que pudiera servir de apoyo a los problemas que pudieran tener las empresas de la industria onubense.

2.1 Antecedentes

2.1.1 Fallos en los rodamientos

El fallo de un rodamiento se produce con el fallo de al menos de uno de sus componentes. Estos fallos fundamentalmente son debidos a los daños que se pueden producir en la pista exterior, en la interior, en los elementos rodantes o en la jaula, y se suelen clasificar en dos tipos:

Defectos Localizados

Son en general producidos por grietas, hendiduras, rebordes, resaltes, picaduras y descamaciones. El más común de todos es la picadura de las pistas o de los elementos rodantes, causado cuando una grieta subsuperficial originada por fatiga se propaga exteriormente hacia la superficie hasta que una pieza de metal se desprende de ésta produciendo un pequeño defecto. Los fallos por fatiga superficial son acelerados cuando el rodamiento está cargado o sometido a cargas de choque o impacto durante su funcionamiento o instalación y también con el incremento de velocidad [5]. Una enumeración de los mismos sería la siguiente:

- Descamación: Salida de material en las superficies de los elementos rodantes, o de las pistas exterior o interior, causada por fatiga superficial.
- Desgaste, descascarado ligero, peeling: Puntos o áreas opacas en los elementos rodantes o en las pistas, que surgen por desgaste previo a la descamación.
- Rayaduras: Líneas en la zona de contacto entre los elementos rodantes y las pistas por la presencia de partículas abrasivas, que se deben a una débil lubricación, velocidad excesiva o pistas no paralelas.
- Adherencia por patinaje o desalineación: Daños en las pistas o en los elementos rodantes en forma de rayadura en todo el perímetro, normalmente por rotura de la película de lubricación, dando lugar a circunferencias.
- Fracturas: Partición de algunos de los componentes del rodamiento, por caída, impacto o carga excesiva.
- Grietas, rajaduras: Daño previo a la fractura, causado por interferencia, golpes o generación de calor.
- Abolladuras, indentaciones: Deformaciones debidas a golpes, o pequeñas partículas en las pistas y elementos rodantes.
- Pequeños cráteres, pitting: Muchos cráteres pequeños de color negro en las pistas y elementos rodantes debidos a una mala lubricación.
- Deterioros: Desgaste excesivo por fricción entre elementos rodantes y pistas por mala lubricación, partículas o progresión de la corrosión/oxidación.
- Falso Brinell: Desgaste en forma de aplastamiento por vibración entre los puntos de contacto de pistas y elementos rodantes.
- Agarrotamiento, gripado: Marcas de fusión y deformaciones por sobrecalentamiento. También provoca cambio de color de las superficies.
- Oxidación/corrosión: Deterioro superficial por ataque químico.

Defectos Distribuidos

En cuanto a estos defectos distribuidos, se encuentran: las deformaciones y rugosidades superficiales, ondulaciones sobre las pistas, desalineamiento de las pistas y elementos rodantes desiguales. Pueden ser causados por errores en la fabricación, montaje inadecuado o debido al desgaste.

Las vibraciones debidas a defectos de fabricación se ha visto que suelen ser más bajas, en la mayoría de los casos, que las debidas a defectos producidos por desgaste o fatiga.

Por lo general, se clasifican en:

- Deformación o Brinell: Deformaciones permanentes que se producen en las pistas del rodamiento estando éste en reposo, normalmente debidas a una carga excesiva. Se suele considerar dañado, cuando la deformación supera los 2.5 μm , o que superen los 10^{-4} veces el diámetro de las bolas.
- Fallas de instalación: Rayones causados durante los procesos de instalación o desmontaje.

2.1.2 Vida de los rodamientos

La vida de un rodamiento depende de la duración de sus componentes. Cuando sus elementos rodantes (bolas, rodillos, etc.) giran en el interior de las pistas, se desarrollan esfuerzos periódicos alternativos de presión por contacto, tanto en la pista interior, como en los elementos rodantes y en la pista exterior, llegándose a generar en sus superficies la denominada fatiga superficial. Si un cojinete está limpio y se lubrica de manera apropiada, si está montado y sellado para evitar la entrada de polvo y suciedad, si se mantiene en esta condición y si se hace funcionar a temperaturas razonables, entonces la fatiga superficial del metal será la única causa de su fallo. Esta fatiga superficial se manifiesta por el agrietamiento y descamación de las superficies en contacto que soportan la carga.

En las anteriores condiciones se define la vida útil de un rodamiento, como el número total de revoluciones que soporta hasta que aparece la primera señal de fatiga superficial, o bien el número total de horas de trabajo que aguanta a una velocidad angular determinada, hasta que se advierte la primera evidencia tangible de fatiga superficial. Los fabricantes establecen que se produce la primera evidencia de la fatiga, cuando el deterioro aparece en una superficie de $6.25 \cdot 10^{-2} \text{ cm}^2$. Es importante resaltar que un rodamiento, después de superar su vida útil, en muchos casos su funcionamiento puede prolongarse satisfactoriamente.

La vida útil así definida, es una variable estocástica [3], y como tal, tiene distribución y parámetros estadísticos asociados. Por ello en la práctica, los fabricantes de rodamientos a fin de evaluar la vida útil, especifican la que denominan como vida nominal o vida mínima de un conjunto de rodamientos idénticos. Se define como el número de revoluciones o de horas de funcionamiento a una velocidad constante, que puede completar el 90 % de los rodamientos del conjunto, antes de que aparezca en ellos el primer fallo. La vida nominal es un término sancionado por la ABMA (American Bearing Manufacturers Association), y que emplean la mayoría de los fabricantes mundiales de rodamientos.

Es fácil comprender la importancia que tiene conocer la vida de un rodamiento, antes de su fallo. Pero así mismo también la experiencia demuestra que la vida de un rodamiento en particular no puede predecirse analíticamente, siendo así mismo impredecible la vida mínima alcanzada por cualquier rodamiento de un grupo idéntico de ellos.

2.2 Justificación

Las máquinas forman parte de los procesos industriales más habituales. Además, cada vez son sometidas a requerimientos mecánicos más intensos, y a pesar de que se fabrican bajo parámetros de diseño exigentes, es muy común que se produzcan y desarrollen defectos y daños en sus componentes, llevando en último caso al colapso de las mismas. A fin de evitar este colapso, los profesionales de la industria echan mano de las acciones de mantenimiento.

Debe tenerse además en cuenta que, en la mayoría de los sistemas mecánicos después del comienzo del deterioro, y antes del colapso del mismo, viene seguido de un aumento de las vibraciones, lo cual puede ser indicativo del estado de la máquina.

2.2.1 Evolución del mantenimiento en las máquinas

El mantenimiento de las máquinas comprende todas las acciones (que no sean rutinarias durante la operación de la máquina, tales como el abastecimiento de combustible o ajustes menores), que alteran la misma, para mantenerla en una condición operativa o para volver a un estado de funcionamiento si está en una condición de fallo o inoperatividad [6].

El concepto de mantenimiento nació con el desarrollo industrial, y ha evolucionado mucho a lo largo de la historia, hasta lo que es hoy en día.

2.2.1.1 Mantenimiento correctivo

El mantenimiento correctivo (MC) es aquel en el que se sustituyen las piezas, en el momento en que éstas fallan. Inicialmente el mantenimiento fue asociado exclusivamente con el de reparación, es decir era un mal necesario para poder poner de nuevo en funcionamiento una máquina, después de producirse una avería en la misma.

En un principio consistía exclusivamente en reparaciones, por ello también se le llamó mantenimiento de emergencia. Este comprende todas aquellas medidas adoptadas para restaurar un producto defectuoso o un sistema a su estado operativo. Las acciones implican la reparación y/o sustitución (ya sea por componentes nuevos o usados) de todas las partes y componentes deteriorados.

El mantenimiento correctivo comprende el ejercicio de acciones que no son programadas, y consiste en solucionar los problemas de los equipos cuando fallan, reparando o sustituyendo las piezas o equipos estropeados. Estas técnicas quedaron obsoletas, ya que, si bien el programa de mantenimiento está centrado en solucionar el fallo cuando se produce, va a implicar altos costes por descenso de la productividad y por mermas en la calidad de los productos fabricados.

2.2.1.2 Mantenimiento preventivo

Después de la segunda Guerra Mundial y sobre todo a partir de 1950 con las misiones espaciales, se dio impulso al rápido desarrollo de la teoría de la fiabilidad y todas sus metodologías. A medida que el programa espacial evolucionó y el éxito del enfoque cuantitativo se hizo evidente, se aplicó este análisis a muchas industrias no asociadas a las aplicaciones espaciales y/o de defensa. Considerándose, que más que reparaciones era preciso evitar que las fallas ocurriesen, tanto por el impacto de una eventual avería, como por el coste asociado a la misma, dando origen al mantenimiento preventivo (MPv).

Este concepto de mantenimiento consiste, en revisar de forma periódica los equipos y reemplazar ciertos componentes en función de estimaciones estadísticas, muchas veces proporcionadas por los propios fabricantes. Con este mantenimiento se reduce el coste del mantenimiento no planificado y los fallos imprevistos, de forma que se incrementa la confiabilidad en los equipos. Pero su principal inconveniente es que presenta unos costes muy elevados, ya que genera gastos excesivos y muchas veces innecesarios.

2.2.1.3 Mantenimiento predictivo

En la década de los noventa, se observa una nueva tendencia en la industria, el llamado mantenimiento predictivo (MPd), basado en la condición de los equipos. Aprovechando la disponibilidad de las técnicas de control no invasivas, y del desarrollo de las nuevas tecnologías de la información, se basó en realizar mediciones periódicas de algunas variables físicas relevantes de cada equipo mediante los sensores adecuados y, con los datos obtenidos, se podía evaluar el estado de confiabilidad de los equipos.

El anterior concepto de MC, fue incapaz de agregar valor a los procesos. Sin embargo, hoy por hoy, cuando el mantenimiento agrupa las metodologías de prevención y predicción, se considera a éste, como un factor clave de la competitividad a través del aseguramiento de la confiabilidad, teniendo la intención de aumentar la duración de la vida útil de las máquinas.

2.2.2 Importancia del mantenimiento predictivo

Adicionalmente y motivado por la masificación de los ordenadores personales, así como por la acogida de la filosofía de gestión de activos, se desarrolló el concepto de gestión de la confiabilidad, haciendo uso de herramientas como el mantenimiento asistido por ordenador. Su objetivo es ofrecer información suficiente, precisa y oportuna para la toma de decisiones. Predecir significa “ver con anticipación”. Con el conocimiento de la condición de cada equipo podemos hacer “el mantenimiento adecuado, en el momento adecuado” anticipándonos a los problemas. Por eso se habla de un mantenimiento informado. Este tipo de mantenimiento permite decidir cuándo hacer el mantenimiento preventivo.

En una organización, estas tres estrategias de mantenimiento no son excluyentes, si no que una empresa se plantea dentro de su estrategia, cuándo hacer cada uno de los tres tipos de mantenimiento anteriores.

Por último y no menos importante, habría que mencionar el mantenimiento proactivo, que se ha desarrollado como complemento a la evolución del mantenimiento predictivo. Este concepto engloba los tipos de mantenimiento detallados anteriormente elevándolos a otra dimensión; el análisis de causas. El mantenimiento predictivo puede determinar si algún elemento de la máquina puede fallar, pero no estudia la causa raíz del fallo. Así por ejemplo el MPd no responde a la causa por la cual un rodamiento falla repetidamente, aunque sí nos indique cuando puede fallar. Para cubrir esta incertidumbre, el mantenimiento proactivo o también conocido como fiabilidad de máquina, analiza la causa raíz de la repetitividad de la avería, resolviendo aspectos técnicos de la misma.

2.3 Análisis de vibraciones

Normalmente se entiende por vibración, un pequeño movimiento oscilatorio alrededor de una posición de equilibrio o referencia. La mayoría de las máquinas por estar sometidas a movimientos periódicos están sometidas a vibraciones de algún tipo y por tanto su diseño y mantenimiento requieren la consideración del comportamiento vibratorio.

Puede intuirse fácilmente que, por lo general, las vibraciones en las máquinas no son aconsejables, ya que causarán fisuras, fatiga, desgaste, imprecisiones en su funcionamiento, pérdidas de efectividad, ruidos, etc., pero éstas serán muy útiles para darnos la mejor indicación del “estado de salud” de la máquina. Por el contrario, un bajo nivel de vibraciones, será indicativo de que la máquina funciona correctamente.

La técnica del análisis de vibraciones, aplicada a las máquinas, permite anticiparse al fallo de las mismas, evitando el gran problema de la interrupción de la producción y su coste asociado. Por ello, puede considerarse como una herramienta fundamental actual para el mantenimiento predictivo de los sistemas mecánicos en general.

Esta técnica permite medir y analizar las vibraciones que el sistema mecánico genera durante su funcionamiento, ya que cerca del 90% de las fallas, están precedidas por un cambio en las vibraciones de éste. El deterioro y colapso de un sistema mecánico viene seguido de un aumento en la señal de vibración, que suele tomarse como indicadora del estado de la máquina. En la curva en forma de “bañera” de la Figura 2-1, se muestra la evolución típica de las vibraciones durante el ciclo de funcionamiento de una máquina [7].

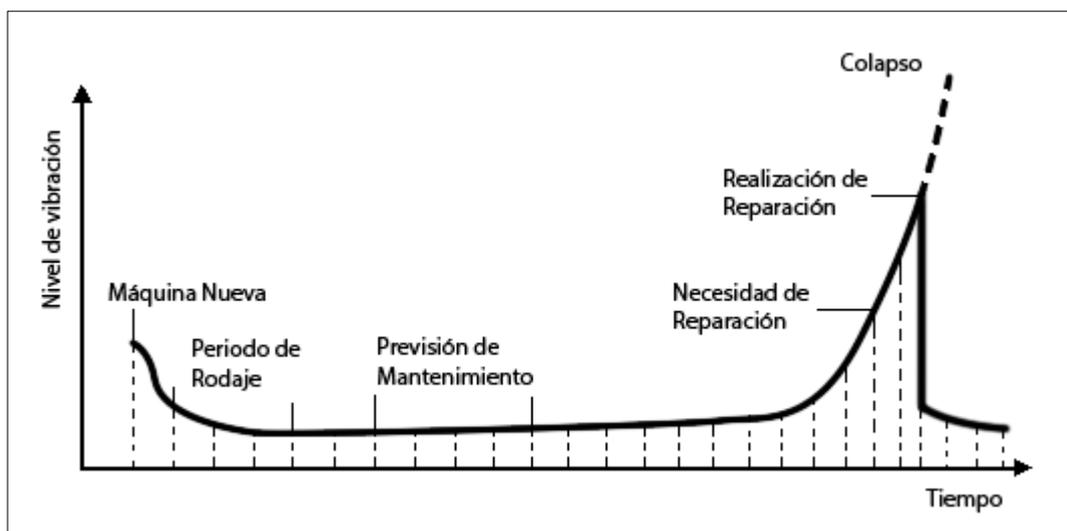


Fig 2-1. Evolución de las vibraciones de una máquina [7]

Las medidas de las vibraciones en las máquinas, pueden realizarse de tres maneras distintas:

- Midiendo la amplitud de los desplazamientos.
- Midiendo la amplitud de las velocidades.
- Midiendo la amplitud de las aceleraciones.

La magnitud de esas amplitudes dará la importancia, y gravedad del problema, dando una idea de la condición y del estado de conservación de la máquina.

Por ser el desplazamiento debido a las vibraciones, un movimiento o función ondulatoria alrededor de una posición de equilibrio, la velocidad, que es la derivada respecto al tiempo de esa función de desplazamiento será también una función ondulatoria de la misma frecuencia, pero con un avance de fase de 90° . Y la aceleración que es la derivada de la velocidad, será también una función ondulatoria de la misma frecuencia, pero con un avance de 90° respecto a la velocidad, y de 180° con respecto al desplazamiento.

Por todo ello, la siguiente Figura 2-2, muestra las curvas de respuesta en frecuencia del desplazamiento, velocidad y aceleración. Todas las curvas están representadas frente a un valor constante de velocidad de 0,15 IPS (décima de pulgada por segundo).

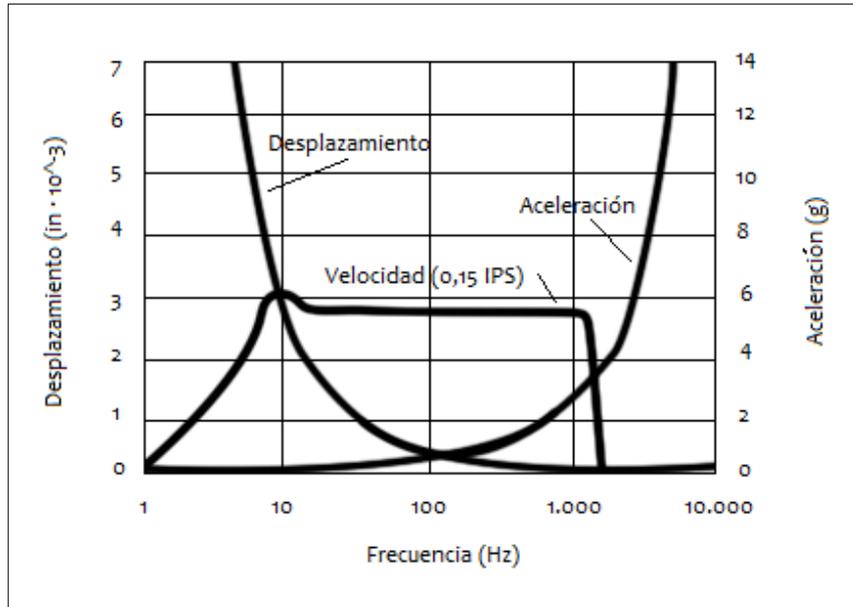


Fig 2-2. Curvas de respuesta de frecuencia [8]

De su observación es importante resaltar, que la curva de desplazamiento está en pendiente descendente. Esto indica que las bajas frecuencias generan grandes amplitudes de desplazamiento, mientras que las altas frecuencias dan lugar a amplitudes muy pequeñas. De ello se deduce que el sensor de desplazamientos mide más eficazmente las frecuencias bajas. La respuesta de frecuencias del sensor de velocidad es relativamente plana desde aproximadamente los 10 Hz a los 2000 Hz. Es por tanto el sensor más preciso para utilizar en ese rango de frecuencias. Por último, la curva de aceleración es una curva inclinada con pendientes crecientes, lo que significa que, a mayores frecuencias, mayores amplitudes de aceleración. Es decir, el acelerómetro se debe utilizar para frecuencias por encima de 2000 Hz, y será muy poco eficaz para frecuencias que estén por debajo de los 100 Hz [8].

Por consiguiente, se deben utilizar dos sensores (de desplazamiento o de velocidad y acelerómetro) cuando se hacen mediciones en máquinas que generan frecuencias altas y bajas simultáneamente. Un sensor (de desplazamiento o de velocidad) para medir las frecuencias bajas y un acelerómetro para las frecuencias altas.

Según Fourier, un movimiento vibratorio armónico complejo cualquiera, de frecuencia f , es siempre expresable como una suma de movimientos armónicos simples de frecuencias, f , $2f$, $4f$, etc., tal y como se puede apreciar en Figura 2-3.

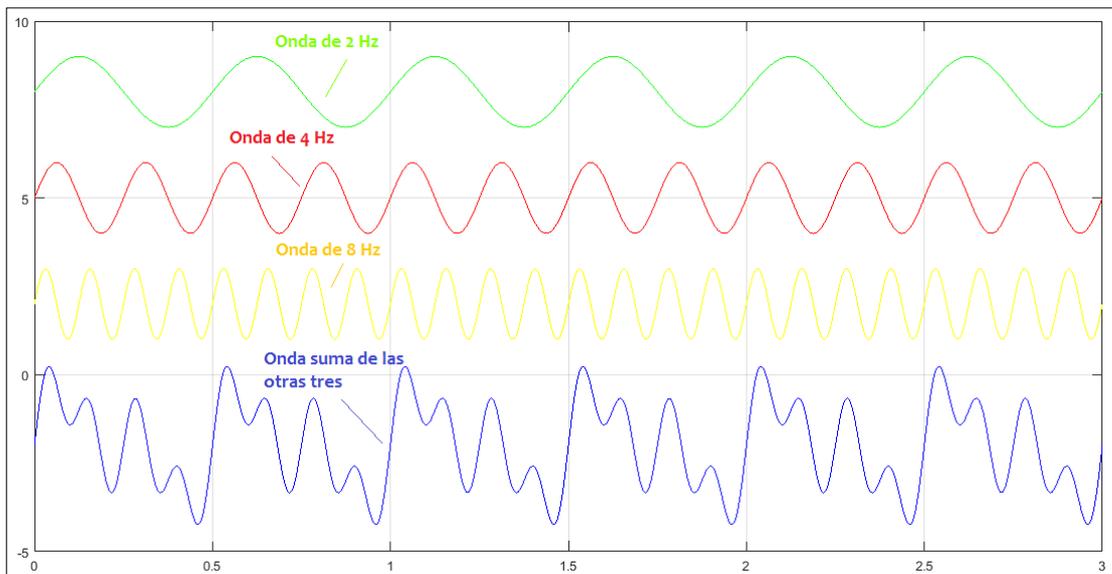


Fig 2-3. Movimiento vibratorio armónico complejo, como suma de movimientos vibratorios simples

Pudiéndose de este modo, obtener el espectro en frecuencias del movimiento vibratorio armónico complejo resultante, tal como se muestra en la Figura 2-4.

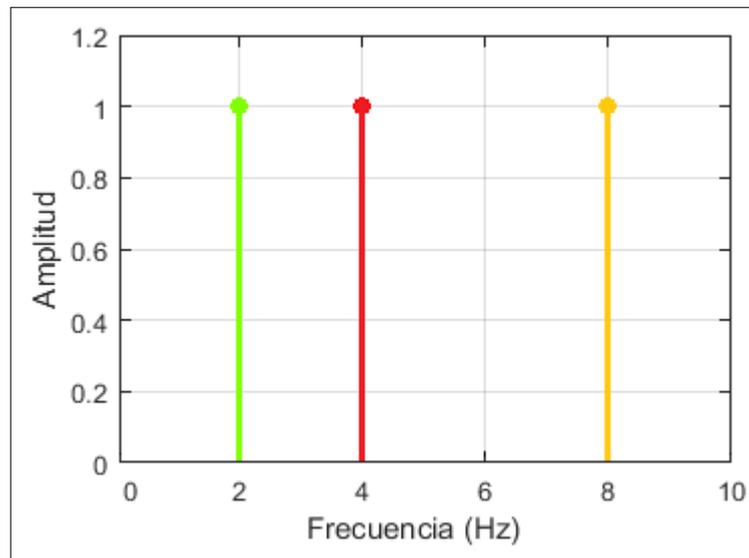


Fig 2-4. Espectro en frecuencias del movimiento vibratorio complejo

Lo cual permite presentar de dos maneras las mediciones de las vibraciones de una máquina: a) dando la amplitud en el dominio del tiempo, y b) dando la amplitud en el dominio de la frecuencia (espectro).

La primera de las formas de medición es muy intuitiva, y aplicable a aquellas máquinas que por su forma dan lugar a señales sencillas con muy pocos armónicos. Mientras que la segunda es aplicable a aquellas máquinas más complejas, en donde aumenta el número de armónicos de la señal medida.

Medición en el dominio del tiempo

El análisis en el dominio de tiempo es una técnica fácil y sencilla para analizar la forma de onda de la señal de vibración. La amplitud de pico-a-pico se mide desde la parte superior del pico positivo, hasta la parte inferior del pico negativo. Siendo la raíz cuadrada media (RMS), el parámetro con el que se mide el nivel global de una señal discreta.

$$RMS(x) = \sqrt{x_i/N}$$

Donde, N es el número de puntos discretos y representa la señal de cada punto de la muestra.

Medición en el dominio de la frecuencia

El análisis en el dominio de la frecuencia, o el análisis espectral, es sin embargo un enfoque más popular para el diagnóstico de los fallos de las máquinas. Esta técnica convierte las señales más complejas de vibración en dominio del tiempo, en componentes de frecuencia discretos, usando la Transformada Rápida de Fourier (TRF).

En pocas palabras, la TRF es un algoritmo para el cálculo de la transformada de Fourier. La principal ventaja del análisis en el dominio de frecuencia con respecto al análisis en el dominio de tiempo, es que tiene capacidad de detectar fácilmente ciertos componentes de frecuencia que interesa medir. James Taylor [8] explica bien la secuencia aparición y desaparición de los picos en el espectro.

2.4 Aplicación a los rodamientos

La mayoría de las industrias modernas, dentro de sus programas de mantenimiento predictivo, utilizan el monitoreo y análisis de las vibraciones con el fin de establecer cuál es el estado de salud mecánica de las máquinas. Los rodamientos como elementos más críticos, pertenecientes a la mayoría de las máquinas rotativas, pueden ser estudiados mediante el análisis de sus vibraciones, y de esta manera prevenir fallos catastróficos.

Dado que los rodamientos generan vibraciones con señales complejas compuestas de varios armónicos, se debe realizar el análisis de vibraciones en el dominio de las frecuencias (análisis espectral).

Los rodamientos actúan como una fuente de ruido y vibración debida tanto a los errores de montaje como a la presencia de defectos en ellos. En base a lo anterior, los defectos en los rodamientos se pueden clasificar como distribuidos y localizados [5], tal y como se explicó previamente.

2.4.1 Frecuencias de fallo características

Cuando una máquina con un rodamiento está funcionando a una velocidad determinada, y se inicia en éste un defecto localizado, comienzan a desarrollarse cambios en el espectro de vibración del rodamiento. Las diferentes frecuencias a las que aparecen los correspondientes picos, dependen de la periodicidad con la que repitan los choques en las superficies defectuosas de las bolas o las pistas de los cojinetes, son las denominadas frecuencias características. Cada componente del rodamiento tiene una frecuencia característica. Los picos en el espectro, se producirán a estas frecuencias, debido al aumento en la energía de vibración. La iniciación y la progresión de los defectos o fallos en rodamiento de elementos rodantes, generaran características específicas y predecibles de la vibración. Los defectos en los distintos componentes del rodamiento: pista interior, pista exterior, elementos rodantes y la jaula, generan frecuencias de fallo características y distintas asociadas a cada uno de ellos [9].

Estas frecuencias de fallo asociadas a cada componente, son designadas comúnmente como BPFO, BPFi, BSF y FTF, y pueden ser calculadas analíticamente [10], o utilizando algún software comercial.

- BPFO (Ball pass frequency of the outer race): es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista externa.
- BPFi (Ball pass frequency of the inner race): es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna.
- BSF (Ball spin frequency): es la frecuencia de giro de los elementos rodantes.
- FTF (Fundamental train frequency): es la frecuencia de rotación de la jaula que contiene los elementos rodantes.

Las expresiones analíticas que se incluyen a continuación, de las frecuencias de fallo características asociadas a los distintos componentes (expresadas en Hz), fueron predichas por un modelo teórico propuesto por Tandon y Choudhury [11]:

$$BPFO (Hz) = \frac{n}{2} \cdot s \cdot \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cdot \cos\beta \right) \right]$$

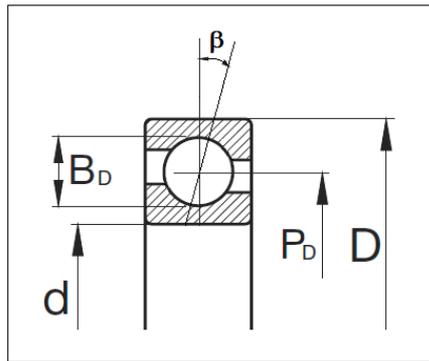
$$BPFi (Hz) = \frac{n}{2} \cdot s \cdot \left[1 + \left(\frac{B_D}{P_D} \cdot \cos\beta \right) \right]$$

$$BSF (Hz) = \frac{P_D}{2 \cdot B_D} \cdot s \cdot \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cdot \cos\beta \right)^2 \right]$$

$$FTF (Hz) = \frac{1}{2} \cdot s \cdot \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cdot \cos\beta \right) \right]$$

Donde:

- S es la velocidad (en revoluciones por segundo)
- n es el número de elementos rodantes del rodamiento
- β es el ángulo de contacto expresado en grados
- B_D es el diámetro de los elementos rodantes (bolas, rodillos, etc.)
- P_D es el diámetro medio del rodamiento (ver Figura 2-5)



$$P_D = \frac{D + d}{2}$$

Fig 2-5. Nomenclatura

Las anteriores ecuaciones son válidas en el supuesto de que no existe deslizamiento y que el contacto entre los elementos rodantes y las pistas es de rodadura pura. Pero en realidad existe cierto deslizamiento, y hay pequeños contactos superficiales entre los elementos rodantes y las pistas, por lo que las frecuencias de fallo características reales son ligeramente diferentes de las calculadas.

2.4.2 Etapas de evolución de los fallos localizados en los rodamientos

- **Primera etapa:** El primer síntoma que se presenta cuando aparece un fallo localizado, en su etapa incipiente, es una vibración con armónicos de alta frecuencia (mayores de 5 kHz), producto de la generación de ondas de esfuerzo que a la vez excitan frecuencias naturales del soporte y las pistas del rodamiento y/o del sensor con el cual se realiza la medición. En esta etapa la temperatura no se incrementa y las grietas no son visibles al ojo humano. En esta etapa aún no es necesario el cambio del rodamiento.
- **Segunda etapa:** Las grietas empiezan a ser visibles al ojo humano y el rodamiento produce un sonido audible y la temperatura en algunos casos se incrementa. En esta etapa aparecen las frecuencias de fallo de los rodamientos en la zona de frecuencias bajas e intermedias, con un incremento del ruido audible. Las frecuencias de fallo son las que se han denominado BPFO, BPFI, BSF y FTF. A medida que el fallo avanza, la temperatura y el ruido aumentan, las bajas frecuencias empiezan a amplificarse, pudiendo aparecer gran cantidad de bandas laterales alrededor de las frecuencias de fallo. En esta fase se hace necesario comenzar a programar la sustitución del rodamiento.
- **Tercera etapa:** En ella se está muy cerca del fallo catastrófico, el ruido se incrementa significativamente y se suele producir sobrecalentamiento del rodamiento. El desgaste se incrementa rápidamente, y con él los huelgos dentro del rodamiento, lo que permite movimiento del eje relativo al rodamiento, pudiendo llegar a ser muy peligroso por roces con otros componentes de la máquina. En esta etapa, la vibración en la región de alta frecuencia disminuye, creciendo la componente con la velocidad de rotación y las vibraciones tienden a ser bastante aleatorias, apareciendo y desapareciendo picos de baja frecuencia. También pueden aparecer modulaciones entre las diferentes frecuencias de fallo cuando la picadura se ha extendido a las pistas y elementos rodantes. En este momento, es necesario el cambio del rodamiento [12].
- **Cuarta etapa:** Para estudiar esta etapa, es necesario incorporar la técnica de análisis SEE (Spectral Emitted Energy) que estudia la energía de la envolvente acústica generada por los elementos rodantes sobre la pista exterior, con partículas en el lubricante. Partículas procedentes del lubricante contaminado o de las propias pistas. Si utilizando esta tecnología SEE, se detecta una señal, probablemente el rodamiento esté en su etapa cuatro, y el fallo catastrófico puede ocurrir en muy breve espacio de tiempo, por lo que la máquina debe ser parada inmediatamente [12].

3 CAPÍTULO: DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Las máquinas solo pueden ser producto de nuestro ser, si examinamos las máquinas que construimos y las cosas que metemos en ellas, tenemos un dato único y fiable de cómo estamos evolucionando.

- Douglas Coupland -

En este capítulo se van a definir todas y cada una de las características principales que debe cumplir el diseño del banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos, tal como se expresa en el *reconocimiento de la necesidad*, indicado en el Capítulo 2 de este TFG.

3.1 Objetivos

Los objetivos de este TFG se van a desglosar en un objetivo general, del cual emanarán diversos objetivos específicos.

3.1.1 General

Redacción del proyecto constructivo de un banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos, destinado al laboratorio de Ingeniería Mecánica de la ETSI de la Universidad de Huelva.

3.1.2 Específicos

- El banco debe ser estructuralmente resistente, asegurándose que ninguno de los elementos del banco va a sufrir el fallo antes que el rodamiento sometido a ensayo.
- El banco de ensayo debe ser lo suficientemente preciso, para que introduzca los mínimos errores en los resultados de los ensayos que caracterizarán el fallo de los rodamientos, y que no afecten apreciablemente a éstos.
- La configuración del banco de ensayos debe ser tal, que permita el fácil montaje y desmontaje de los rodamientos a ensayar.
- El banco debe permitir la colocación de dispositivos de medida de vibraciones, en una ubicación próxima al rodamiento a ensayar.
- El banco debe permitir el ensayo de una gama suficientemente amplia de rodamientos comerciales.
- El banco debe permitir aplicar simultáneamente, cargas radiales y axiales, sobre el rodamiento ensayado.

- El banco debe permitir aplicar cargas variadas sobre los rodamientos ensayados.
- El banco debe permitir hacer girar al rodamiento ensayado a diferentes velocidades, debiendo alcanzar una velocidad máxima de al menos 3000 rpm.

3.2 Análisis de las soluciones

Dentro de la literatura técnica y científica manejada, se han encontrado diversos modelos y soluciones para el banco de ensayo de rodamientos. Se han analizado, desde los más simples que ensayan solamente rodamientos de bolas de 20 mm de diámetro interior, hasta bancos enormes, que ensayan rodamientos de más de 750 mm de diámetro interior, destinados por ejemplo a turbinas de vapor y aerogeneradores.

En cuanto a las posibles configuraciones de máquinas de ensayo, atendiendo al sistema de transmisión, se distinguen las siguientes:

- Con transmisión desalineada mediante correas o cadenas: Tiene la ventaja de que ocupa menos espacio longitudinal, y por tanto da lugar a bancos más compactos. También tiene la ventaja de que las posibles desalineaciones entre el eje del motor y el soporte de los rodamientos de ensayo, no introducen vibraciones ajenas al propio ensayo. Sin embargo, tiene como inconvenientes, los propios de los sistemas de transmisión por correas, que no pueden asegurar una velocidad efectiva por: el peligro del deslizamiento de la correa, el deslizamiento funcional, la necesidad de retensado periódico, el coeficiente de rozamiento correa/polea que depende de las condiciones ambientales, etc.
- Con transmisión en línea: Aunque tiene el inconveniente de que el banco es más largo, tiene la ventaja de que se garantiza en todo momento la velocidad efectiva que se quiera dar al ensayo de los rodamientos. Además, si no se tiene problemas de espacio, la longitud no sería ningún inconveniente, con la ventaja de que todos los elementos están a la vista, incluido el motor. Asimismo, el posible desalineamiento entre eje soporte y eje motor, hoy en día es fácilmente subsanable mediante la utilización de un acoplamiento flexible.

Y en cuanto a la configuración del sistema de carga de los rodamientos a ensayar, estarían:

- Carga radial mediante correas: Tiene el inconveniente de que no se puede garantizar una carga efectiva en el tiempo. Además, este sistema está limitado a cargas radiales.
- Carga radial y axial mediante cilindros neumáticos: La principal ventaja es que permite cargas efectivas, tanto radiales como axiales, y además simultáneas. El posible inconveniente en cuanto a la magnitud de estas cargas, es que estarían limitadas en base a los actuadores neumáticos elegidos.
- Carga radial y axial mediante cilindros hidráulicos: Igual que la anterior solución, la principal ventaja es que permite cargas efectivas, tanto radiales como axiales, y además simultáneas. Aquí la magnitud de las cargas aplicadas aleja cualquier inconveniente, ya que los actuadores hidráulicos dan unos márgenes de esfuerzos mucho mayores, eso sí, obliga a disponer de un grupo hidráulico adecuado.

3.3 Especificaciones de requisitos

Estas especificaciones de requisitos tienen por objeto establecer las características y dimensiones esenciales que debe cumplir el banco de ensayo para detección de defectos en rodamientos, las cuales se basan en los objetivos generales y específicos establecidos anteriormente, y en las circunstancias particulares del lugar de su instalación y operación.

3.3.1 Universalidad del banco de ensayo

El banco de ensayo tendrá capacidad para poder ensayar al menos 10 rodamientos comerciales distintos, con diámetros interiores comprendidos entre los 10 y los 80 mm.

3.3.2 Estructura soporte

El banco de ensayo estará dotado de una estructura autosoportante, constituida por unas patas soporte con sus correspondientes ruedas (con sistema de freno), que permitan el traslado dentro del laboratorio, y un tablero de anclaje de los equipos, que deberá quedar situado a una altura sobre el suelo comprendida entre 0,80 y 0,90 m.

3.3.3 Condiciones ambientales

Las características ambientales en las que debe operar el banco de ensayo, serán las que se expresan en la siguiente Tabla 3-1.

Tabla 3-1. Características ambientales

Parámetro ambiental	Valores (máx.-mín.)
Altura sobre el nivel del mar	10-2000 m
Humedad	20-90 %HR
Temperatura	10-50 °C
Presión atmosférica	95930-101325 Pa
Situación	En interior
Atmósfera de trabajo	No corrosiva

3.3.4 Tolerancias dimensionales

Las tolerancias dimensionales del banco de ensayo se ajustarán, en todo lo que le aplique, a la norma UNE-EN ISO 286-1.

3.3.5 Red de alimentación eléctrica

La red disponible en el laboratorio es monofásica de 220/230 V.

3.3.6 Red neumática

La red de aire comprimido disponible en el laboratorio es de 0.6 MPa.

3.3.7 Acabados superficiales

Los acabados superficiales de los distintos componentes del banco serán los que se especifican en la siguiente Tabla 3-2.

Tabla 3-2. Relación de acabados superficiales

Componente	Tipo de acabado
Estructura soporte	Pintura color RAL 5002
Carcasa del motor	Pintura color RAL 5005
Soportes de rodamientos	Pintura color RAL 5005
Componentes comerciales	El aportado por el suministrador
Ejes	Terminación en mecanizado
Manguitos	Terminación en mecanizado

Los trabajos de pintura se deben realizar siguiendo los criterios recogidos en la norma UNE-EN ISO-12944.

El tratamiento de las superficies a pintar será el siguiente:

Preparación previa de las superficies a pintar, mediante un chorreado abrasivo a metal casi blanco SIS Sa2 1/2 (SSPC-SP10). Con este chorreado, la cascarilla de laminación, la herrumbre y las materias extrañas deberán eliminarse de forma que sólo queden algunas trazas en forma de manchas o franjas. La superficie deberá limpiarse a continuación con una aspiradora, con aire comprimido limpio y seco o con un cepillo limpio. Antes de que haya transcurrido más de 4 a 6 horas después del chorreado, se iniciará el pintado de las superficies, siguiendo el siguiente procedimiento de pintado.

- Imprimación: Epoxi poliamida con fosfato de zinc con repintabilidad ilimitada. Espesor de película seca 1 x 75 μ
- Capa intermedia: Epoxi amida de alto espesor repintable. Espesor de película seca: 1 x 75 μ
- Capa de acabado: Epoxi poliamida sin límite de repintabilidad. Espesor de película seca 1 x 50 μ .

Los componentes con terminación de mecanizado, deberán protegerse con un lubricante multifunción e inhibidor de la corrosión del tipo CRC 3-36, o Metal Prot serie 3000, o similares.

3.3.8 Elementos de control

El banco dispondrá de los elementos de control y mando suficientes y fácilmente manejables, para gobernar en cada una de las circunstancias, el buen funcionamiento del mismo, así como para su arranque, parada, y puesta en fuera de servicio.

3.3.9 Terminación y entrega

El banco de ensayo deberá ser entregado, montado y probado en las instalaciones del Laboratorio de Ingeniería Mecánica, de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Huelva, en un plazo improrrogable de 8 meses desde la adjudicación del pedido.

3.4 Alcance

El alcance de este banco de ensayo, son todos los materiales, componentes, procesos y servicios incluidos en la memoria, planos y presupuesto del presente proyecto, cumpliendo con los requisitos especificados en el mismo.

3.5 Legislación y Normativa de seguridad aplicable

- UNE-EN ISO 12100 Seguridad de las máquinas. Principios generales para el diseño. Evaluación del riesgo y reducción del riesgo.

Nota: Por tratarse de una máquina especialmente diseñada y fabricada con vistas a la investigación y para uso temporal en laboratorios, no le aplica la **Directiva 2006/42/CE del Parlamento Europeo y del Consejo**, de 17 de mayo de 2006, relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE (refundición), tal como se establece en el artículo 1, punto 2, letra h.

Igualmente, y por los mismos motivos, no le aplica el **Real Decreto 1644/2008**, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.

4 CAPÍTULO: DISEÑO DEL BANCO DE ENSAYO

Si no lo puedes explicar con simplicidad, es que no lo entiendes bien.

- Albert Einstein -

Considerando el término diseño, como el conjunto de planteamientos y acciones necesarias para llevar a cabo y hacer realidad una idea [2], en este capítulo se van a definir y concretar cada uno de los sistemas que conforman el banco de ensayo de rodamientos, y los diferentes componentes que los constituyen. Así mismo se justificarán sus dimensiones y material elegido para cada uno de ellos, en base a sus correspondientes cálculos justificativos que garantizan su supervivencia una vez sometido a las sollicitaciones previstas, o la selección de los elementos comerciales, en base a las funciones y/o esfuerzos que deben realizar.

4.1 Solución adoptada

Para el diseño del banco de ensayo de rodamientos, se ha optado por una transmisión en línea, puesto que no se tiene problemas de espacio longitudinal para el banco en el laboratorio, y este diseño tiene la ventaja de darle mayor robustez, y precisión al banco. Además de que todos los componentes motrices y de transmisión están a la vista y por tanto muy accesibles, lo que facilita su manipulación, operación y mantenimiento.

En cuanto al sistema de generación de la carga sobre los rodamientos de ensayo, se ha optado por un sistema mediante cilindros neumáticos independientes para la carga radial y la axial. Lo cual posibilita que sean cargas efectivas variables, simultáneas e independientes. Además, para los tamaños de rodamientos a ensayar, y de la presión de la red de aire comprimido del laboratorio, se van a requerir cargas inferiores a los 8000 N, que son empujes perfectamente asumibles por cilindros neumáticos de tamaños razonables, y que sin embargo tienen la ventaja de no necesitar grupos de hidráulicos de presión, ni instalaciones y elementos de control, más caros y complejos.

4.2 Rodamientos a ensayar en el banco

A fin de conseguir un banco de ensayos de rodamientos, versátil y con un alto grado de universalidad, que además cumpla y supere las condiciones impuestas en el punto 3.3.1 de la Especificación de Requisitos, se ha realizado un diseño que permitirá ensayar hasta 50 rodamientos diferentes. Todos ellos serán rodamientos rígidos de bolas de una hilera, de la serie 619XX del catálogo de SKF. Cuyos diámetros interiores estarán comprendidos entre los 10 y 75 mm, los cuales se especifican en la siguiente Tabla 4-1.

Tabla 4-1. Relación de rodamientos a ensayar

Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	Designaciones
10	22	6	61900, 61800-2RS1, 61800-2Z
12	24	6	61901, 61901-2RS1, 61901-2Z
15	28	7	61902, 61902-2RS1, 61902-2RZ, 61902-2Z
17	30	7	61903, 61903-2RS1, 61903-2RZ, 61903-2Z
20	37	9	61904, 61904-2RS1, 61904-2RZ
25	42	9	61905, 61905-2RS1, 61905-2RZ
30	47	9	61906, 61906-2RS1, 61906-2RZ
35	55	10	61907, 61907-2RS1, 61907-2RZ
40	62	12	61908, 61908-2RS1, 61908-2RZ
45	68	12	61909, 61909-2RS1, 61909-2RZ
50	72	12	61910, 61910-2RS1, 61910-2RZ
55	80	13	61911, 61911-2RS1, 61911-2RZ
60	85	13	61912, 61912-2RS1, 61912-2RZ
65	90	13	61913, 61913-2RS1, 61913-2RZ
70	100	16	61914, 61914-2RS1, 61914-2RZ
75	105	16	61915, 61915-2RS1, 61915-2RZ

Para conseguir la universalidad del banco de ensayo, se van a utilizar cuatro cabezales porta-rodamientos, que se acoplarán perfectamente sobre el eje de transmisión como una prolongación del mismo, fijándose a éste con una tuerca ranurada y su correspondiente arandela de seguridad. Estos cabezales serán sustituibles, unos por otros sobre el eje, en función del rodamiento que interese ensayarse. Adicionalmente a cada uno de los cuatro cabezales le corresponderá también un utillaje de carga.

Cada uno de los cuatro conjuntos, cabezal/utillaje de carga, tendrá capacidad para ensayar rodamientos con cuatro diámetros interiores diferentes, en función de dónde se posicionen dentro del cabezal. La relación entre el rodamiento a ensayar y el cabezal a utilizar, se indica en la Tabla 4-2.

Tabla 4-2. Asociación de rodamiento a ensayar, con el número de cabezal/utillaje

Diámetro interior	Designaciones	Nº de cabezal/utillaje
10	61900, 61800-2RS1, 61800-2Z	1
12	61901, 61901-2RS1, 61901-2Z	1
15	61902, 61902-2RS1, 61902-2RZ, 61902-2Z	1
17	61903, 61903-2RS1, 61903-2RZ, 61903-2Z	1
20	61904, 61904-2RS1, 61904-2RZ	2
25	61905, 61905-2RS1, 61905-2RZ	2
30	61906, 61906-2RS1, 61906-2RZ	2
35	61907, 61907-2RS1, 61907-2RZ	2
40	61908, 61908-2RS1, 61908-2RZ	3
45	61909, 61909-2RS1, 61909-2RZ	3
50	61910, 61910-2RS1, 61910-2RZ	3
55	61911, 61911-2RS1, 61911-2RZ	3
60	61912, 61912-2RS1, 61912-2RZ	4
65	61913, 61913-2RS1, 61913-2RZ	4
70	61914, 61914-2RS1, 61914-2RZ	4
75	61915, 61915-2RS1, 61915-2RZ	4

4.3 Sistemas que componen el banco de ensayo

El banco de ensayo diseñado, estará compuesto por 4 sistemas distintos, cada uno de ellos con sus diferentes componentes:

- **Sistema mecánico:** Acoplamiento elástico, eje de transmisión, rodamientos portantes, porta-rodamientos, cabezales porta-rodamientos de ensayo, tuerca ranurada, arandela de seguridad, utillajes de carga de rodamientos de ensayo, puntas de empuje, utillajes de actuador, tornillos, pernos, tuercas y elementos de unión, mesa soporte o bancada y la cubierta de protección.
- **Sistema eléctrico:** Motor eléctrico, variador de velocidad, guardamotor, selectores manuales de tres posiciones, selectores manuales de dos posiciones, elementos luminosos, pulsador de parada de emergencia y el cableado.

- Sistema neumático: Cilindros neumáticos, filtro-regulador-lubricador, junta flotante, válvulas de tres vías, válvulas reguladoras de presión, electroválvulas, válvulas reguladoras de caudal, tubos, racores y los silenciadores.
- Sistema electrónico: Acelerómetros piezoeléctricos, amplificador, cableado, tarjeta de captación de datos, presostatos, armario y placa de montaje.

Todo ello queda perfectamente detallado en la siguiente Figura 4-1.

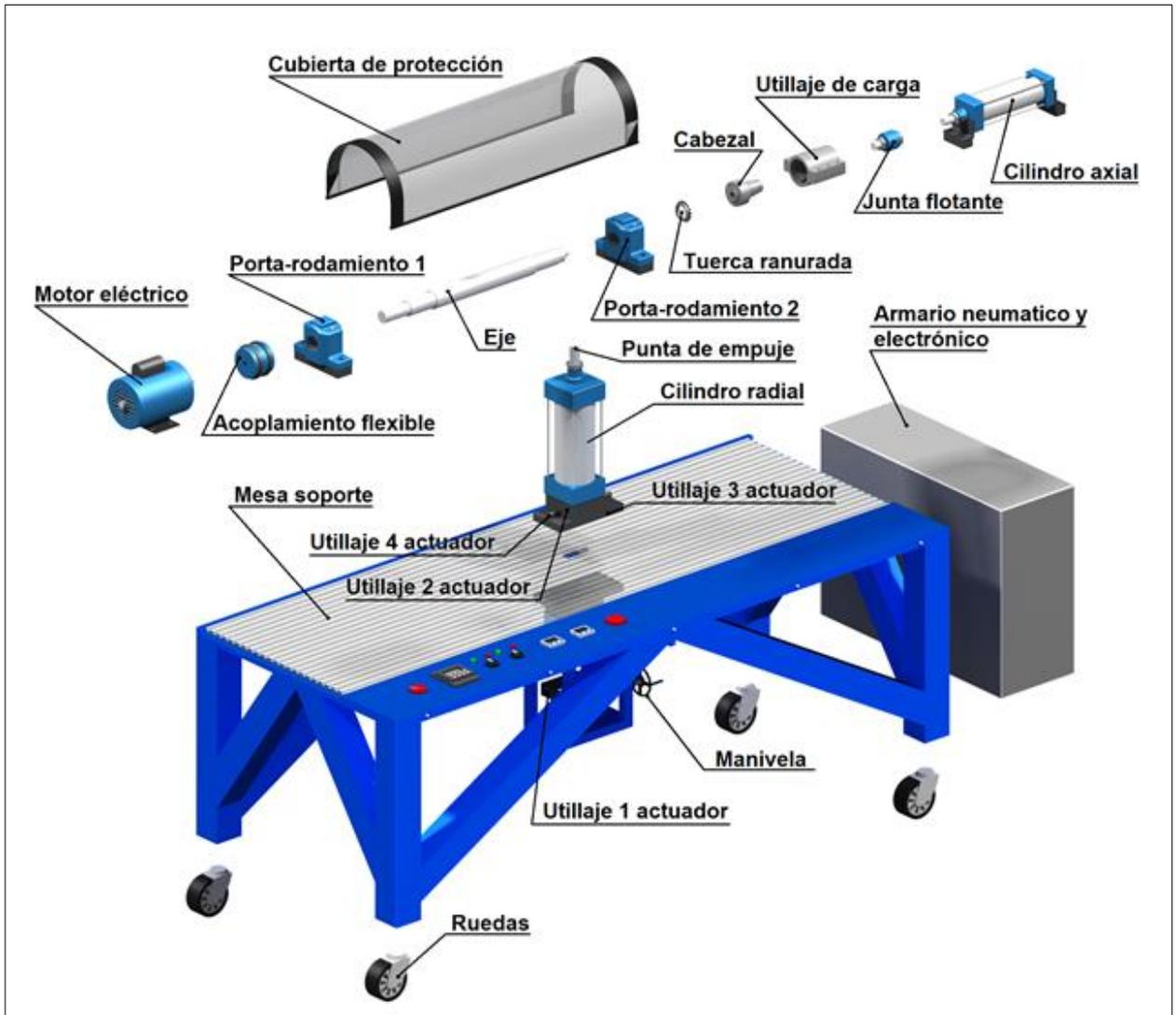


Fig 4-1. Explosionado del banco de ensayo de rodamientos

4.4 Diseño mecánico

El diseño mecánico es una tarea compleja que requiere muchas habilidades. Es necesario subdividir grandes relaciones en una serie de tareas simples. La complejidad del tema requiere una secuencia en la que las ideas se presentan y se revisan [3]. Por ello, primeramente, se seleccionarán los distintos componentes mecánicos de este banco de ensayo, posteriormente se seleccionará el material con el que se pretende fabricar cada uno de ellos, para a continuación dimensionarlo en base a las solicitaciones a las que debe estar sometido en operación. Otros componentes, por sus características y especificidad serán comerciales, y por tanto se seleccionarán de los catálogos correspondientes de suministradores suficientemente acreditados, en base también a las solicitaciones que deben soportar en operación, pero también en base al ambiente de trabajo y al servicio que deben prestar.

Los componentes mecánicos específicos de este banco, que se abordan a continuación son: El eje de transmisión, los cabezales porta-rodamientos, los utillajes de carga, las puntas de empuje, el acoplamiento flexible, los rodamientos portantes y los soportes porta-rodamientos. También son componentes mecánicos, los diversos elementos de unión, como son: tornillos, pernos, espárragos roscados, arandelas, tuercas, tuercas ranuradas, arandelas o chapas de seguridad, etc.

Lo primero que se debe abordar, es conocer y cuantificar las distintas sollicitaciones a las que van a estar sometidos los componentes del banco, y las restricciones de los mismos.

4.4.1 Determinación de sollicitaciones

Las sollicitaciones a las que estará sometido el banco, van a depender de las cargas que se apliquen sobre los rodamientos ensayados. Y como es evidente, estas cargas a su vez van a depender del cabezal porta-rodamiento concreto que se utilice. Por tanto, serán máximas cuando se ensayen los rodamientos mayores del catálogo de SKF. Los cuales, según dicho catálogo, tienen las características indicadas en la siguiente Tabla 4-3.

Tabla 4-3. Características de los rodamientos mayores

Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	C (kN)	C ₀ (kN)	Designación
60	85	13	16,5	14,3	61912
65	90	13	17,4	16	61913
70	100	16	23,8	21,2	61914
75	105	16	24,2	19,3	61915

Pues bien, denominando F_a y F_r a las cargas axiales y radiales respectivamente, sobre el rodamiento a ensayar, y suponiéndose además que la excentricidad de carga máxima para estos rodamientos rígidos de bolas:

$$e = F_a / F_r$$

va a adoptar un valor de 0,44, y además que un 30% de su Capacidad Dinámica de Carga (C) va a ser más que suficiente para conseguir un buen análisis del espectro en frecuencia, se tendría que las cargas de ensayo para, por ejemplo, el de diámetro interior de 75 mm:

$$F_r = 0,3 \cdot 24200 = 7260 \text{ N}$$

$$F_a = 0,44 \cdot 0,3 \cdot 24200 \text{ N} = 3194,4 \text{ N}$$

Haciendo lo mismo para el resto de los rodamientos mayores, se obtendrían los valores de las fuerzas axiales y radiales que se indican en la siguiente Tabla 4-4.

Tabla 4-4. Valores de las cargas de ensayo de los rodamientos mayores

Designación	Diámetro interior	F _a (N)	F _r (N)
61912	60	2178	4950
61913	65	2296.8	5220
61914	70	3141.6	7140
61915	75	3194.4	7260

Valores que determinarían las sollicitaciones máximas, a las que va a estar sometido el banco de ensayo, y a partir de los cuales se calculará el resto de los componentes.

4.4.2 Diseño del eje

La disposición que se pretende dar al eje + cabezal porta-rodamientos va a ser tal como se muestra en la siguiente Figura 4-2.



Fig 4-2. Eje + cabezal porta-rodamientos

Y las cargas que deberá soportar serán los pesos, más las cargas de ensayo. Los pesos serán, por un lado, el correspondiente al rodamiento ensayado, y por otro el del acoplamiento flexible (suponiendo que todo el peso de éste es soportado por el eje de transmisión); cada uno de ellos estaría situado en un extremo del eje. Mientras que las cargas de ensayo del rodamiento, serán los empujes axiales y radiales, expuestos en la Tabla 4-4, a los que se somete al rodamiento por parte de los cilindros neumáticos. Pero si se considera que el peso del rodamiento ensayado es despreciable a efectos de cálculo, frente al resto de las cargas, el esquema del eje con sus sollicitaciones, podría representarse según se muestra en la Figura 4-3.

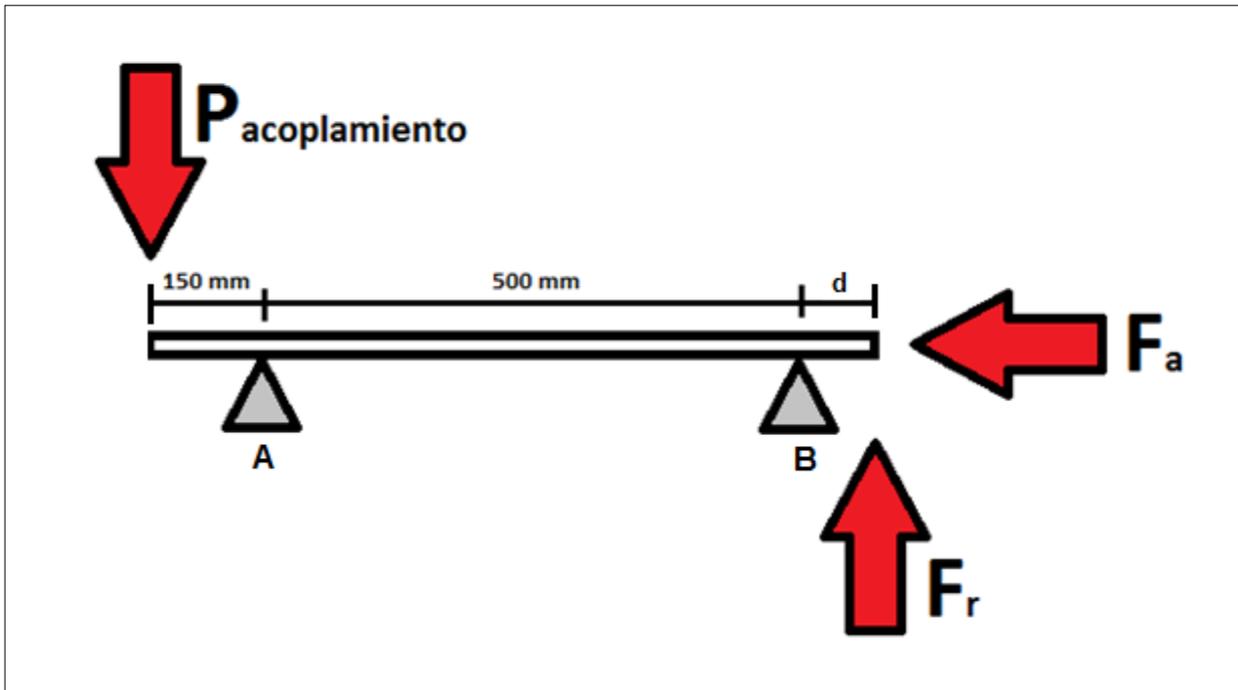


Fig 4-3. Esquema simplificado de carga del eje del banco de ensayo

Ahora bien, teniendo en cuenta que el rodamiento ensayado debe ir colocado en una posición distinta del cabezal porta-rodamiento en función de su diámetro interno, la distancia d desde el soporte derecho (B) del eje, al punto de aplicación de F_a y F_r no va a ser fija, si no que dependerá del rodamiento ensayado. Así, esa distancia variará para el cabezal porta-rodamientos mayor (Nº 4), que es al que más carga de ensayo se aplica, según se muestra en la siguiente Tabla 4-5.

Tabla 4-5. Variación de la distancia d al soporte derecho del eje

Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	d (mm)	Designación
60	85	13	159	61912
65	90	13	147.5	61913
70	100	16	136	61914
75	105	16	123	61915

- **Solicitaciones de flexión:**

Del catálogo del suministrador, se conoce que el peso del acoplamiento flexible, ubicado en el extremo izquierdo del eje, es de 3,2 kg, equivalente a 31,392 N.

Con todo lo anterior, el esquema de carga a flexión del eje de transmisión del banco de ensayo, sería tal como se muestra en la Figura 4-4.

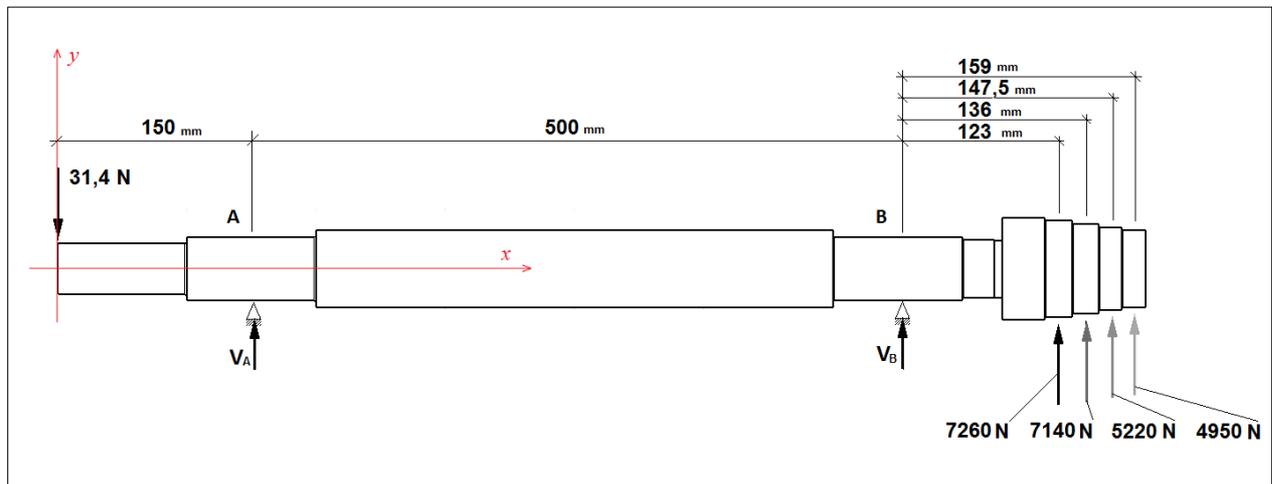


Fig 4-4. Esquema de carga del eje de transmisión del banco de ensayo

En base al mismo, se pueden calcular las reacciones en los apoyos y los momentos flectores a los que está sometido el material del eje, y con ellos determinar los diagramas de esfuerzos cortantes y de momentos flectores, en cada uno de los rodamientos de mayor diámetro ensayados.

- Rodamiento de 60:

$$\sum F = -31,392 + V_A + V_B + 4950 = 0$$

$$\sum M_A = 4950 \cdot 0,659 + V_B \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,15 = 0$$

$$\sum M_B = 4950 \cdot 0,159 - V_A \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,65 = 0$$

$$V_A = 1614,91 \text{ N}$$

$$V_B = -6533,518 \text{ N}$$

$$M_B = 787,05 \text{ Nm}$$

- Rodamiento de 65:

$$\sum F = -31,392 + V_A + V_B + 5220 = 0$$

$$\sum M_A = 5220 \cdot 0,6475 + V_B \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,15 = 0$$

$$\sum M_B = 5220 \cdot 0,1475 - V_A \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,65 = 0$$

$$V_A = 1580,71 \text{ N}$$

$$V_B = -6769,318 \text{ N}$$

$$M_B = 769,95 \text{ Nm}$$

- Rodamiento de 70:

$$\sum F = -31,392 + V_A + V_B + 7140 = 0$$

$$\sum M_A = 7140 \cdot 0,636 + V_B \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,15 = 0$$

$$\sum M_B = 7140 \cdot 0,136 - V_A \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,65 = 0$$

$$V_A = 1982,89 \text{ N}$$

$$V_B = -9091,498 \text{ N}$$

$$M_B = 971,04 \text{ Nm}$$

- Rodamiento de 75:

$$\sum F = -31,392 + V_A + V_B + 7260 = 0$$

$$\sum M_A = 7260 \cdot 0,623 + V_B \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,15 = 0$$

$$\sum M_B = 7260 \cdot 0,123 - V_A \cdot 0,5 + 31,392 \cdot 0,65 = 0$$

$$V_A = 1826,77 \text{ N}$$

$$V_B = -9055,378 \text{ N}$$

$$M_B = 892,98 \text{ Nm}$$

Cuyos diagramas de esfuerzo cortantes de los cuatro casos del cabezal porta-rodamientos N°4, se han representado en la Figura 4-5.

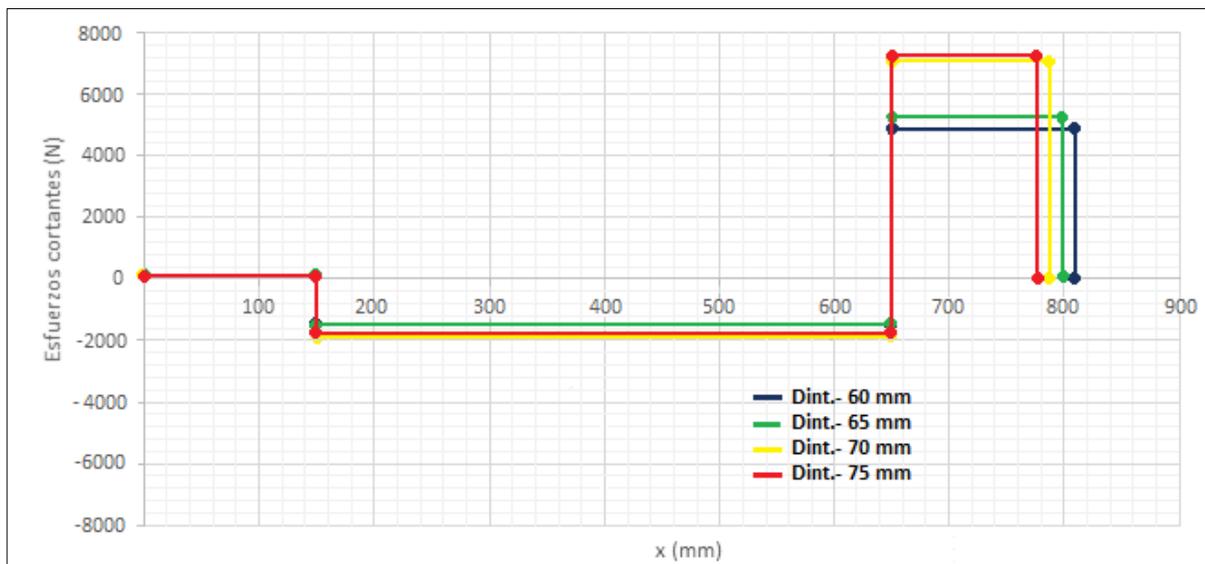


Fig 4-5. Diagramas de esfuerzos cortantes

Y los diagramas de momentos flectores, también de los cuatro casos se han representado, en este caso en la Figura 4-6.

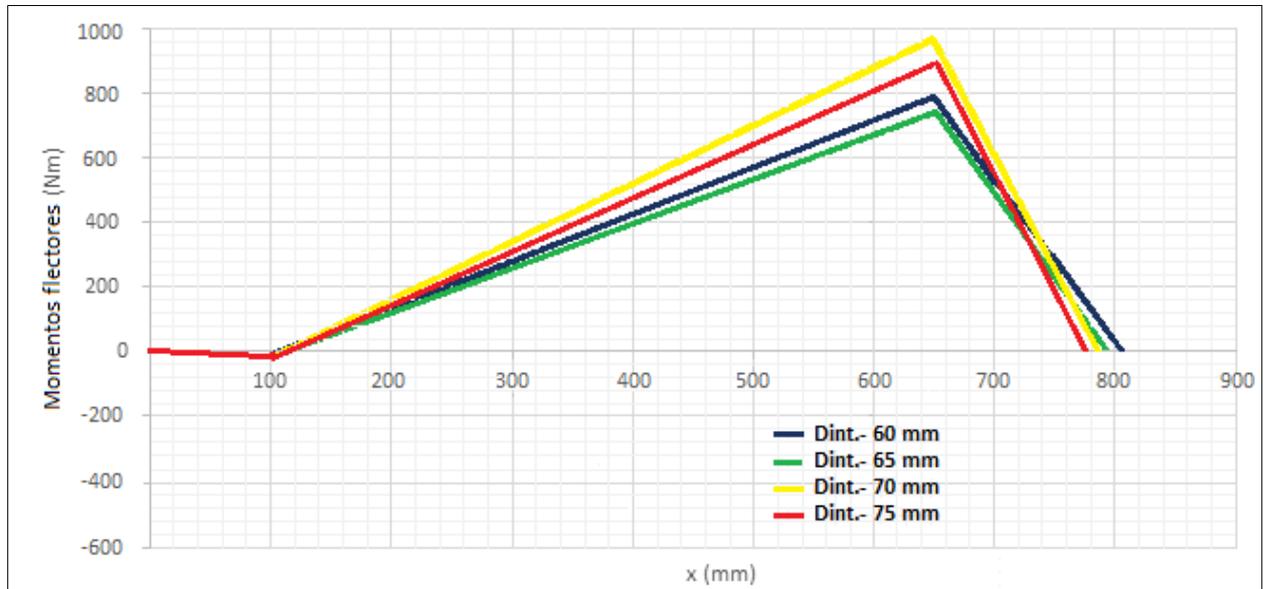


Fig 4-6. Diagramas de momentos flectores

En él se observa cómo el rodamiento que mayor momento flector absoluto genera, es el rodamiento de 70 mm de diámetro interior, y como en todos ellos, ese momento flector se produce en la sección B del eje.

- **Solicitaciones de torsión:**

Teniendo en cuenta que las únicas fuerzas que se oponen al giro del eje, van a ser las debidas a las fuerzas de fricción en los rodamientos, tanto en los portantes como en el ensayado, y que los coeficientes de fricción en los rodamientos adoptan unos valores que varían entre 0,001 y 0,005 [13].

$$F_r = F_{rVA} + F_{rVB} + F_{re} = \mu \cdot (V_A + V_B + F_e)$$

Aplicándose al caso más desfavorable, que es el rodamiento de 75 mm de diámetro interior, se tiene para el mismo una fuerza global de fricción:

$$F_r = 0,005 \cdot (1806,8 + 9055,8 + 7260,0) = 90,6 \text{ N}$$

Lo que generará un par de rozamiento máximo de:

$$T = F_r \cdot r = 90,6 \cdot 0,05 = 4,53 \text{ Nm}$$

Cuyo diagrama de momentos torsores quedaría representado en la Figura 4-7.

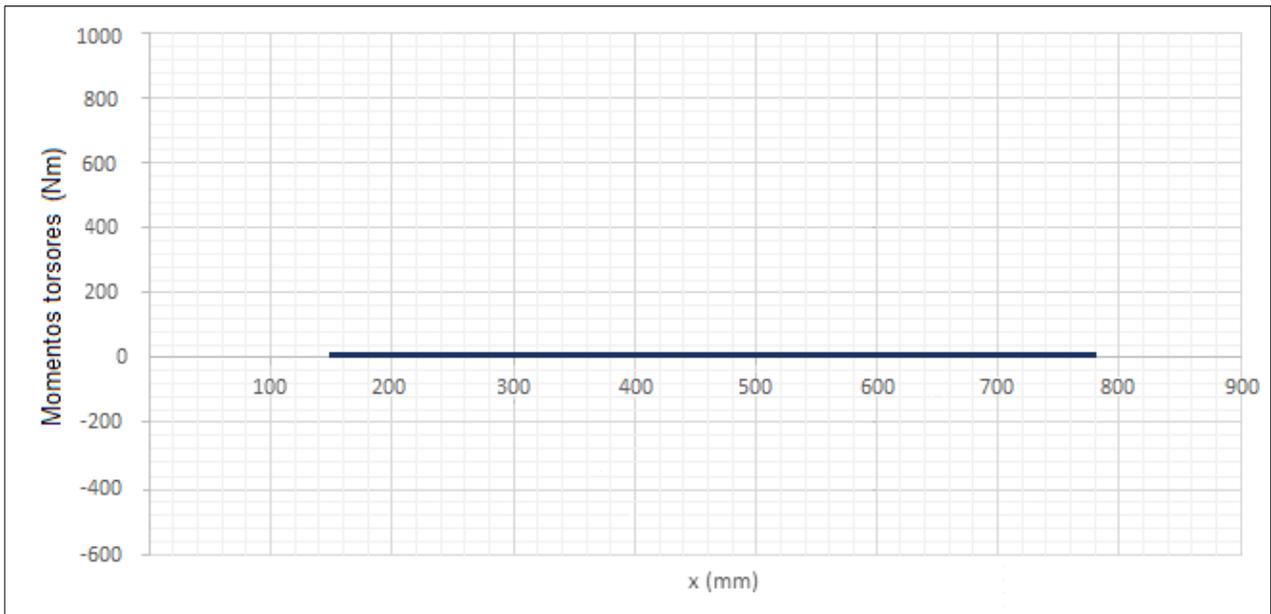


Fig 4-7. Diagrama de momentos torsores

Que como puede observarse es insignificante en el peor de los casos, y por tanto de cara a los cálculos se va a considerar despreciable.

- **Solicitaciones axiales:**

El esquema de carga axial del eje del banco de ensayo, sería tal como se refleja en la siguiente Figura 4-8.

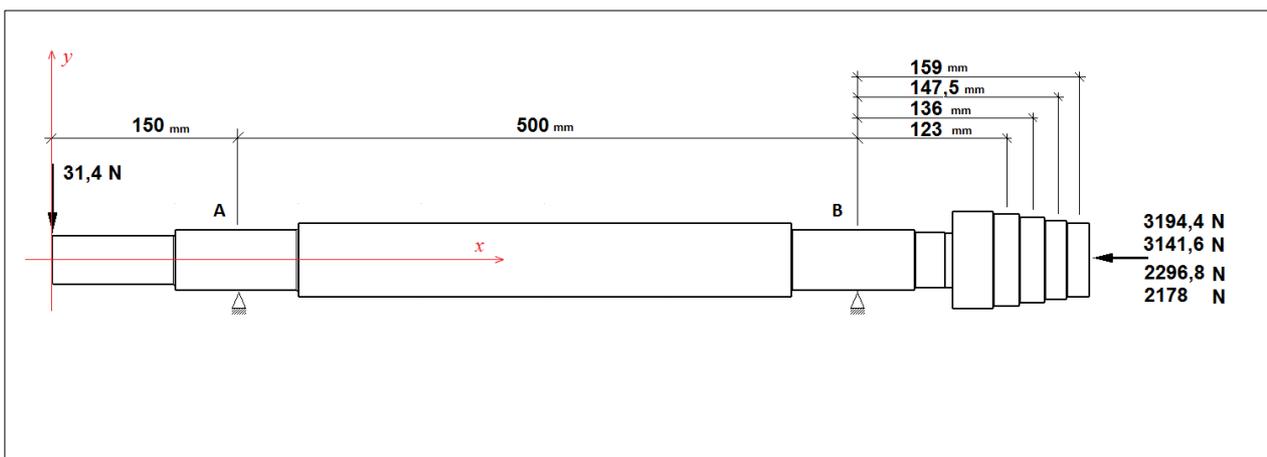


Fig 4-8. Esquema de cargas axiales sobre el eje

Cuyo diagrama de esfuerzos axiales para los cuatro casos posibles del cabezal porta-rodamientos N° 4, vendría representado por la Figura 4-9.

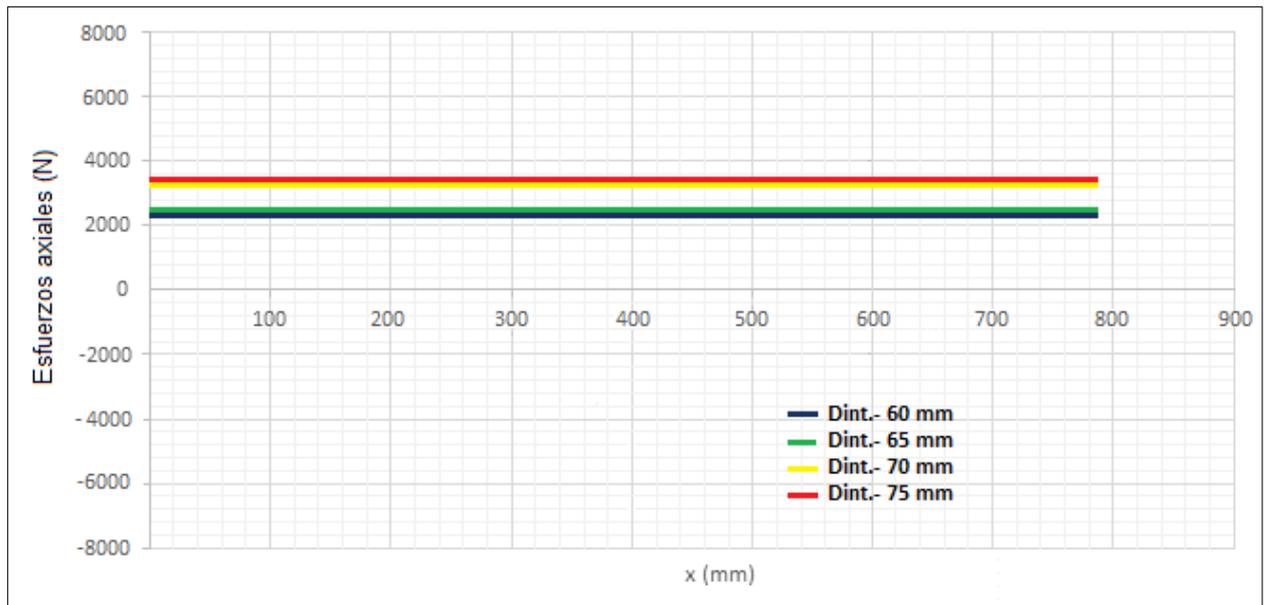


Fig 4-9. Diagrama de esfuerzos axiales

4.4.2.1 Selección del material

Para el material del eje se debe elegir un acero de bajo contenido de carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente [3]. Por ello se ha elegido un acero AISI 1050 templado y revenido a 205°C, equivalente al F1252 de la norma UNE 36-012-78 (Aceros aleados especiales para temple y revenido), cuyas características mecánicas se expresan en la siguiente Tabla 4-6.

Tabla 4-6. Características mecánicas del acero del eje

Denominación AISI	Tratamiento	Temperatura (°C)	Tensión Fluencia (MPa)	Tensión Última (MPa)	Dureza Brinel (HB)
1050	T y R	205	807	1120	504

4.4.2.2 Cálculos justificativos

Inicialmente, para calcular el diámetro del eje, se necesita determinar su límite de fatiga, y para ello se necesita calcular los respectivos coeficientes de Marin:

- k_a coeficiente de Marin de acabado superficial:

De las gráficas de [14]

$$k_a = 0,702$$

- k_b coeficiente de Marin de tamaño:

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

Para determinarlo se necesita conocer el diámetro d del eje, pero como en estos momentos aún no se conoce, se va a suponer que es menor de 50 mm, y por tanto de [3] que $k_{b1} = 0,85$, posteriormente con el diámetro así obtenido, se iniciará un proceso iterativo, hasta que converja a una solución.

- k_c coeficiente de Marin de confiabilidad:

Se fija una confiabilidad del 90 %, por lo que de tablas [14], se obtiene que

$$k_c = 0,897$$

- k_d coeficiente de Marin de temperatura:

Por estar la temperatura de operación por debajo de los 50 °C [14], se tiene que

$$k_d = 1$$

- k_e coeficiente de Marin de ciclo de trabajo [14]:

$$k_e = 1$$

- k_f coeficiente de Marin de concentración de tensiones:

$$k_{f1} = \frac{1}{k_{01}} = \frac{1}{2,7} = 0,37$$

Tomando k_0 de la tabla 7-1 de [3], para un hombro con radio de transición agudo ($r/d = 0.02$), posteriormente cuando se conozca el valor de d , se realizará un proceso iterativo hasta converger.

- k_g coeficiente de Marin de efectos varios:

Al no existir en este caso ningún efecto distinto a los contemplados en los anteriores coeficientes, se adopta para él la unidad.

$$k_g = 1$$

Con todo ello, se puede obtener el límite de fatiga del eje en una primera iteración:

$$S_f = k_a \cdot k_{b1} \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_{f1} \cdot k_g \cdot S_f^*$$

Y por otro lado por teoría de fatiga se tiene que:

$$S_f^* = 0.504 \cdot S_{ut} = 0.504 \cdot 1120 = 564,5 \text{ MPa}$$

Finalmente, el límite de fatiga del eje en esta primera iteración será:

$$S_{f1} = 0,702 \cdot 0,85 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,37 \cdot 1 \cdot 564,48 = 111,8 \text{ MPa}$$

Se calculan a continuación las tensiones equivalentes alternantes y medias en una primera iteración para el rodamiento más crítico, que como se vio anteriormente en el apartado 4.4.2, es el de 70 mm de diámetro interior (61914):

$$\sigma_1^a = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 971,04}{\pi \cdot d^3} = \frac{9890,932}{d^3} \text{ MPa}$$

$$\sigma_2^a = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^a = \sqrt{\sigma_1^a + \sigma_2^a - \sigma_1^a \cdot \sigma_2^a}$$

Mientras que las tensiones medias son debidas únicamente al esfuerzo axial, ya que como se justificó en el apartado 4.2.2 el par torsor sobre el material del eje va a ser prácticamente inexistente. Por tanto:

$$\sigma_1^m = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3141,6}{\pi \cdot d^2} = \frac{4000,01}{d^2} \text{ MPa}$$

$$\sigma_2^m = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^m + \sigma_2^m - \sigma_1^m \cdot \sigma_2^m}$$

Aplicando el enfoque de Goodman a fatiga, y adoptando un coeficiente de seguridad $n = 1,5$:

$$\begin{aligned}\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} &= \frac{1}{n} \rightarrow \frac{\frac{9890,932}{d^3}}{112,163 \cdot 10^6} + \frac{\frac{4000,01}{d^2}}{1120 \cdot 10^6} = \frac{1}{1,5} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{8,818 \cdot 10^{-5}}{d^3} + \frac{3,571 \cdot 10^{-6}}{d^2} = \frac{1}{1,5} \rightarrow \\ &\rightarrow 0,6 \cdot d^3 - 3,571 \cdot 10^{-6} \cdot d - 8,818 \cdot 10^{-5} = 0 \rightarrow \\ &\rightarrow d_1 = 0,050986 \text{ m} = 50,986 \text{ mm}\end{aligned}$$

Realizando con este diámetro una segunda iteración, varían los coeficientes de Marin de tamaño y de concentración de tensiones (con un radio de acuerdo 5 mm):

$$\begin{aligned}k_{b2} &= \left(\frac{d_1}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{50,986}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,816 \\ k_{f2} &= \frac{1}{k_{02}} = \frac{1}{1 + q \cdot (k_{t2} - 1)} = \frac{1}{1 + 0,925 \cdot (1,5 - 1)} = 0,684\end{aligned}$$

Volviendo a calcular todo nuevamente:

$$\begin{aligned}S_{f2} &= 199,056 \text{ MPa} \\ d_2 &= 0,042126 \text{ m} = 42,126 \text{ mm}\end{aligned}$$

Aplicando una tercera iteración, nos varían de nuevo los coeficientes de Marin de tamaño y de concentración de tensiones (radio de acuerdo 5 mm):

$$\begin{aligned}k_{b3} &= \left(\frac{d_2}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{42,126}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,832 \\ k_{f3} &= \frac{1}{k_{03}} = \frac{1}{1 + q \cdot (k_{t3} - 1)} = \frac{1}{1 + 0,925 \cdot (1,4 - 1)} = 0,73\end{aligned}$$

Volviendo a calcular todo nuevamente:

$$\begin{aligned}S_{f3} &= 216,608 \text{ MPa} \\ d_3 &= 0,040957 \text{ m} = 40,957 \text{ mm}\end{aligned}$$

Puesto que el diámetro en la zona de los apoyos del eje conforme avanza la iteración, va siendo inferior a los 50,986 mm, y debido a la geometría de los rodamientos soportes que se van a seleccionar, se concluye que el diámetro en la zona de los apoyos se va a tomar de 50 mm, y de 60 mm en la zona central, a fin de constituir un hombro a cada lado del eje, que sirva para acomodar a los rodamientos portantes. Mientras que, por necesidades de ajuste al acoplamiento flexible, el extremo izquierdo se mecanizará a 40 mm, quedando con todo ello el esquema del eje de transmisión, tal como se indica en la siguiente Figura 4-10, y con muchos más detalle en el plano N° 1.

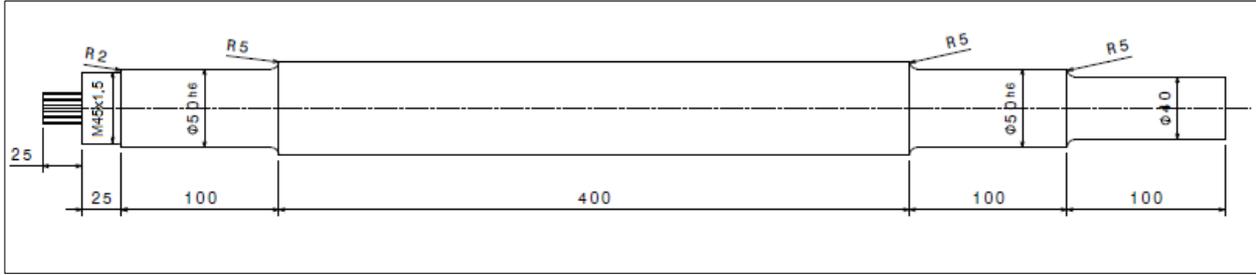


Fig 4-10. Diseño del eje de transmisión

4.4.2.3 Comprobación ante un mal uso o error

Con este apartado se va a tratar de comprobar si el eje de transmisión pudiera soportar, el que, ante un mal uso o error de funcionamiento por parte del usuario del banco de ensayo, se aplicase la máxima carga, es decir la correspondiente al rodamiento mayor (diámetro interior 75 mm), cuando el que está montado es el de menor diámetro (60 mm).

Se calculan las tensiones equivalentes alternantes y medias para el rodamiento más crítico que es el de 70 mm de diámetro interior:

$$\sigma_1^a = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 1078,949}{\pi \cdot d^3} = \frac{10990,08}{d^3} \text{ MPa}$$

$$\sigma_2^a = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^a = \sqrt{\sigma_1^a + \sigma_2^a - \sigma_1^a \cdot \sigma_2^a}$$

$$\sigma_1^m = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 3015,929}{\pi \cdot d^2} = \frac{3840}{d^2} \text{ MPa}$$

$$\sigma_2^m = 0 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq}^m = \sqrt{\sigma_1^m + \sigma_2^m - \sigma_1^m \cdot \sigma_2^m}$$

Aplicando el enfoque de Goodman a fatiga:

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{n} \rightarrow \frac{\frac{10990,08}{d^3}}{112,163 \cdot 10^6} + \frac{\frac{3840}{d^2}}{1120 \cdot 10^6} = \frac{1}{1,5} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{9,798 \cdot 10^{-5}}{d^3} + \frac{3,429 \cdot 10^{-6}}{d^2} = \frac{1}{1,5} \rightarrow$$

$$\rightarrow 0,6 \cdot d^3 - 3,429 \cdot 10^{-6} \cdot d - 9,798 \cdot 10^{-5} = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow d = 0,052805 \text{ m} = 52,805 \text{ mm}$$

Aplicando una nueva iteración, nos varían los coeficientes de tamaño y de concentración de tensiones (radio de acuerdo 5 mm):

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{52,805}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,813$$

$$k_f = \frac{1}{k_0} = \frac{1}{1 + q \cdot (k_t - 1)} = \frac{1}{1 + 0,925 \cdot (1,48 - 1)} = 0,693$$

Volviendo a calcular todo nuevamente:

$$S_f = 200,933 \text{ MPa}$$

$$d = 0,043493 \text{ m} = 43,493 \text{ mm}$$

Aplicando una nueva iteración, nos varían los coeficientes de tamaño y de concentración de tensiones (radio de acuerdo 5 mm):

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} = \left(\frac{43,493}{7,62}\right)^{-0,107} = 0,83$$

$$k_f = \frac{1}{k_0} = \frac{1}{1 + q \cdot (k_t - 1)} = \frac{1}{1 + 0,925 \cdot (1,42 - 1)} = 0,72$$

Volviendo a calcular todo nuevamente:

$$S_f = 213,127 \text{ MPa}$$

$$d = 0,042649 \text{ m} = 42,649 \text{ mm}$$

Se concluye, por tanto, que a pesar de que se produjese dicho error de funcionamiento, habiendo tomando un diámetro de 50 mm en el apoyo, el eje aguantaría perfectamente.

4.4.3 Diseño de los cabezales porta-rodamientos

Los cabezales porta-rodamientos, junto con el utillaje de carga, son las piezas fundamentales que le confieren al banco de ensayo de rodamientos el carácter de universalidad, impuesto dentro de los objetivos de diseño.

Van a existir cuatro cabezales de carga distintos, a los cuales se les ha asignado números, del 1 al 4 para distinguirlos unos de otros. A su vez cada uno de los cabezales porta-rodamientos, tiene capacidad para montar cuatro rodamientos de distintos diámetros interiores, quedando en la Tabla 4-2 perfectamente determinado, qué porta-rodamiento debe utilizarse con cada rodamiento que se quiera ensayar.

Los cabezales porta-rodamientos van montados sobre el eje de transmisión, a través de un encaje con cierre de forma, en que el extremo del eje que termina en sección estriada, se introduce en el alojamiento del porta-rodamientos en el cual se realiza un vaciado también con dicha sección. Además, para impedir la desunión de ambos, una tuerca ranurada con arandela de seguridad, se rosca sobre el eje y el cabezal. De esta manera, los cuatro cabezales son perfectamente intercambiables sobre el eje de transmisión. Además, para solventar los impactos de las posibles holguras debidas a defectos de fabricación de la rosca, entre el eje y el cabezal se posicionará una junta de goma de 45 mm de diámetro exterior, 25 mm de diámetro interior, y 1 mm de espesor, que absorberá las posibles vibraciones generadas.

Los cabezales porta-rodamientos quedan perfectamente definidos en los planos 2, 3, 4 y 5, y su aspecto puede observarse en la Figura 4-11.

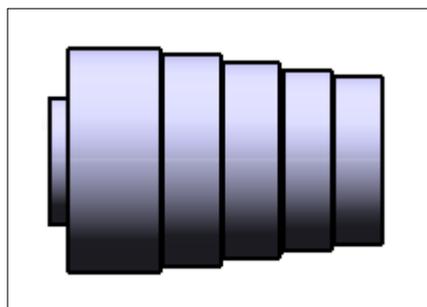


Fig 4-11. Cabezal porta-rodamientos N° 4

4.4.3.1 Selección del material

Para el material de los cabezales porta-rodamientos, se ha elegido el mismo material del eje, por tanto, un acero AISI 1050 templado y revenido a 205°C, equivalente al F1252 de la norma UNE 36-012-78, cuyas características mecánicas ya se incluyeron en la anterior Tabla 4-6.

Entonces, la situación más comprometida sería que al haber seleccionado el actuador de 120 mm (radial) y 80 mm (axial), la fuerza máxima disponible es de 6785,84 N (radial) y 3015,929 N (axial). Por tanto, lo que se va a hacer es calcular el diámetro que tendría que tener el eje si la carga citada se aplicase en el rodamiento más externo del cabezal mayor.

4.4.3.2 Cálculos justificativos

Las cargas máximas a las que van a estar sometidos los cabezales porta-rodamientos corresponden al N° 4, y son las asociadas al rodamiento de ensayo de mayor tamaño (61915), es decir al de 75 mm de diámetro interior, y cuyos valores extraídos de la Tabla 4-4, son 3194.4 N para el empuje axial y de 7260 N para el empuje radial. Mientras que las restricciones son las debidas a su montaje como prolongación del eje de transmisión, que les impide a estas piezas su movimiento axial y el desplazamiento vertical.

La geometría de los cabezales porta-rodamientos es muy irregular, lo que dificulta su cálculo mediante el procedimiento clásico manual, por ello se procederá a realizar éste mediante Catia, que tiene implementado un *software* con un variado campo de análisis mecánico o estructural, basado en el Método de los Elementos Finitos (FEM), permitiendo simular sistemas estáticos o cuasi-estáticos, seleccionando previamente un mallado.

Después de modelar en Catia el cabezal porta-rodamiento N° 4, y analizarlo mediante elementos finitos, se han obtenido los resultados que se muestran en las Figuras 4-12 y 4-13, para los desplazamientos y las deformaciones respectivamente.

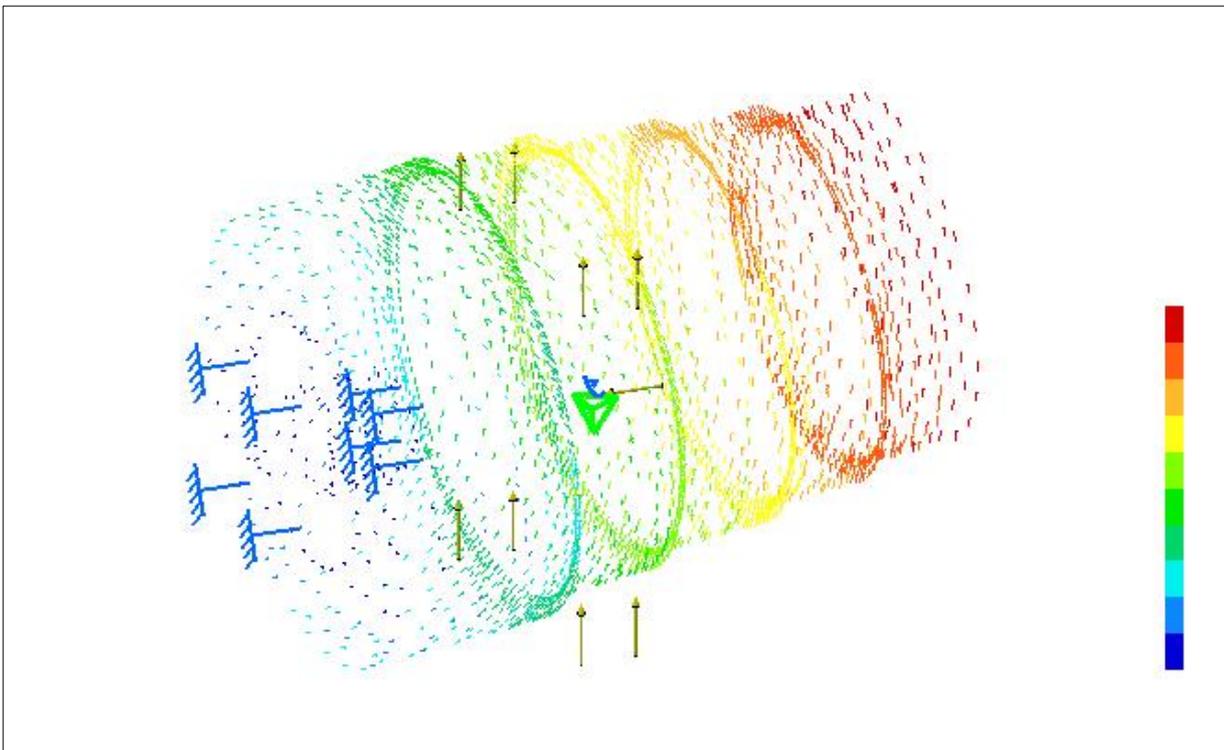


Fig 4-12. Cabezal N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM

Como se puede observar en ella, el desplazamiento máximo se produciría en el extremo de la misma. Sería un desplazamiento vertical, pero con un valor inferior a los 0,00557 mm, lo cual es perfectamente asumible para esta pieza.

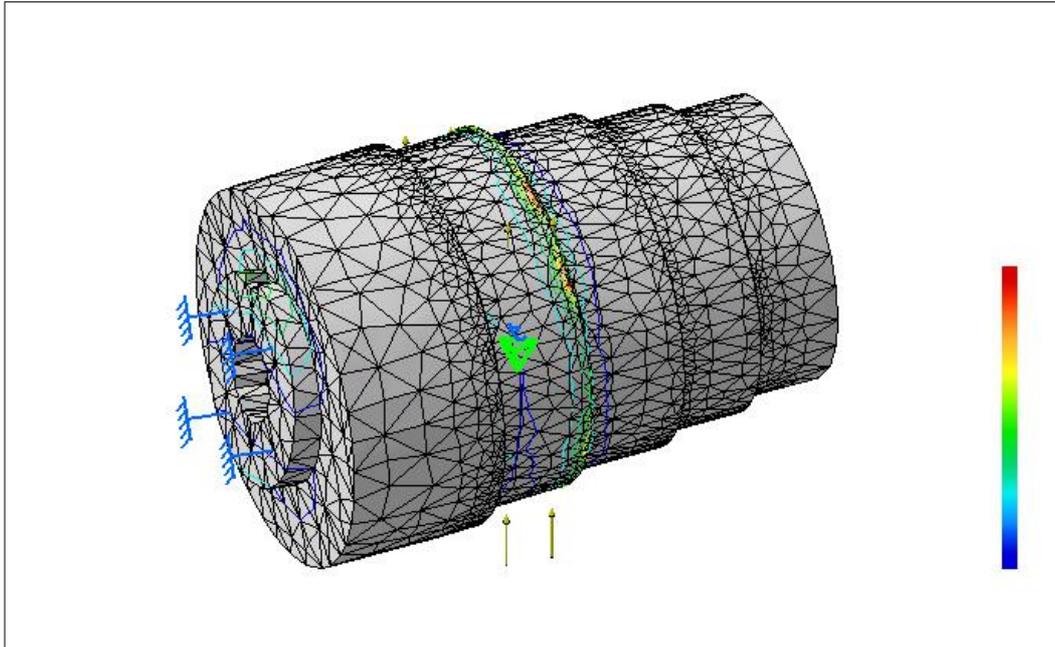


Fig 4-13. Cabezal N° 4, análisis de tensiones mediante FEM

Además, el resultado indica que se generan unas tensiones de Von Mises máximas de 30,6 MPa, que está muy por debajo de los 807 MPa de la tensión de fluencia para el acero AISI 1050 TyR a 205 °C.

4.4.4 Diseño de utillajes de carga

Como ya se indicó en el anterior punto 4.4.3, los utillajes de carga, junto con sus cabezales porta-rodamientos asociados a ellos, son las piezas que permiten universalizar al banco frente a un amplio abanico de rodamientos distintos, dentro de la relación especificada en la Tabla 4-2.

Igualmente, a los utillajes de carga se les ha asignado un número, del 1 al 4 en función del cabezal asociado a cada uno de ellos, para distinguirlos unos de otros.

Los utillajes de carga irán montados sobre el rodamiento a ensayar mediante el ajuste a éste, a través de las dos mitades embridadas y empernadas que lo constituyen. Además, su mitad inferior, lleva ejecutada una ventana rasgada, para permitir la entrada de las piezas denominadas puntas, que serán las responsables de aplicar el esfuerzo radial correspondiente, sobre la pista exterior de cada uno de los rodamientos ensayados. Todo ello tal como se puede apreciar en los planos 6, 7, 8 y 9, que definen a cada uno de los cuatro utillajes de carga.

Su aspecto externo puede observarse en la Figura 4-14. Añadir que tras su fabricación serán seccionados por su plano medio horizontal para facilitar su posterior montaje con pernos de diámetro de 10 mm y longitud de 60 mm.

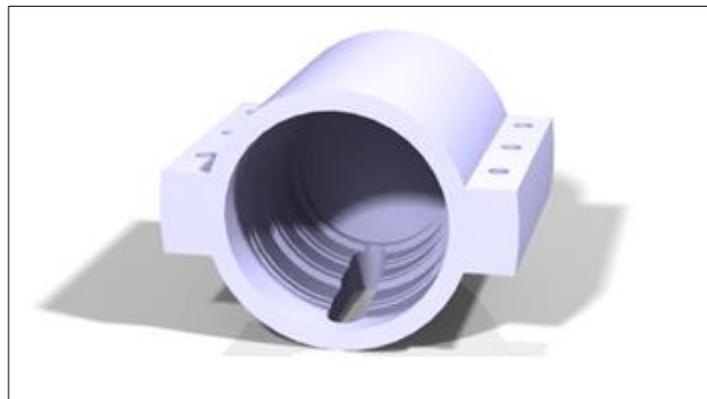


Fig 4-14. Utillaje de carga N° 4

4.4.4.1 Selección del material

Para el material de los utillajes de carga, se ha elegido también el mismo material del eje y de los cabezales, por tanto, un acero AISI 1050 templado y revenido a 205°C, equivalente al F1252 de la norma UNE 36-012-78, cuyas características mecánicas ya se incluyeron en la anterior Tabla 4-6.

4.4.4.2 Cálculos justificativos

De la misma manera que los cabezales porta-rodamientos, las cargas máximas a las que van a estar sometidos los utillajes de carga, son las correspondientes al rodamiento de ensayo de mayor tamaño (61915), es decir, al de 75 mm de diámetro interior, y cuyos valores extraídos de la Tabla 4-4, son 3194.4 N para el empuje axial y de 7260 N para el empuje radial. Mientras que las restricciones son, en este caso, las debidas a su montaje sobre el rodamiento ensayado, que les impide a estas piezas su movimiento axial y el desplazamiento vertical.

Igualmente, por su geometría, se ha decidido realizar su cálculo estructural del utillaje de carga, mediante Catia que contiene un *software* con un variado campo de análisis mecánico o estructural, basado en el Método de los Elementos Finitos (FEM), que permite simular sistemas estáticos o cuasi-estáticos, seleccionando previamente un mallado adecuado a esta pieza.

Después de modelar en Catia el utillaje de carga correspondiente al N° 4, y analizarlo mediante elementos finitos, se han obtenido los resultados que se muestran en las Figuras 4-15 y 4-16, para los desplazamientos y las deformaciones respectivamente.

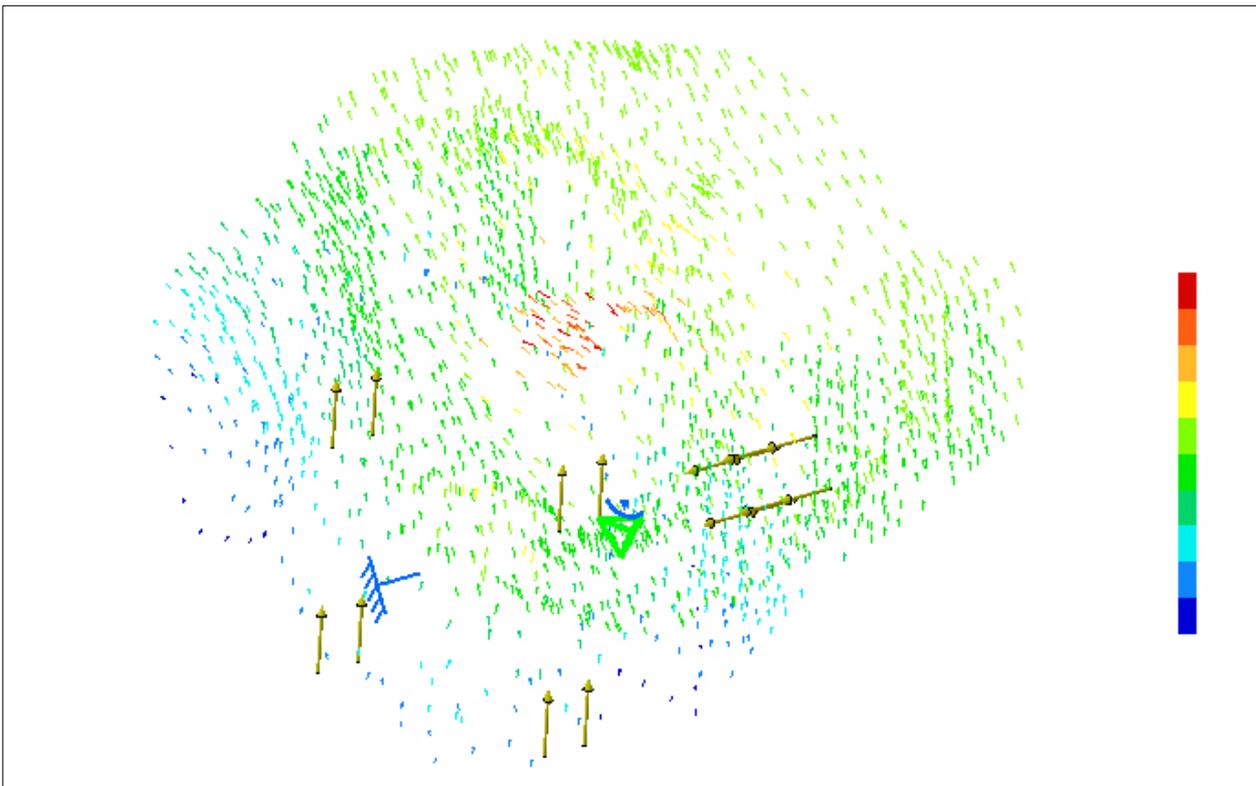


Fig 4-15. Utillaje de carga N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM

Como se puede observar en ella, el desplazamiento máximo se produciría en la zona de la cuna del rodamiento ensayado. Pero con un valor inferior a los 0,000946 mm, y por tanto perfectamente asumible para el diseño y manera de trabajar de esta pieza.

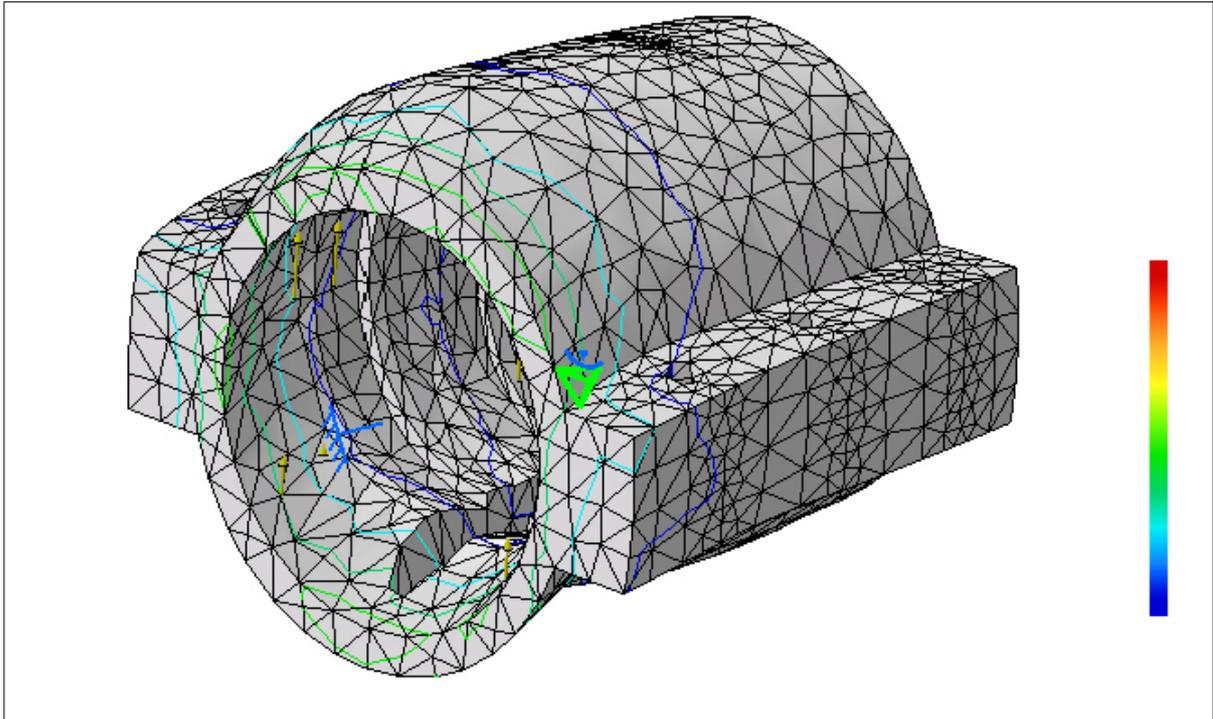


Fig 4-16. Utillaje de carga N° 4, análisis de tensiones mediante FEM

Resultados que indican, que se generan unas tensiones de Von Mises máximas de 7,09 MPa, que está muy por debajo de los 807 MPa de la tensión de fluencia para el acero AISI 1050 TyR a 205 °C.

4.4.5 Diseño de la punta de empuje radial

Como ya se adelantaba en el punto 4.4.4 e indicó en el anterior punto 4.4.3, las puntas de empuje son las encargadas de aplicar el esfuerzo radial correspondiente, sobre la pista exterior de cada uno de los rodamientos ensayados, entrando en el utillaje de carga a través de la ventana rasgada que llevan ejecutada éstos en su mitad inferior. Por tanto, se tendrán tantas puntas como utillajes de carga, e igualmente que éstos y que los cabezales asociados, irán numeradas del 1 al 4, para distinguirlas. Estas puntas, van montadas sobre el extremo roscado del embolo del actuador radial, y se irán intercambiando en función del rodamiento que se vaya a ensayar.

Las puntas quedan perfectamente definidas con su forma y dimensiones en los planos 10, 11, 12 y 13. Mientras que su aspecto externo puede observarse en la Figura 4-17.

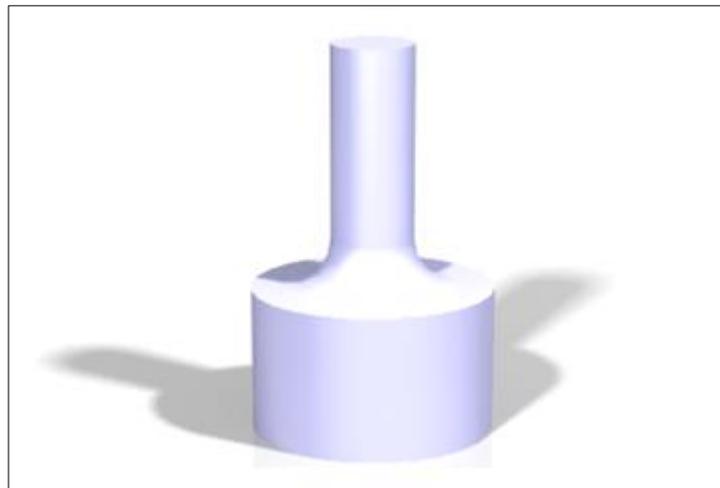


Fig 4-17. Punta de empuje radial N° 4

4.4.5.1 Selección del material

Para el material de las puntas de empuje radial, se ha elegido también el mismo material anterior para el eje, cabezales y utillaje de carga, es decir el acero AISI 1050 templado y revenido a 205°C, equivalente al F1252 de la norma UNE 36-012-78, cuyas características mecánicas ya se incluyeron en la anterior Tabla 4-6.

4.4.5.2 Cálculos justificativos

En este caso de las puntas de empuje radial, las cargas máximas a las que van a estar sometidas van a ser las correspondientes al rodamiento de ensayo de mayor tamaño (61915), pero solo en el empuje radial, cuyo valor extraído de la Tabla 4-4, es de 7260 N. Mientras que las restricciones son, en este caso, las debidas a su montaje sobre el rodamiento ensayado, que les impide a estas piezas su desplazamiento vertical.

Aunque la forma de trabajar esta pieza es a pandeo, dada su geometría, igualmente se ha decidido realizar su cálculo estructural mediante el análisis del Método de los Elementos Finitos (FEM), a través de Catia, seleccionando previamente un mallado adecuado a esta pieza.

Después de modelar en Catia la punta de empuje radial correspondiente al N° 4, y analizarlo mediante elementos finitos, se han obtenido los resultados que se muestran en las Figuras 4-18 y 4-19, para los desplazamientos y las tensiones de Von Mises respectivamente.

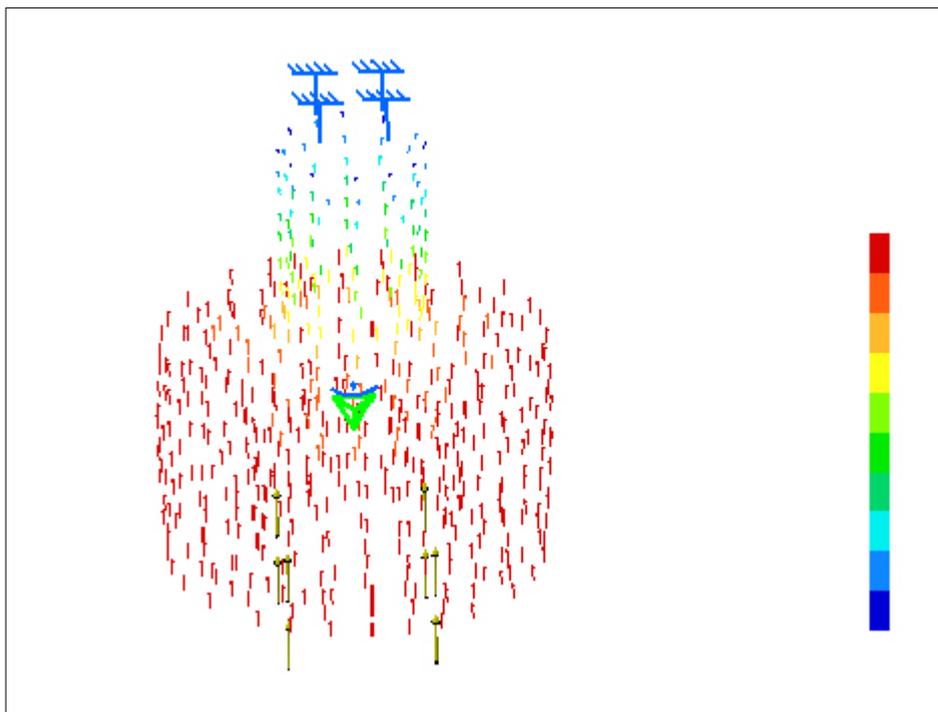


Fig 4-18. Punta de empuje radial N° 4, análisis de desplazamientos mediante FEM

Como se puede observar en ella, el desplazamiento máximo se produciría en la zona de la cuna del rodamiento ensayado. Pero con un valor inferior a los 0,00908 mm, y por tanto perfectamente asumible para el diseño y forma de trabajar de esta pieza.

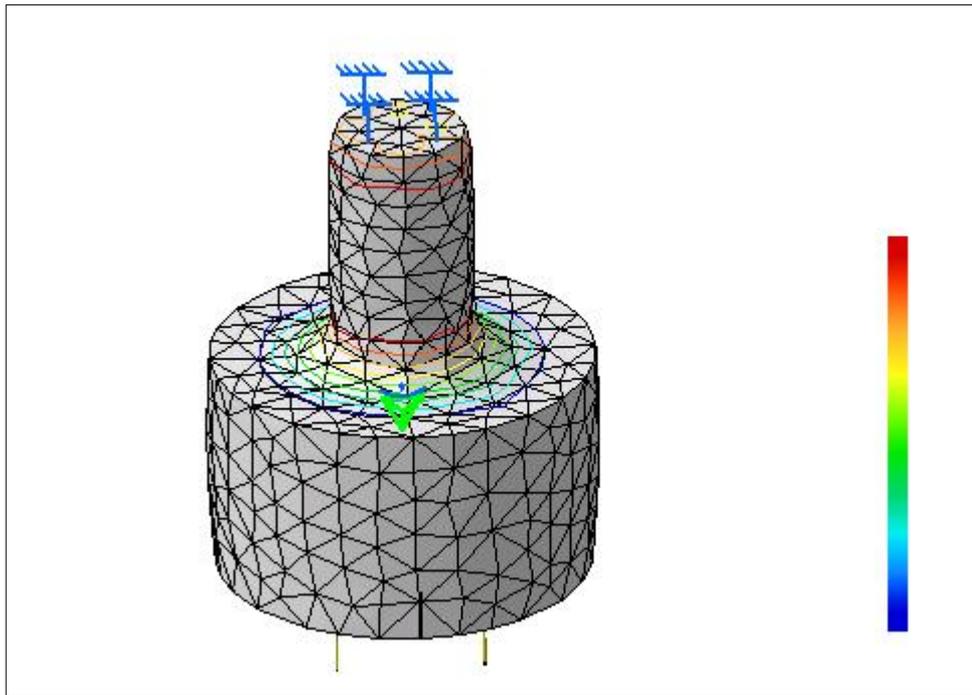


Fig 4-19. Punta de empuje radial N° 4, análisis de tensiones mediante FEM

Resultados que indican, que se generan unas tensiones de Von Mises máximas de 34,06 MPa, que está muy por debajo de los 807 MPa de la tensión de fluencia para el acero AISI 1050 TyR a 205 °C.

4.4.6 Selección de tuerca ranurada y arandela de seguridad

La tuerca ranurada para la fijación de los cabezales de carga de los rodamientos ensayados, con el eje de transmisión, se ha seleccionado del catálogo de FAG, y sus dimensiones y características pueden apreciarse en la Figura 4-20.

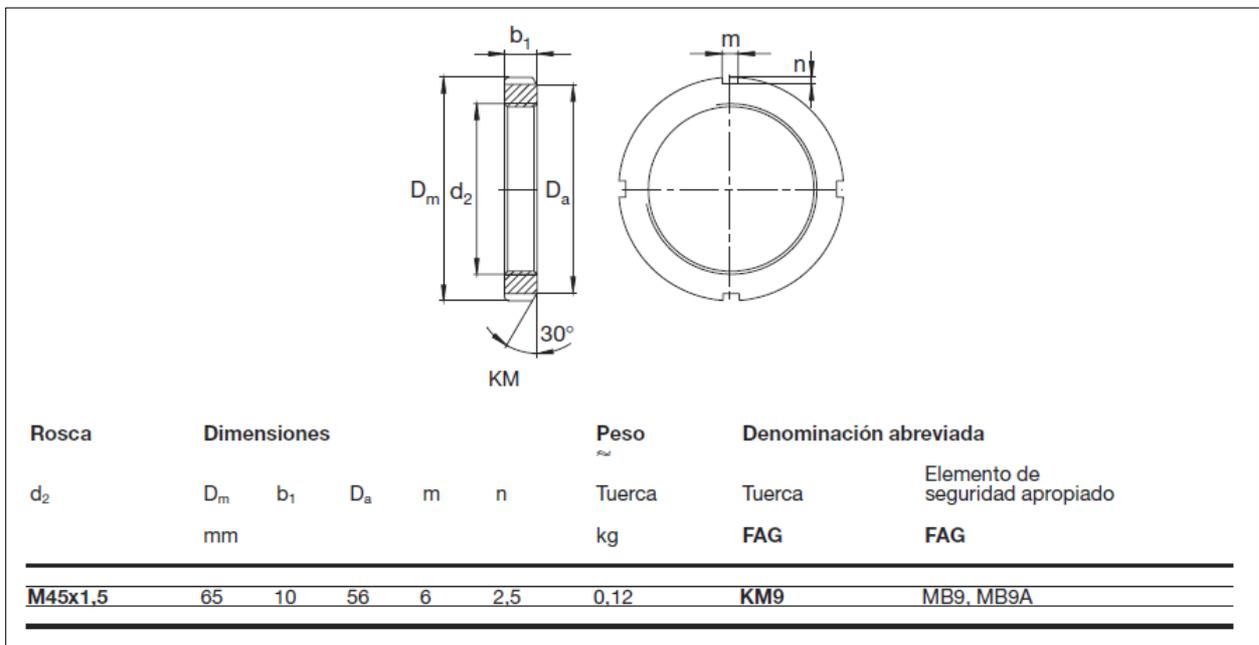


Fig 4-20. Tuerca ranurada, dimensiones y características

Y la arandela o chapa de seguridad que impide que se afloje la tuerca ranurada anterior, se ha seleccionado también del catálogo de FAG, cuyas dimensiones y características se pueden observar en la Figura 4-21.

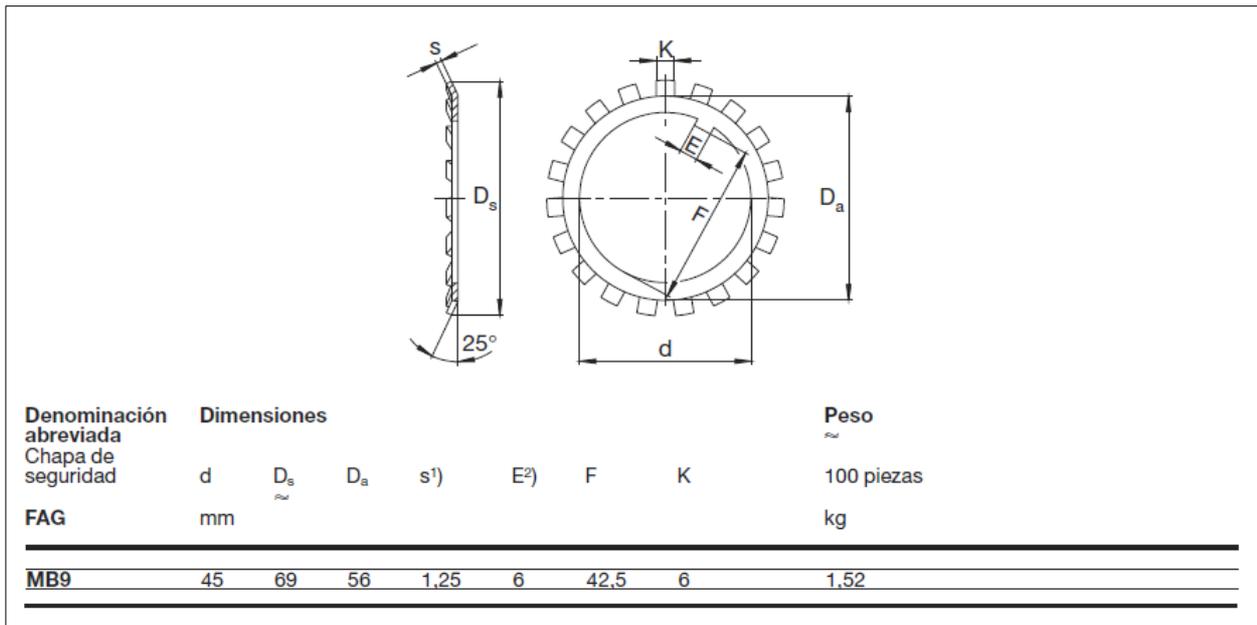


Fig 4-21. Arandela de seguridad, dimensiones y características

4.4.7 Selección de acoplamiento flexible

Para absorber las pequeñas desalineaciones entre el eje del motor y de transmisión, y que sea compatible con el tamaño del eje del motor y con el extremo del eje de transmisión, así como con el par a transmitir, se ha seleccionado del catálogo de SIEMENS, y cuyas características se muestran en la Tabla 4-7. Y su aspecto externo en la Figura 4-22.

Tabla 4-7. Características del acoplamiento flexible

Par (Nm)	D1/D2 mín. (mm)	D1/D2 máx. (mm)	DA (mm)	ND1/ND2 (mm)	NL1/NL2 (mm)
360	14	42	112	100	26
D3 (mm)	S (mm)	LG (mm)	J (mm)	Masa (kg)	Designación
54	27	79	2,7	3,2	2LC0120-6AD55-0AA0

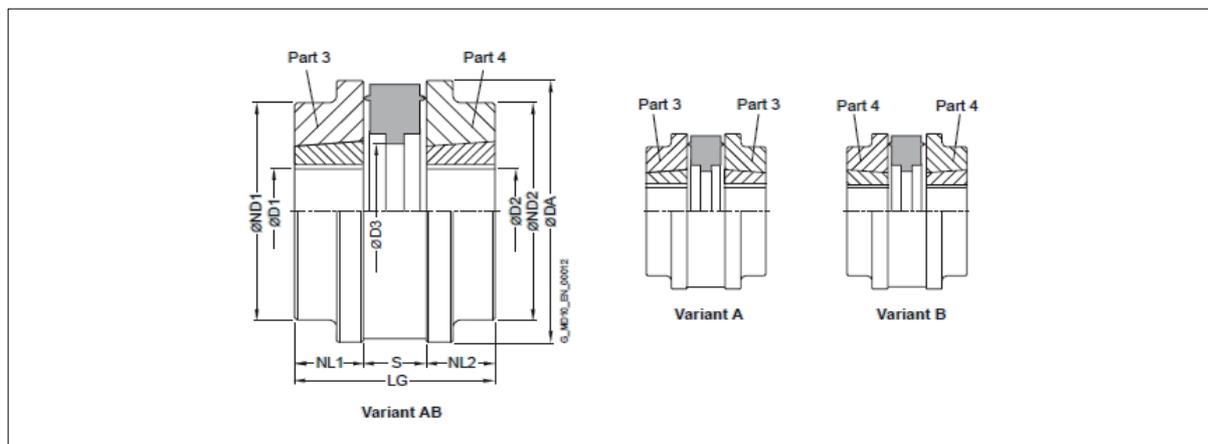


Fig 4-22. Acoplamiento flexible

4.4.8 Selección de rodamientos portantes

Para los apoyos, puesto que la carga axial solo trabaja en un sentido, no es necesario escoger un juego de rodamientos cónicos de rodillos en cualquiera de sus configuraciones (X ó O). Empleándose únicamente un rodamiento de rodillos cónicos en el apoyo derecho (B), que absorberá toda la carga axial y la radial, y en el izquierdo (A), un rodamiento rígido de bolas que absorba la fuerza radial restante.

Se selecciona para el apoyo B, un rodamiento cónico de 50 mm de diámetro interior, marca SKF, que tenga una capacidad dinámica de carga superior a las sollicitaciones en dicho punto. Por tanto, se selecciona uno compatible, cuyas características, extraídas del catálogo de fabricante, son las de la siguiente Tabla 4-8.

Tabla 4-8. Característica del rodamiento del apoyo B

d (mm)	D (mm)	T (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	Límite Carga Fatiga (kN)	Velocidad referencia (rpm)	Velocidad límite (rpm)	Masa (kg)	Designación
50	90	21,75	76,5	91,5	10,4	5600	7500	0,54	32010 J2/Q

Y sus factores de diseño son:

$$e = 0,43$$

$$Y = 1,4$$

$$Y_0 = 0,8$$

Mientras que para el apoyo A se ha seleccionado un rodamiento rígido de bolas, también de marca SKF, también de 50 mm de diámetro interior, con capacidad suficiente para soportar las cargas máximas. Sus cuyas características extraídas del catálogo, se muestran en la Tabla 4-9.

Tabla 4-9. Características del rodamiento del apoyo A

d (mm)	D (mm)	T (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)	Límite Carga Fatiga (kN)	Velocidad referencia (rpm)	Velocidad límite (rpm)	Masa (kg)	Designación
50	90	20	37,1	23,2	0,98	15000	10000	0,46	6210

Y cuyos factores de diseño son:

$$k_r = 0,025 \quad f_0 = 14$$

Puesto que, para el rodamiento de ensayo de 70 mm de diámetro interior, es el que mayor reacción radial produce en el apoyo B, tal como se vio en el apartado 4.4.2, es por tanto esa reacción la que va a condicionar la vida a fatiga de los rodamientos portantes.

Elegidos estos rodamientos, se va a comprobar a continuación la vida útil, expresada en número de ciclos que tendrían.

Para el apoyo B:

Debido a que $\frac{F_a}{F_r} > e$, entonces:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 9091,498 + 1,4 \cdot 3141,6 = 8034,839 \text{ N}$$

Y la vida correspondiente sería:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{76500}{8034,839}\right)^{\frac{10}{3}} = 1829 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Para el apoyo A:

Debido a que $\frac{f_0 \cdot F_a}{C_0} > 2,735$, entonces elegimos una $e = 0,38$:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 1826,77 + 1,15 \cdot 3141,6 = 4635,831 \text{ N}$$

Y la vida correspondiente sería:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{37100}{4635,831}\right)^3 = 513 \cdot 10^6 \text{ ciclos}$$

Ciclos de vida muy superiores a los que va a necesitar este banco, al tratarse de un prototipo para un laboratorio docente.

4.4.9 Selección de porta-rodamientos

Para los apoyos A y B se han elegido unos soportes para los rodamientos portantes, de la marca SKF (ver Figura 4-23) compatibles con los rodamientos anteriormente elegidos, ambos serán iguales y aguantarán sobradamente las cargas a las que va a estar sometido el eje. Las características de estos soportes, extraídas del catálogo del fabricante, se muestran en la siguiente Tabla 4-10.

Tabla 4-10. Características de los porta-rodamientos

Diámetro eje (mm)	Diámetro cavidad (mm)	Ancho (mm)	Designación	Anillo acoplador	Juntas	Cubierta final
50	90	90	SE 210	FRB 10.5/90	TSN210 A	ASNH 512-610

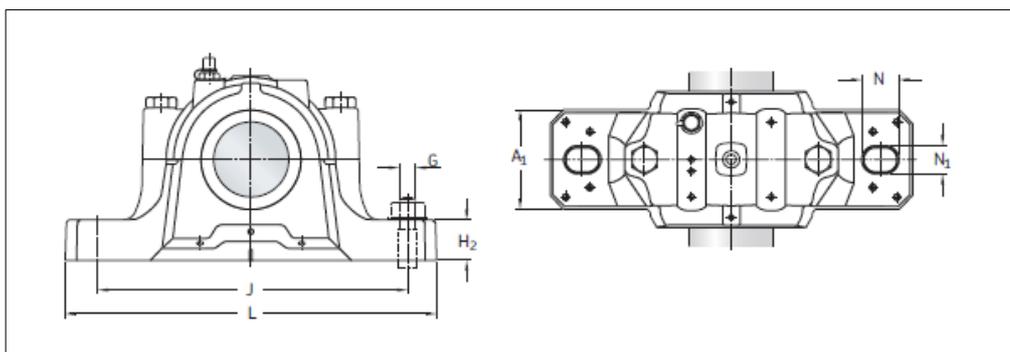
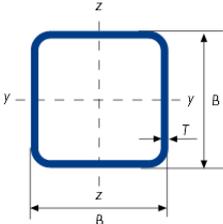


Fig 4-23. Porta-rodamientos

4.4.10 Diseño de la bancada

La bancada del banco de ensayo, tiene forma de mesa. Está constituida por una estructura resistente y autoportante, ejecutada en tubo cuadrado de acero de 100x100 mm y de 3 mm de espesor (ver Figura 4-24). El tablero de la mesa está realizado con una chapa de 3 mm, sobre la cual que se instala una malla de perfiles ranurados de aluminio (ver Figura 4-25), que perfectamente unidos unos a otros mediante espárragos roscados que los atraviesan, forman un paquete que posteriormente facilitan el montaje sobre él, de los diferentes equipos que constituyen el banco de ensayo.



DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPOSOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
B	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elbx}	W_{ely}	W_{plbx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_s	m	$A_{s/v}$
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m	m ⁻¹
100	100	3	8,96	11,4	177	177	3,94	3,94	35,4	35,4	41,2	41,2	279	53,2	0,390	112	342

Fig 4-24. Perfil tubular cuadrado 100x100x3 de acero

Así mismo, dispone en cada una de sus cuatro patas, de ruedas, con capacidad para soportar las cargas debidas a los pesos de la bancada más el de los equipos que soporta, y que posibilita el desplazamiento por la planta del laboratorio.

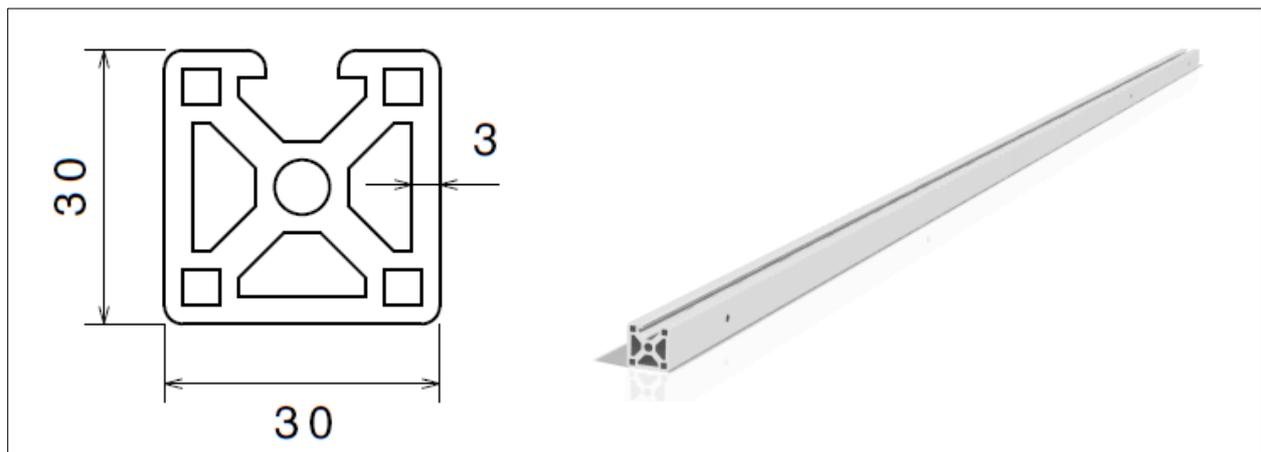
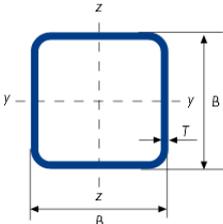


Fig 4-25. Perfil ranurado de aluminio

Para el alojamiento del actuador radial, se realizará un “encarcelamiento” ejecutado en tubo cuadrado de acero de 30x30 mm y de 2 mm de espesor como se puede apreciar en la Figura 4-26.



DIMENSION ESPECIFICA DE LADOS		ESPOSOR ESPECIFICO	MASA LINEAL	ÁREA DE LA SECCION TRANSVERSAL	MOMENTO DE INERCIA		RADIO DE GIRO		MÓDULO ELÁSTICO		MÓDULO PLÁSTICO		MOMENTO DE INERCIA DE TORSION	MÓDULO DE TORSIÓN	SUPERFICIE LATERAL POR UNIDAD DE LARGO	LARGO NOMINAL POR TONELADA	ÁREA SUPERFICIE EXTERIOR POR METRO
B	B	T	M	A	I_{xx}	I_{yy}	i_{xx}	i_{yy}	W_{elbx}	W_{ely}	W_{plbx}	W_{ply}	I_t	C_t	A_s	m	$A_{s/v}$
mm	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ⁴	cm	cm	cm ³	cm ³	cm ³	cm ³	cm ⁴	cm ³	m ² /m	m	m ⁻¹
30	30	2	1,68	2,14	2,72	2,72	1,13	1,13	1,81	1,81	2,21	2,21	4,54	2,75	0,113	596	529

Fig 4-26. Perfil tubular cuadrado 30x30x2 de acero

La mesa queda perfectamente definida con su forma y dimensiones en los planos N° 18 y 19. Mientras que su aspecto externo puede observarse en la Figura 4-27.



Fig 4-27. Bancada

4.4.10.1 Selección del material

Para el material de la mesa, se ha elegido un acero estructural S275JR cuyas características mecánicas figuran en la Tabla 4-11.

Tabla 4-11. Características mecánicas de los tubos de la bancada

Denominación	Tensión fluencia (MPa)	Tensión última (MPa)
S275JR	275	410

Mientras que el material de los perfiles ranurados de aluminio es un Aluminio 6061, cuyas características mecánicas se expresan en la Tabla 4-12.

Tabla 4-12. Características mecánicas de los perfiles ranurados

Aleación de Al n°	Tipo de grado	Tensión Fluencia (MPa)	Tensión Última (MPa)	Tensión de cizalla (MPa)
6061	H-34	215	260	80

Las ruedas de las patas, se han seleccionado del catálogo de Blicke, de la serie LHZ-ALTH Ruedas con banda de rodadura de poliuretano Blicke Extrathane. Realizadas mediante estampado de chapa de acero gruesa, con placa y brazos reforzados, con espiga de acero soldado introducible y muy robusta, atornillado y asegurado, con doble carril de bolas en cabeza giratoria, adicionalmente reforzada con cuatro cojinetes endurecidos de forma especial, por lo tanto, insensible a golpes y choques. Están provistas de freno “stop-fix” y aguantarán el peso global de manera estática y dinámica. Sus características, extraídas del catálogo, se reflejan en la Tabla 4-13. Y su aspecto externo en la Figura 4-28.

Tabla 4-13. Características ruedas de bancada

Referencia	Φ Rueda (mm)	Ancho rueda (mm)	Capacidad carga (kg)	Tipo rodamientos	Altura (mm)	Φ Espiga (mm)	Largo espiga (mm)
LHZ-ALTH 127K-FI	125	54	450	bolas	170	27	60



Fig 4-28. Rueda mesa

4.4.10.2 Cálculos justificativos

Las cargas máximas a las que va a estar sometida la mesa, son de tipo estático, y son las debidas a su propio peso, más el de todos los componentes que constituyen el banco de ensayo. Todo ello se ha estimado en 308 kg equivalente a un esfuerzo en sentido vertical de 3021,48 N. Mientras que las restricciones son las impuestas por el suelo del laboratorio, que impide su movimiento vertical.

El análisis estático se ha efectuado mediante el Método de los Elementos Finitos (FEM), a través de Catia, seleccionando previamente un mallado adecuado para la mesa.

Después de modelarla en Catia y procesarla mediante elementos finitos, se han obtenido los resultados que se muestran en las Figuras 4-29 y 4-30, para los desplazamientos y las tensiones de Von Mises respectivamente.

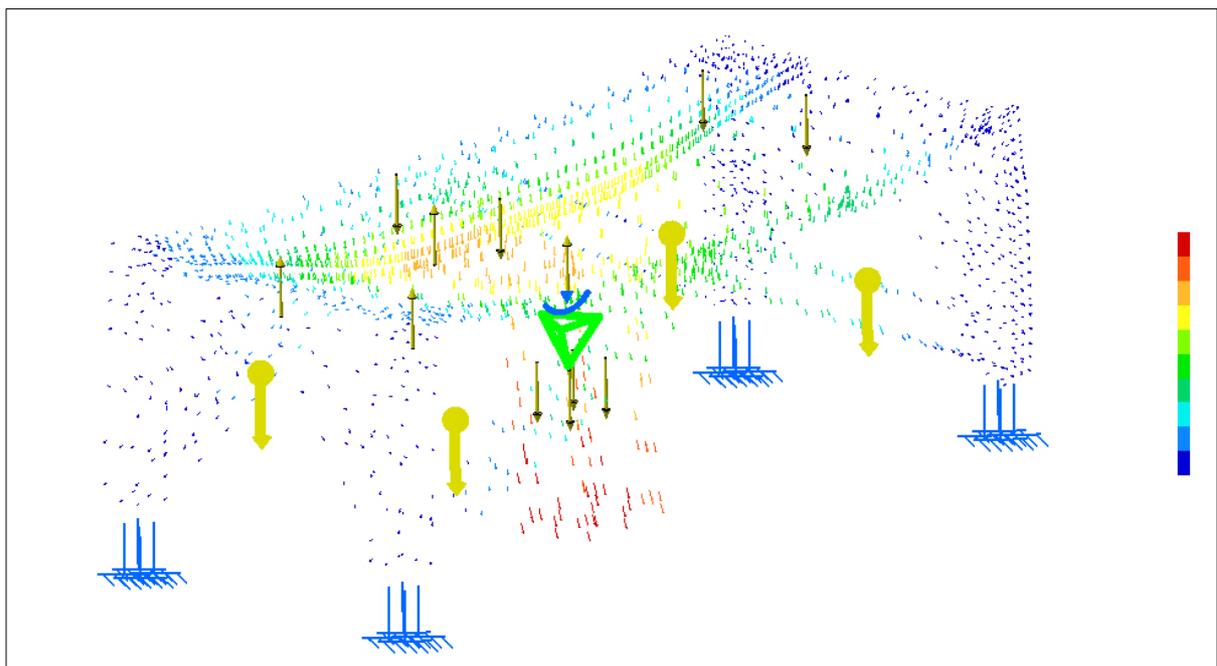


Fig 4-29. Mesa, análisis de desplazamientos mediante FEM

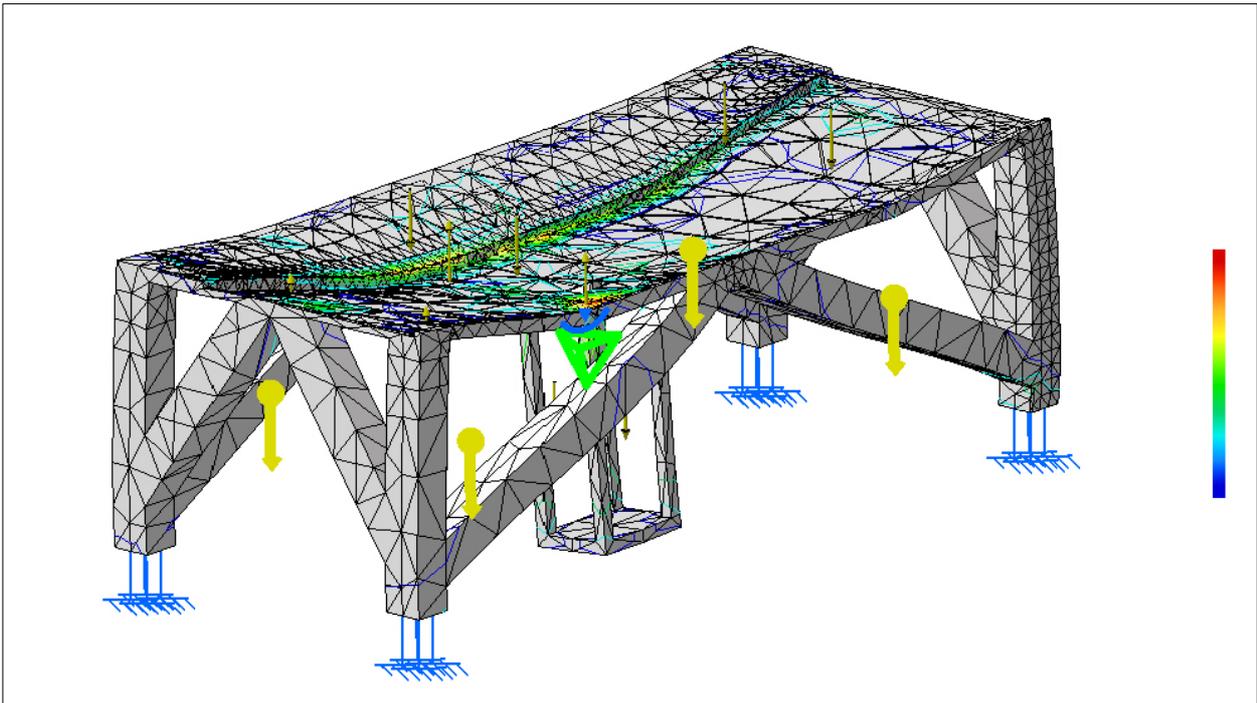


Fig 4-30. Mesa, análisis de tensiones mediante FEM

Análisis que indica que los desplazamientos máximos de la mesa en ese estado de carga son de 0,0206 mm, y que las tensiones máximas sobre el material de la mesa son de 5,68 MPa, que están muy por debajo de las tensiones de fluencia del acero de los tubos estructurales.

4.4.11 Diseño de la cubierta

La cubierta de protección, tiene forma de bóveda de cañón, y su finalidad es evitar riesgos al operario que esté trabajando con el banco de ensayo ante cualquier proyección de material que se pudiera desprender, en el momento en que se está realizando un ensayo. Por tratarse de una protección totalmente transparente, no quita ninguna visibilidad.

Su ancle a la mesa es por cierre de forma, dentro de los perfiles ranurados de aluminio del tablero de la mesa, pudiéndose desplazar longitudinalmente a lo largo de ellos, para realizar el cierre y la apertura.

Su diseño y dimensiones se ajustan al plano N° 20, y su aspecto externo se puede contemplar en la Figura 4-31.



Fig 4-31. Cubierta de protección

4.4.11.1 Selección del material

El material seleccionado es polimetacrilato de metilo, transparente, excepto en sus extremos, que llevará unas bandas de refuerzo, de TPE-U (poliuretano termoplástico).

4.4.12 Selección de manivela

La manivela circular tiene la capacidad de convertir el giro de ésta, en un desplazamiento a través de un tornillo sin fin acoplado. Su finalidad será desplazar al actuador radial en la dirección longitudinal del banco, en un rango reducido, para poder cambiar el punto de aplicación de la carga radial según el rodamiento que se ensaye.

Se selecciona una de poliamida negra de la marca Norelem (ver Figura 4-32). Cuyas características, extraídas del catálogo de este fabricante, son las que se pueden observar en la siguiente Tabla 4-14.

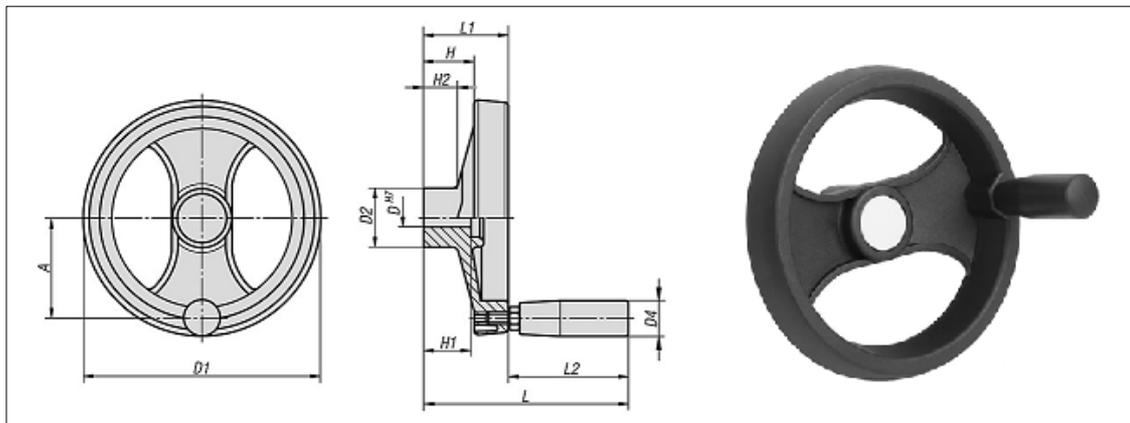


Fig 4-32. Manivela

Tabla 4-14. Características manivela

Referencia	D (mm)	D1 (mm)	D2 (mm)	D4 (mm)	L (mm)	L2 (mm)
06255-4250X20	20	252	55,5	27	163	92

4.4.13 Diseño de utillajes para actuador radial

Los utillajes para actuador radial que se pueden apreciar en la Figura 4-33, tendrán la labor de realizar el desplazamiento del actuador vertical de manera precisa. Puesto que no van a ser sometidos a grandes solicitaciones, se omiten los cálculos por elementos finitos (FEM). Planos N° 14, 15 16 y 17.

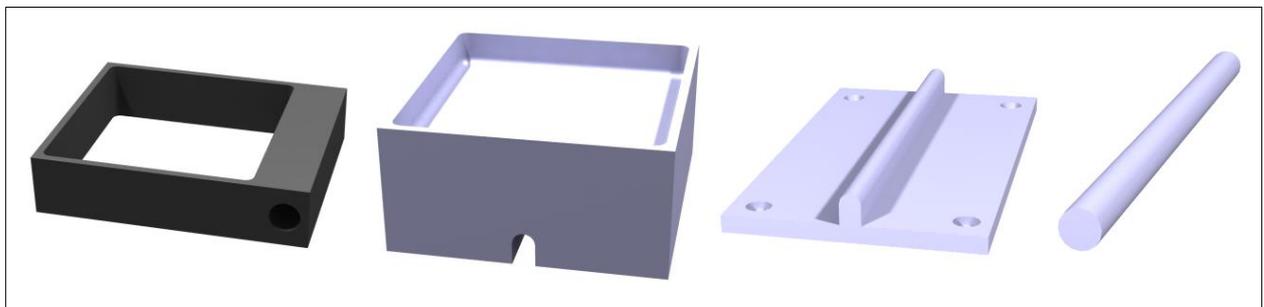


Fig 4-33. Utillajes para actuador radial

4.4.13.1 Selección del material

Para el material de los utillajes para actuador radial, se ha elegido también el mismo material anterior para el eje, cabezales y utillaje de carga, etc., es decir el acero AISI 1050 templado y revenido a 205°C, equivalente al F1252 de la norma UNE 36-012-78, cuyas características mecánicas ya se incluyeron en la anterior Tabla 4-6.

4.5 Diseño neumático

El sistema neumático del banco de ensayo va a constar básicamente, de un subsistema activo y de un subsistema pasivo. El primero de ellos está ya disponible en el propio laboratorio, y sería la red de aire comprimido existente, con una presión de 0.6 MPa. Mientras que el segundo de ellos, está constituido por los filtros que eliminan las impurezas del aire (partículas, humedad etc.), lubricadores que inyectan nanopartículas de aceite en el sistema, para evitar el desgaste de las piezas mecánicas, reguladores de caudal y presión, silenciadores que reducen el ruido al expulsar aire a la atmósfera, elementos de transporte del fluido lo suficientemente resistentes para soportar la presión y llevar aire a los puntos deseados del circuito neumático, elementos de control y regulación como: válvulas que direccionan, cortan o permiten el paso del fluido, presostatos que controlan la presión del sistema y, los elementos de trabajo como son los actuadores lineales o cilindros neumáticos. El subsistema neumático pasivo realizado con el programa FluidSIM del fabricante neumático FESTO, queda esquematizado en la siguiente Figura 4-34.

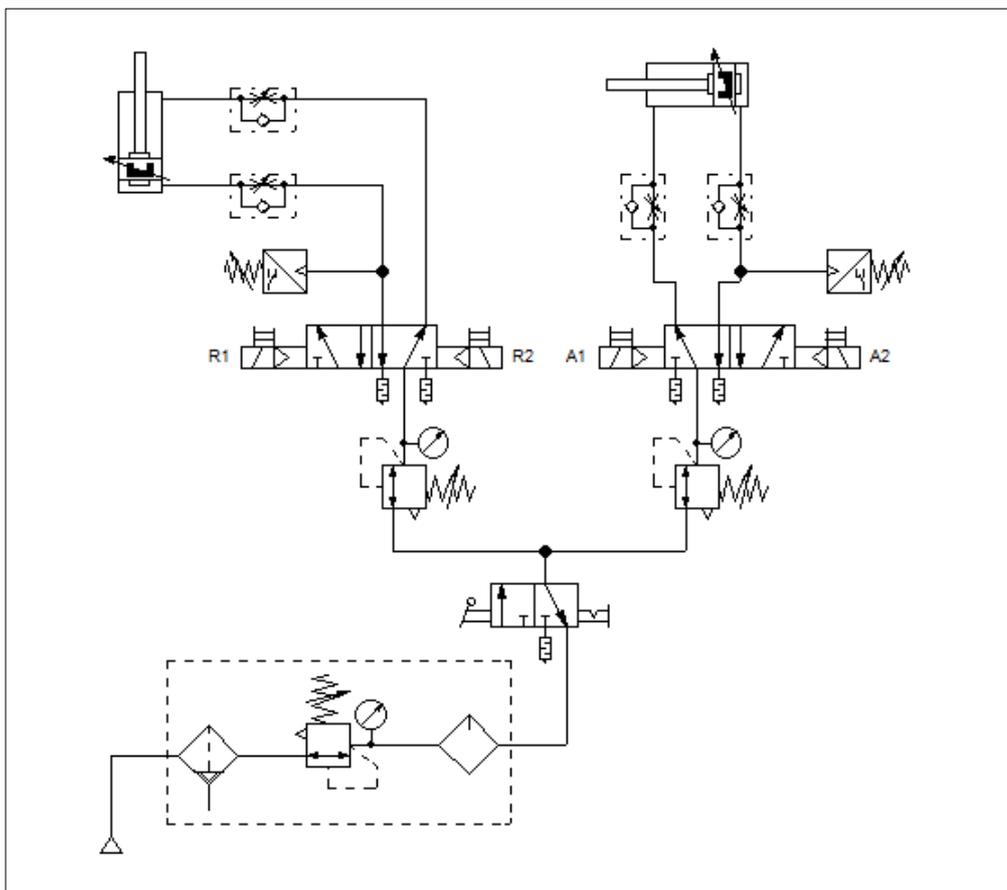


Fig 4-34. Esquema del subsistema neumático pasivo

4.5.1 Selección de actuadores

En función de las solicitaciones máximas de carga radial (7260 N) y axial (3194,4 N) extraídas de la Tabla 4-4, se calculan los diámetros mínimos que necesitaría la camisa de un actuador neumático lineal, para una presión de trabajo de 6 bares (0,6MPa).

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow d \cong \sqrt{\frac{4 \cdot 1000^2 \cdot F}{0,6 \cdot 10^6 \cdot \pi}} \rightarrow \begin{cases} d_a \cong 80 \text{ mm} \\ d_r \cong 125 \text{ mm} \end{cases}$$

Se seleccionan por tanto unos actuadores con un diámetro del mismo orden a los calculados. Además, el actuador axial debe tener una carrera de al menos 200 mm, y el radial de 100 mm, para permitir la aplicación de la carga, el montaje y posterior desmontaje del rodamiento a ensayar. Con todo ello, se seleccionaron los actuadores lineales del catálogo de SMC Serie C95 (ver Figura 4-35), cuyas características extraídas del mismo, se muestran en las Tablas 4-15 y 4-16 para el axial y el radial respectivamente:



Fig 4-35. Actuador de la serie C95

Tabla 4-15. Características del actuador axial

Diámetro (mm)	Diámetro vástago (mm)	Rosca extremo vástago	Conexión
80	25	M20x1,5	G3/8
Rango de presión de trabajo (MPa)	Velocidad del cilindro (mm/s)	Carrera (mm)	Referencia
0,05~1	50~1000	200	C95SDB80-200

Tabla 4-16. Características del actuador radial

Diámetro (mm)	Diámetro vástago (mm)	Rosca extremo vástago	Conexión
125	32	M27x2	G1/2
Rango de presión de trabajo (MPa)	Velocidad del cilindro (mm/s)	Carrera (mm)	Referencia
0,05~1	50~700	125	C95SDB125-100

Como accesorios auxiliares de estos actuadores, también se han seleccionado, del mismo catálogo de SMC los siguientes elementos:

- Escuadra de montaje: L5080, para la sujeción del actuador axial (ver Figura 4-36).
- Junta flotante: JHA50-20-150, para reducir las cargas laterales y fuerzas de inercia, compensar cualquier problema de alineación ente el actuador y el utillaje de carga (excentricidad máx. 1,5 mm y giro máx. 5°), y para alargar la vida útil del actuador axial (ver Figura 4-37).

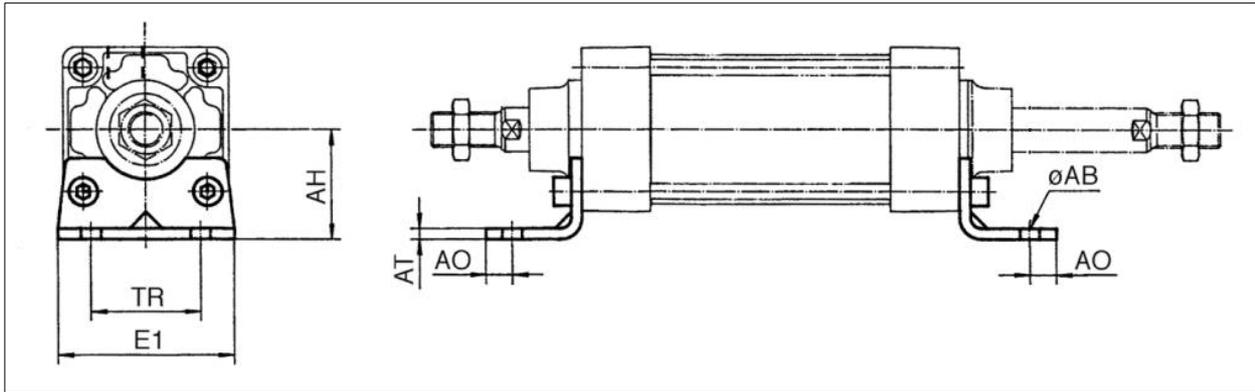


Fig 4-36. Escuadra de montaje

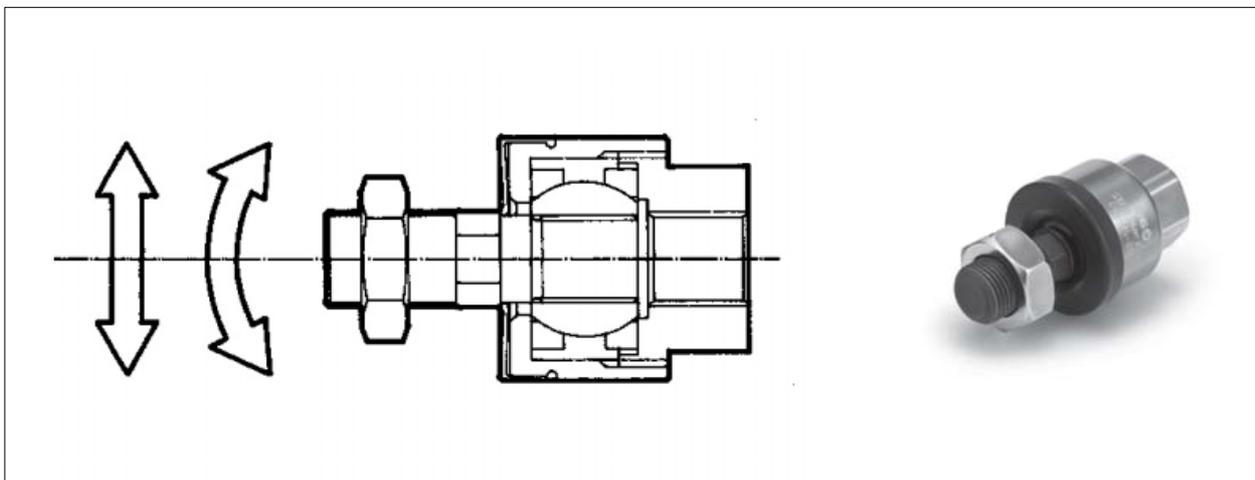


Fig 4-37. Junta flotante

4.5.2 Selección de válvulas y resto de componentes neumáticos

- Válvula de 3 vías de accionamiento mecánico/manual, del catálogo de SMC, con las características que se indican en la Tabla 4-17, y cuyo aspecto puede verse en la Figura 4-38.



Fig 4-38. Válvulas de 3 vías

Tabla 4-17. Características de las válvulas de 3 vías

Referencia	Conexión	Rango de presión de trabajo (MPa)	Caudal (NI/min)	Actuador
EVM230-F02-00 + VM-34AB	G1/4	0 ~ 1	984	Selector negro

- Válvula reguladora de presión, seleccionada del catálogo de FESTO, con las características que se indican en este, y que se han extraído en la Tabla 4-18. Mientras que su aspecto puede verse en la Figura 4-39.

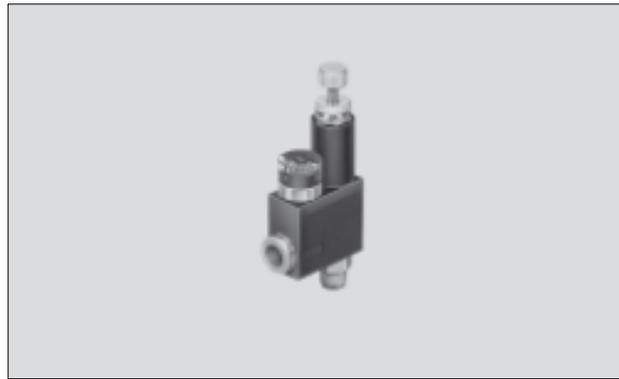


Fig 4-39. Válvulas reguladoras de presión

Tabla 4-18. Características de las válvulas reguladoras de presión

Referencia	Caudal (l/min)	Rango de presión de trabajo (MPa)	Conexión
153492 LRMA-1/4-QS-6	36 ~ 124	0.0 ~ 0.9	R1/4

- Electroválvula, se ha seleccionado del catálogo de SMC, y cuyas características, extraídas del mismo, se indican en la Tabla 4-19. Su aspecto externo puede apreciarse en la Figura 4-40.



Fig 4-40. Electroválvulas

Tabla 4-19. Características de las electroválvulas

Tipo de función	Referencia	Caudal (l/min)	Rango de presión de trabajo (MPa)	Tipo entrada eléctrica a 24 V DC	Conexión P/R
Biestable	SY9220- LOU- C10F-Q	1700	0.1 ~ 0.7	Conector enchufable 2 pins	G1/4

- El filtro + regulador + lubricador ha sido seleccionado de la serie AC del catálogo del SMC, y cuyas características han sido extraídas a la Tabla 4-20. Mientras que su aspecto exterior se muestra en la imagen de la Figura 4-41.



Fig 4-41. Filtro + regulador + lubricador

Tabla 4-20. Características del filtro + regulador + lubricador

Referencia	Conexión	Rango de presión de regulación (MPa)	Modelo de purga	Filtración
AC30-F02DG	G1/4	0.05 ~ 0.85	Automática	5 μm (opcional: 2, 10, 20, 40, 70, 100 μm)

- Válvula reguladora de caudal, seleccionada de la serie EAS Metal, del catálogo de SMC. Las características técnicas de esta válvula se pueden ver en la Tabla 4-21, y su aspecto externo en la imagen de la Figura 4-42.



Fig 4-42. Válvulas reguladoras de caudal

Tabla 4-21. Características de las válvulas reguladoras de caudal

Referencia	Modelo	Conexión	Caudal (l/min)	Tubo (mm)
AS2301F-02-08S	Universal	R 1/4	460	8

- Racores rectos machos de conexión: G1/4 y R1/4, seleccionados del catálogo de FESTO. Las características técnicas de estos racores se pueden ver en la Tabla 4-22, y su aspecto externo en la imagen de la Figura 4-43.

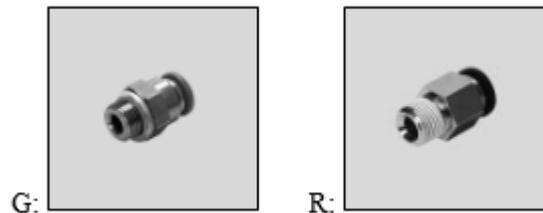


Fig 4-43. Racores rápidos rectos machos

Tabla 4-22. Características de los racores rápidos de conexión

Tipo	Conexión	Presión funcionamiento (bar)	Temperatura ambiente (°C)	Tubo (mm)
QS	R 1/4	-0.95 ... +14	-10 ... +80	8
QS	G 1/4	-0.95 ... +14	-10 ... +80	8

- Racor en T, con conexiones G1/4, y seleccionados del catálogo de FESTO. Las características técnicas de estos racores se pueden ver en la Tabla 4-23, y su aspecto externo en la imagen de la Figura 4-44.



Fig 4-44. Racor en T

Tabla 4-23. Características de los racores en T

Tipo	Conexión	Presión funcionamiento (bar)	Temperatura ambiente (°C)	Tubo (mm)
QST	G 1/4	-0.95 ... +14	-10 ... +80	8

- Silenciador, con conexión G1/4, y seleccionado del catálogo de FESTO. Y cuyas características técnicas extraídas de dicho catálogo, se indican en la Tabla 4-24. Mientras que su aspecto externo se puede observar en la imagen de la Figura 4-45.



Fig 4-45. Silenciador

Tabla 4-24. Características del silenciador

Tipo	Conexión	Nivel de ruido	Material
U-1/4-B	G 1/4	65 ... 84 dB(A)	Bronce

- Tube, seleccionado de la serie TU, del catálogo de SMC, con diámetros de 6 y 8 mm de color azul intenso. Y cuyas características técnicas, extraídas de dicho catálogo se especifican en la siguiente Tabla 4-25. Mientras que su aspecto externo se puede observar en la imagen de la Figura 4-46.

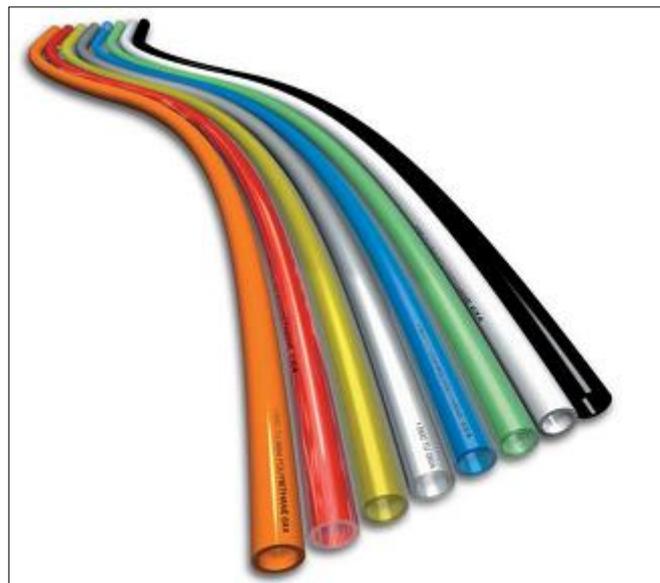


Fig 4-46. Tubo

Tabla 4-25. Características técnicas de los tubos

Referencia	Φ exterior (mm)	Φ interior (mm)	Radio min. flexión (mm)	Presión trabajo (MPa)	Rango temperaturas (°C)	Material
TUO604	6	4	15	0.8	-20 ~ +60	Poliuretano
TUO805	8	5	20	0.8	-20 ~ +60	Poliuretano

4.6 Diseño eléctrico

El diseño eléctrico consiste en la definición de los dos circuitos que necesita la máquina de ensayo: el circuito de potencia y el circuito de control, ambos diseñados según los requerimientos del proceso. Para el primer circuito además se va a proceder a la selección del motor, guardamotor y variador de velocidad. Mientras que para el segundo se seleccionarán las diversas unidades de control, mando y señalización que este necesita.

4.6.1 Circuito de potencia

El circuito de potencia, tiene como finalidad alimentar al receptor de potencia, en este caso al motor eléctrico monofásico del banco de ensayo. Tal como se ha esquematizado en la Figura 4-47.

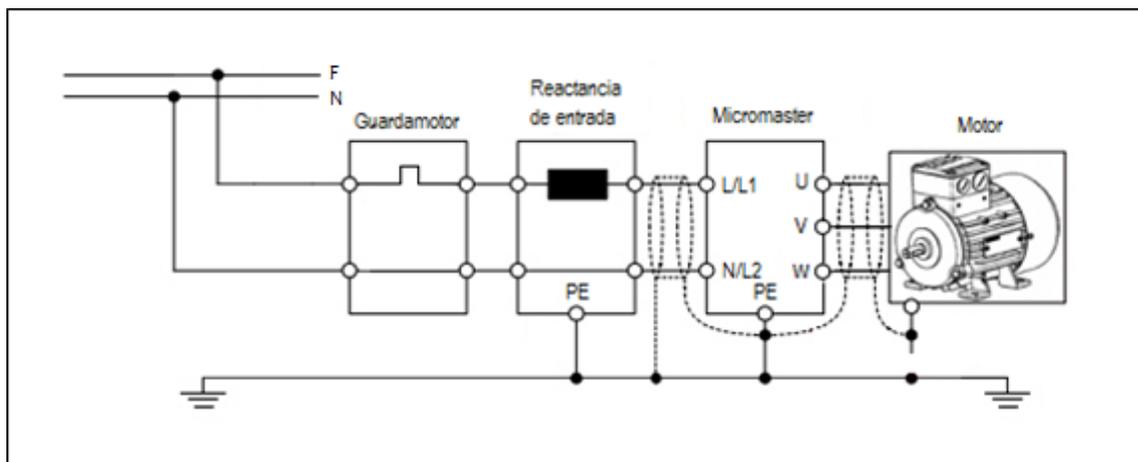


Fig 4-47. Esquema del circuito de potencia

Está compuesto por:

- Un motor eléctrico de baja tensión.
- Un variador de velocidad, que es un dispositivo de variación de frecuencia, con capacidad de control de la velocidad de giro del motor eléctrico monofásico.
- Una reactancia a la entrada del variador, con la finalidad de contrarrestar los posibles efectos en las bornas de conexión como: picos parásitos de tensión, caídas de tensión, sobretensiones de los variadores y pérdidas de alimentación momentánea (por voltaje bajo). Esta reactancia también permite mejorar la potencia eléctrica del motor incluso cuando éste funciona con velocidades y cargas distintas. Además, la reactancia limitará la corriente de carga del variador.
- Un guardamotor, o disyuntor magneto-térmico especialmente diseñado para la protección de motores eléctricos, el cual va a proporcionar a este dispositivo, una curva de disparo que lo hace más resistente frente a las sobrintensidades transitorias típicas que se puedan producir en los arranques.

4.6.2 Selección del motor

Se escogerá el motor, dadas las características de la red eléctrica disponible en el laboratorio, indicadas en el punto 3.3.5 de las especificaciones de requisitos, y los requisitos de velocidad de giro indicados en los objetivos específicos incluidos en el punto 3.1.2.

Por otro lado, dado el bajo par que necesita el banco de ensayo, que como se vio en el punto 4.4.2 era de $4,53 \text{ Nm}$, y dado que a la velocidad máxima requerida es 3000 rpm , se necesitará una potencia máxima de $0,21 \text{ HP}$, por lo que con un motor de 1 HP de potencia nominal, se considerará más que suficiente. Por todo ello se ha seleccionado un motor monofásico de baja tensión, del catálogo de SIEMENS (ver Figura 4-48), cuyas características se incluyen en la Tabla 4-26.



Fig 4-48. Motor monofásico

Tabla 4-26. Características técnicas del motor eléctrico

Potencia (HP)	Tipo	Catálogo Spiridon	Velocidad nominal (rpm)	Tensión nominal (V)
1	1RF30562YC41	A7B1000009464	3535/3510	127/220
Corriente nominal (A)	Factor de servicio	Corriente a F.S. (A)	Peso neto (kg)	Longitud (mm)
15,5/6,6	1,6	18,6/9,4	11,9	291

4.6.3 Selección del variador de velocidad

Para conseguir una variación continua de la velocidad de giro del motor, a fin de cumplir con las especificaciones de requisitos del banco de ensayo, se va a utilizar un variador de velocidad basado en el ajuste de la frecuencia, lo cual va a permitir controlar la velocidad de giro de éste.

Por ello, del catálogo de SIEMENS, se ha seleccionado para el banco de ensayo, el variador de velocidad Micromaster 410 recomendado por el fabricante para motores monofásicos de 1 HP, cuyas características técnicas se especifican en la Tabla 4-27, y su aspecto exterior puede contemplarse en la Figura 4-49.

Tabla 4-27. Características del variador de velocidad Micromaster 410

Voltaje de operación	Potencia (HP)	Tamaño	Modelo	Reactancia de entrada
220 VC A	1	AB	6SE64102UB175BA0	6SE64003CC010AB3



Fig 4-49. Micromaster 410

4.6.4 Cableado

Dada la baja potencia de trabajo, las intensidades de corriente, no van a superar los 10 A, pero en cualquier caso, se han seleccionado conductores unipolares aislados con cubierta de policloruro de vinilo, con una temperatura admisible de 70 °C, y con una sección nominal de 10 mm², ajustándose al Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (REBT) y a la NTP 169 - Condiciones de cableados en máquinas, de Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, del Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales.

4.6.5 Circuito de control

El circuito de control tiene como finalidad el mando y gobierno de todo el circuito de potencia, y de los componentes neumáticos. En la siguiente Figura 4-50, se muestra en particular el esquema de conexionado de los elementos neumáticos.

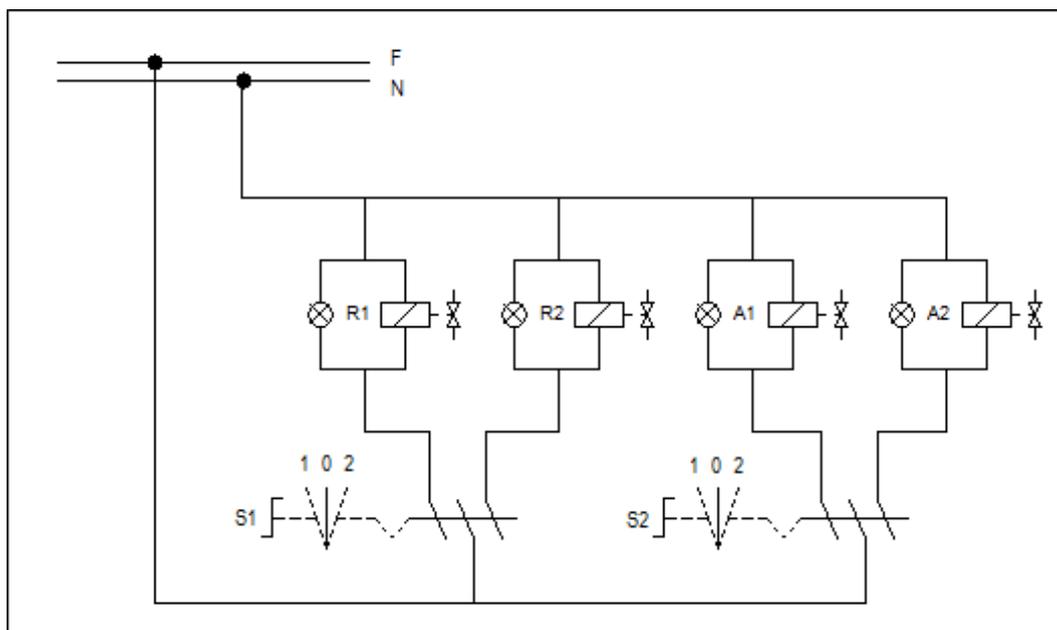


Fig 4-50. Esquema de conexionado de los elementos neumáticos

Para constituir dicho circuito, ha sido necesario seleccionar una serie de componentes como los indicados a continuación:

- **Pulsador de seta para paro de emergencia:** Seleccionado del catálogo de Schneider Electric, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-28, y su aspecto, tal como se muestra en la Figura 4-51.



Fig 4-51. Pulsador de paro de emergencia

Tabla 4-28. Características pulsador parada emergencia

Tipo de pulsador	Forma de cabeza	Peso (kg)	Referencia
Pulsar-tirar		0,125	XB4-BT42

- **Selector manual de 3 posiciones:** Seleccionados del catálogo de Schneider Electric, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-29, y su aspecto, como se muestra en la Figura 4-52.



Fig 4-52. Selector manual de 3 posiciones

Tabla 4-29. Características del selector manual de 3 posiciones

Dispositivo de control	Forma de cabeza	Peso (kg)	Nº y tipo de posiciones	Referencia
Con maneta corta negra		0,105	3 fijas	XB4-BD33

- **Selector manual de 2 posiciones con LED:** Seleccionado del catálogo de Schneider Electric, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-30, y su aspecto, como se muestra en la Figura 4-53.



Fig 4-53. Selector manual 2 posiciones con LED

Tabla 4-30. Características del selector manual de 2 posiciones con LED

Dispositivo de mando	Forma de cabeza	Peso (kg)	Color de la maneta	Referencia
Con maneta		0,111	rojo	XB4-BK124M5

- **Pilotos luminosos con LED integrado rojos y verdes:** Seleccionados del catálogo de Schneider Electric, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-31, y un aspecto externo, tal como se muestra en la Figura 4-54.



Fig 4-54. Pilotos luminosos con LED

Tabla 4-31. Características de los pilotos luminosos con LED integrado

Tensión de alimentación	Forma de cabeza	Peso (kg)	Color	Referencia
220 V		0,080	verde	XB4-BVM3
220 V		0,080	rojo	XB4-BVM4

- **Presostatos digitales con visualización de 2 colores:** Seleccionados de la serie ZSE80/ISE80 del catálogo de SMC, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-32, con el kit opcional para montaje en panel que se indica en la Tabla 4-33, y con un aspecto externo, tal como se muestra en la Figura 4-55.



Fig 4-55. Presostatos digitales con visualizaciones en 2 colores

Tabla 4-32. Características de los presostatos digitales con visualización de dos colores

Rango de presión nominal (MPa)	Conexión	Posición conexasión	Entrada/salida	Referencia
-0,1 a 1,0	R1/4	Montaje trasero	Colector abierto PNP 2 salidas	ISE-80-02L-B

Tabla 4-33. Kit opcional para presostatos

Kit opcional presostatos	Posición conexasión	Referencia
Montaje en panel	Montaje trasero	ZS-35-B

- **Armario y placa de montaje para elementos neumáticos y electrónicos:** Seleccionados del catálogo de Schneider Electric, de un tamaño suficiente para albergar los componentes neumáticos y electrónicos, con las características indicadas en la siguiente Tabla 4-34, y un aspecto físico externo, tal como se muestra en la Figura 4-56.



Fig 4-56. Armario y placa de montaje para elementos neumáticos y electrónicos

Tabla 4-34. Características dimensionales del armario y placa de montaje neumático/electrónico

Alto (mm)	Ancho (mm)	Profundo (mm)	Ref. armario	Ref. placa montaje
847	636	300	NSYPL86	NSYMM86

4.7 Diseño electrónico

El diseño electrónico consiste en la definición de los circuitos y componentes electrónicos encargados de captar, amplificar y transmitir las vibraciones axiales y radiales que se generan cuando se están ensayando los rodamientos en el banco. Para constituir dicho sistema de captación y transferencia de señales, ha sido necesario seleccionar una serie de componentes electrónicos como los indicados a continuación.

- **Acelerómetros piezoeléctricos:** Se seleccionan dos acelerómetros del catálogo de Metra Meß-und Frequenztechnik Radebeul, uno para la captación de las vibraciones axiales y otro para las radiales, con un rango de captación más que suficiente, para las vibraciones previstas en este tipo de bancos de ensayo, y cuyas características técnicas, extraídas de dicho catálogo, pueden observarse en la siguiente Tabla 4-35, y su aspecto físico, tal como se muestra en la Figura 4-57.



Fig 4-57. Acelerómetro piezoeléctrico

Tabla 4-35. Características técnicas de los acelerómetros piezoeléctricos

Salida	Sensibilidad	Modelo	f_{\min} (3dB)	f_{\max} (dB)	Conector	Peso	Altura	Hexágono base
ICP	50 mV/g	KS77(a)	0,3 Hz	17 kHz	UNF 10-32	23 g	17 mm	17 mm

- **Accesorios de montaje de acelerómetros:** Para facilitar su instalación sobre el utillaje de carga, se han seleccionado dos tornillos de montaje de los acelerómetros piezoeléctricos, del catálogo de Metra Meß- und Frequenztechnik Radebeul, uno para el acelerómetro axial y otro para el radial, con el N° de modelo: 021 (M3x6) y cuyo aspecto físico, puede observarse en la Figura 4-58.



Fig 4-58. Tornillo montaje acelerómetros

- **Cable de salida con adaptador a BNC:** Se han seleccionado dos cables de conexión de los acelerómetros, con adaptadores BNC del catálogo de Metra Meß- und Frequenztechnik Radebeul, uno para la captación de las vibraciones axiales y otro para las radiales, con longitudes suficientes, y cuyas características técnicas, extraídas de dicho catálogo, pueden observarse en la siguiente Tabla 4-36.

Tabla 4-36. Características de los cables de salida de los acelerómetros

Modelo	Tipo	Enchufe 1	Enchufe 2	Longitud
051	ICP	UNF10-32	BNC	1,5 m

- **Amplificador:** Se selecciona un amplificador de señal, con al menos dos canales, del catálogo de Metra Meß- und Frequenztechnik Radebeul, uno para la amplificación de señal de las vibraciones axiales y otro para las radiales, y cuyas características técnicas, extraídas de dicho catálogo, pueden observarse en la siguiente Tabla 4-37, y su aspecto físico, tal como se muestra en la Figura 4-59.

Tabla 4-37. Características técnicas del amplificador

Modelo	Entrada	Canales	Rango frecuencias	Conectores	Fuente de alimentación	Cajón	Dimensiones
M68D3	Carga/ICP	3	0,1-50000 Hz	BNC-Entrada BNC-Salida	5-15 VDC/ 0.5 A	Benchtop	105x90x140 mm ³



Fig 4-59. Amplificador

Puesto que se necesitan solo dos canales, y el amplificador tiene tres, va a quedar uno libre, por si en algún futuro se quiere implementar otro acelerómetro adicional.

- **Tarjeta captación de datos:** Se ha seleccionado la tarjeta: NI-USB-6361 782255-01, del catálogo de NATIONAL INSTRUMENTS, con las siguientes características técnicas:
 - Opciones de conectividad disponibles para OEM, BNC y terminación masiva.
 - 16 entradas analógicas (8 en BNC variante), 8 MS/s monocanal, 1 MS/s multicanal, resolución de 16 bits, ± 10 V.
 - 2 salidas analógicas, 2.86 MS/s, resolución de 16 bits, ± 10 V.
 - Salida USB para exportación de datos a ordenador.
 - 24 líneas de E/S digital (8 temporizadas por hardware hasta 1 MHz).
 - Cuatro contadores/temporizadores de 32 bits para PWM, codificador, contar eventos.
 - Temporización y disparo avanzados con la tecnología NI-STC3 de temporización y sincronización.

Y cuyo aspecto físico se puede contemplar en la Figura 4-60.



Fig 4-60. Tarjeta de captación de datos.

5 CAPÍTULO: MONTAJE Y PUESTA EN MARCHA

Tengo 10 mandamientos. Los nueve primeros dicen: ¡No debes aburrir! El décimo dice: tienes que tener derecho al montaje final de la película.

- Billy Wilder -

El objeto de este capítulo no es hacer una descripción detallada del proceso de montaje del banco de ensayo, que se da por hecho de que los operarios que intervengan han leído este proyecto, y que por tanto conocen perfectamente el concepto y la idea del mismo, además de tener el conocimiento y la experiencia necesaria para realizar el perfecto ensamblaje de los diversos componentes que lo constituyen.

Por tanto, se trata solamente de resaltar aquellos aspectos y secuencias de montaje, que el autor de este proyecto, considera que son fundamentales para posterior funcionamiento adecuado de este prototipo.

El presente capítulo está destinado únicamente a los instaladores profesionales, entendiéndose como tal, aquellas personas u organizaciones competentes que ofrecen a terceras partes servicios de instalación y mantenimiento de equipos mecánicos.

Los instaladores profesionales deberán disponer de personas competentes, formadas, entrenadas adecuadamente, cualificadas por conocimientos y experiencia práctica, y provistas del presente proyecto, que les capaciten para llevar a cabo la instalación correctamente y con seguridad. Únicamente se utilizará personal parcialmente entrenado como asistente bajo la supervisión del instalador.

Estas personas competentes deberán actualizar las competencias y los conocimientos en la medida de la aparición de nuevas técnicas y de la evolución de los productos, conservando el instalador profesional los registros de formación. Asimismo, dispondrán de capacidad de verificación de la conformidad con las normas europeas EN 12604 y EN 12453.

5.1 Prescripciones de seguridad

Todas las precauciones indicadas en estas prescripciones de seguridad deben ser seguidas escrupulosamente para evitar daños algunas veces graves a las personas y/o al banco de ensayo.

- Tener en cuenta los documentos de que consta este proyecto.
- Informarse de la ubicación exacta de los lugares de primeros auxilios en el interior de la sala o taller de montaje y leer atentamente las prescripciones de seguridad y médicas vigentes.
- Disponer SIEMPRE de un equipo anti-incendio en las inmediaciones.

- Las posibles intervenciones sobre el banco de ensayo deben ser efectuadas SIEMPRE por al menos dos personas cualificadas y expresamente autorizadas.
- Actuar SIEMPRE sobre el banco de ensayo con vestimenta adecuada (evitar vestimenta con mangas muy largas, corbatas, collares, etc.) y/o un equipamiento de protección (gafas, guantes, calzado, etc.), así como de las herramientas y medios necesarios y adecuados a las operaciones a realizar. Evitar llevar el pelo largo y suelto.
- No quitar NUNCA las protecciones de los componentes en giro con el banco de ensayo en funcionamiento.
- Reposicionar SIEMPRE las protecciones de seguridad que hayamos podido sacar o desconectar, inmediatamente después de acabar los trabajos que han provocado las anomalías.
- No meter NUNCA las manos y/o los dedos en los orificios y/o aberturas del banco de ensayo.
- Las conexiones eléctricas del motor del banco las deben llevar a cabo SIEMPRE el personal autorizado y competente siguiendo las normas vigentes.

5.2 Verificaciones previas

- Se deberá verificar que la estructura de la mesa-bancada que sale del taller de calderería está total y perfectamente terminada según las especificaciones de diseño, memoria y de planos de este proyecto.
- Se verificará que el motor acoplado se corresponde con el seleccionado en el proyecto de banco de ensayo.
- Se verificará que el acoplamiento flexible se corresponde con el seleccionado en el proyecto de banco de ensayo.
- Se verificará que los rodamientos portantes y sus soportes, se corresponden con los seleccionados en este proyecto de banco de ensayo.

5.3 Secuencias a seguir durante el montaje

Se recomienda, que se sigan durante el proceso de montaje del banco de ensayo, y de manera ordenada la siguiente secuencia.

5.3.1 Montaje del cilindro radial

Antes de realizar ninguna operación de montaje sobre la mesa-bancada del banco de ensayo, y con el fin de evitar desplazamientos imprevistos de la misma, se pondrán las cuatro ruedas del mismo en posición de frenada.

Una vez verificada la estructura de la mesa-bancada, y montado el soporte alojamiento del actuador radial, se instalará en dicho soporte el cilindro neumático y todas las piezas del mecanismo de desplazamiento de éste (denominadas Utillaje 1, 2, 3 y 4), incluida la manivela. Comprobándose manualmente al finalizar, que el mecanismo funciona adecuadamente, y que por tanto el cilindro se desplaza longitudinalmente a lo largo del trayecto previsto, y en consecuencia que la punta de empuje radial, colocada sobre el émbolo del cilindro, no interfiere en sus posiciones más extremas, con la chapa del tablero de la mesa cuando actuase el cilindro neumático radial. Si hubiese cualquier interferencia entre la punta y la chapa, se debería corregir la ventana hasta evitar dicha interferencia.

5.3.2 Termination de la mesa-bancada

Una vez verificada la estructura de la mesa-bancada, se procederá a ejecutar sobre ella, el tablero de la mesa, constituido por el ensamblaje de los 22 perfiles ranurados de aluminio, los 5 espárragos roscados, y las 10 tuercas ciegas correspondientes. Tal como se muestra en la siguiente Figura 5-1.

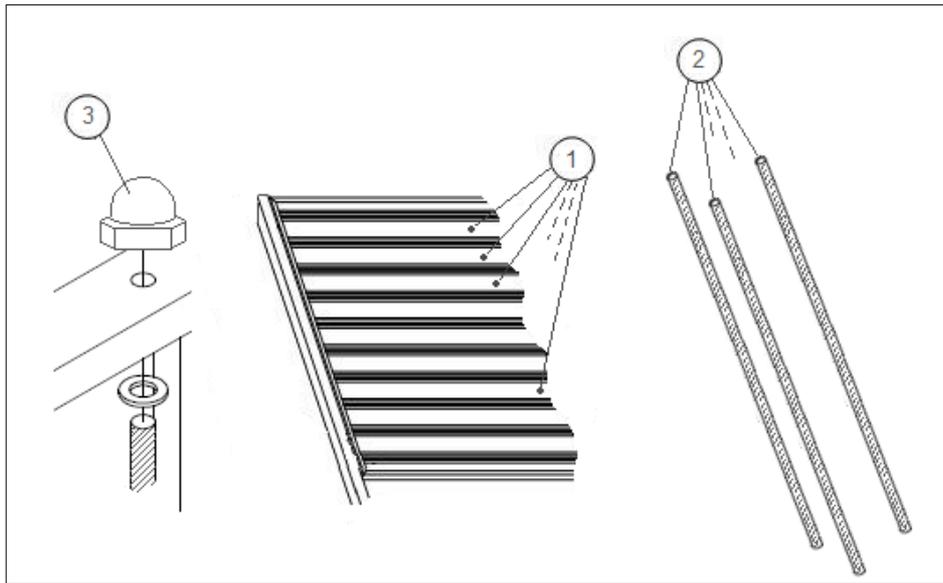


Fig 5-1. Elementos constituyentes del tablero de la mesa (1-Perfiles ranurados. 2-Espárragos roscados. 3-Tuercas ciegas)

Se deberá tener la precaución de cortar los perfiles ranurados centrales a las medidas precisas, para mantener la misma abertura, tanto en dimensiones, como en posición que la ventana que se haya dejado anteriormente practicada en la chapa del tablero, para el paso de la punta de empuje radial.

5.3.3 Montaje del eje

Se iniciarán los trabajos de instalación de los equipos, preparando el rotor del eje, montando sobre éste sus dos rodamientos portantes, en las posiciones adecuadas, teniendo la precaución de no invertir la posición de los mismos dentro del eje, mantener la orientación del rodamiento cónico de acuerdo con los planos.

5.3.4 Instalación del rotor del eje, sobre la mesa

Sobre el rotor del eje se ajustará uno cualquiera de los cabezales porta-rodamientos, y el conjunto se posicionará sobre la mesa, a fin de hacer coincidir el cabezal con la ventana del tablero. Ese perfecto posicionamiento marcará a su vez la ubicación de los rodamientos portantes, y con ello se podrá marcar situación exacta a la que se deben colocar sus soportes.

Colocadas y atornilladas en los perfiles ranurados de la mesa, las bases de los soportes de los rodamientos portantes, se situarán sobre ellos el rotor del eje, pudiendo colocar las tapas de los soportes y atornillarlas sobre sus bases con el par de apriete que recomienda el fabricante. Antes de continuar, se comprobará manualmente que el rotor gira perfectamente.

Los dos rodamientos antes de cerrar los soportes, deben ser lubricados con grasa de alta calidad, que admita al menos unos límites de uso de entre -30°C y $+140^{\circ}\text{C}$.

5.3.5 Instalación del acoplamiento flexible

Para montar el acoplamiento flexible entre el eje y el motor, se limpiará cuidadosamente el extremo del eje y se instalará sobre éste uno de los dos semi-acoplamientos, colocándolo con una ligera presión con la ayuda de un martillo de goma, pero sin forzarlo, y sin realizar el apriete definitivo contra el eje. Ver Figura 5-2.

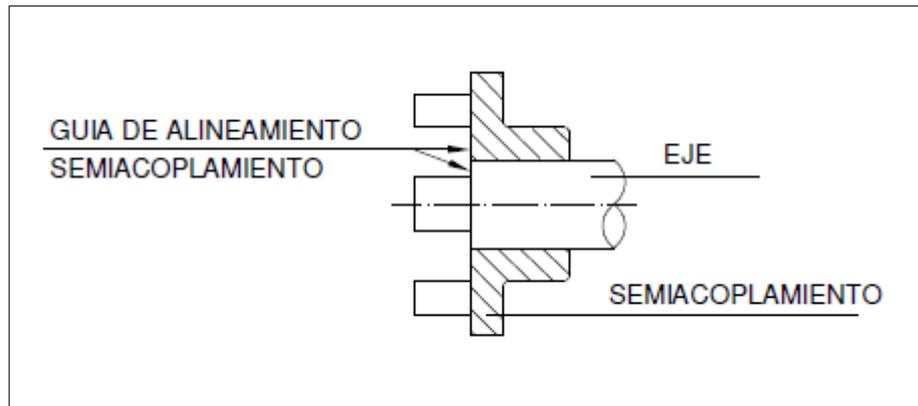


Fig 5-2. Instalación de los semi-acoplamiento sobre los ejes

5.3.6 Instalación del motor eléctrico

El motor eléctrico se situará sobre la mesa, e igualmente se limpiará cuidadosamente el extremo de su eje y se instalará sobre éste el otro de los dos semi-acoplamiento, colocándolo así mismo con una ligera presión con la ayuda de un martillo de goma, pero sin forzarlo, y sin realizar el apriete definitivo contra el eje del motor.

El motor con el semi-acoplamiento instalado, se posicionará alineando los dos ejes y haciendo coincidir a los dos semi-acoplamiento, manteniendo éstos las distancias relativas que recomienda el fabricante del acoplamiento, e incluso comprobando sus separaciones con una galga.

Si se observase que la altura del eje del motor y el del banco no sean iguales, se deberán utilizar suplementos calibrados que se colocarán debajo de las patas de anclaje, marcando los agujeros para las patas del motor.

Una vez perfectamente posicionado, se atornillarán las patas del motor sobre el tablero ranurado de la mesa. Y cuando ello haya ocurrido, se procederá al apriete definitivo de los dos semi-acoplamiento sobre sus respectivos ejes.

A continuación, se verificará manualmente que el conjunto: motor, acoplamiento, eje, gira libremente.

5.3.7 Instalación del actuador axial

El cilindro neumático axial se posicionará a la derecha del cabezal de carga, y perfectamente alineado con el eje del banco de ensayo. Una vez garantizado dicho alineamiento, se fijará el cilindro a la mesa, a través de las escuadras de fijación, perfectamente atornilladas a los perfiles ranurados de ésta.

5.3.8 Conexión neumático

Previamente a la realización de todo el conexionado de los diferentes componentes neumáticos que componen el banco de ensayo, se debe comprobar la perfecta limpieza del ambiente de la sala donde se vaya a ejecutar éste, que debe estar libre de polvo en suspensión y/o de excesiva humedad.

El conexionado se realizará de manera secuencial desde los actuadores, hacia la red. Siguiendo en todo momento los esquemas neumáticos de este proyecto. Evitándose conectar el circuito a la red de aire comprimido, antes de haber instalado el filtro-regulador-lubricador en la entrada de la misma.

Se recomienda que antes de poner en funcionamiento el banco de ensayo, con el motor parado, y sin ningún rodamiento instalado, se prueben uno a uno todos los actuadores neumáticos, y además en sus diferentes etapas previstas de funcionamiento.

5.3.9 Conexión eléctrica

Antes de efectuar las conexiones eléctricas del conjunto, se deberá hacer girar a mano todo el conjunto, para comprobar que giran libremente.

Posteriormente se realizarán correctamente, según las normas vigentes, las conexiones eléctricas sin olvidar la toma de tierra del motor, mesa, y carcasa del armario neumático/electrónico. Debe tenerse en cuenta los datos de la placa del motor (frecuencia y tensión, número de fases y consumo máximo) leyendo atentamente las instrucciones que acompañan al motor eléctrico.

La instrumentación eléctrica (ej.: interruptores, selectores, variador de velocidad, electroválvulas, presostatos, etc.) deberán montarse siguiendo los esquemas eléctricos del proyecto, además de las instrucciones y prescripciones de seguridad que las acompañan, a cada uno de ellos.

6 CAPÍTULO: MANUAL DE FUNCIONAMIENTO

*Dime y lo olvido, enséñame y lo recuerdo, involúcrame
y lo aprendo*

- Benjamín Franklin -

Los rodamientos son elementos mecánicos simples y precisos, por ello son componentes esenciales que están presentes en la mayoría de las máquinas rotativas. Los rodamientos se podrían definir como un tipo de cojinete o soporte de ejes, que utilizan pequeños elementos rodantes (bolas, rodillos, etc.) para disminuir la fricción entre las superficies giratorias, aprovechando que la resistencia de fricción por rodadura es menor que la resistencia de fricción por deslizamiento.

El coste de los rodamientos, por lo general, representan un ínfimo tanto por ciento del coste total de una máquina. Pero su fallo puede tener un coste muy elevado, ya que puede poner en peligro al resto de componentes de las máquinas, así como a la disponibilidad de las mismas, y con ello la producción de la línea de fabricación en la que estas participen. Es por ello que la importancia y criticidad de estos elementos, hace necesario a los ingenieros de mantenimiento, conocer con antelación la vida que les resta a estos elementos, para poder sustituirlos cuando esta va a finalizar, evitando comprometer la integridad y funcionamiento de las máquinas en las que están instalados, y la producción de las mismas.

Todo ello hace necesario disponer en los laboratorios mecánicos de un equipo como este, que permitirá estudiar y analizar el estado de conservación de los rodamientos, y con ello conocer con antelación los daños o problemas de que presentan.

Para realizar dichos estudios, el banco de ensayo va a hacer girar a distintas velocidades y estados de carga a los rodamientos a ensayar, midiendo en cada una de esas situaciones las vibraciones que éstos generan. Posteriormente, mediante el análisis de dichas vibraciones se determinará el “estado de salud” del rodamiento ensayado.

6.1 Construcción y funcionamiento

El banco de ensayos sirve para analizar las vibraciones que se generan en los rodamientos, cuando son sometidos a distintas cargas y velocidades de giro.

La parte esencial del banco de ensayos son los rodamientos ensayados. Se pueden analizar hasta 50 rodamientos comerciales distintos, tales como los que se muestran en la siguiente Tabla 6-1, del catálogo de SKF.

Tabla 6-1. Relación de rodamientos a ensayar, del catálogo de SKF

Diámetro interior	Diámetro exterior	Ancho	Designaciones
10	22	6	61900, 61800-2RS1, 61800-2Z
12	24	6	61901, 61901-2RS1, 61901-2Z
15	28	7	61902, 61902-2RS1, 61902-2RZ, 61902-2Z
17	30	7	61903, 61903-2RS1, 61903-2RZ, 61903-2Z
20	37	9	61904, 61904-2RS1, 61904-2RZ
25	42	9	61905, 61905-2RS1, 61905-2RZ
30	47	9	61906, 61906-2RS1, 61906-2RZ
35	55	10	61907, 61907-2RS1, 61907-2RZ
40	62	12	61908, 61908-2RS1, 61908-2RZ
45	68	12	61909, 61909-2RS1, 61909-2RZ
50	72	12	61910, 61910-2RS1, 61910-2RZ
55	80	13	61911, 61911-2RS1, 61911-2RZ
60	85	13	61912, 61912-2RS1, 61912-2RZ
65	90	13	61913, 61913-2RS1, 61913-2RZ
70	100	16	61914, 61914-2RS1, 61914-2RZ
75	105	16	61915, 61915-2RS1, 61915-2RZ

6.1.1 Descripción de los componentes principales

Los distintos componentes del banco de ensayo de rodamientos, se pueden apreciar en la siguiente Figura 6-1, y cuya enumeración es la siguiente.

- El motor de accionamiento (1), tiene una gama de revoluciones de 0 a 3000 rpm.
- Un acoplamiento flexible (2), que evita la generación de vibraciones por desalineamiento entre el eje de motor y el de transmisión.
- Un eje de transmisión (4) soportado por dos cojinetes portantes (3), que hace girar al rodamiento a ensayar.
- Un cabezal (5), que unido al eje, soporta al rodamiento ensayado.
- Una punta de empuje radial (10), que somete al rodamiento a distintas cargas radiales.
- Un utillaje de carga (6) que, envolviendo al rodamiento ensayado, le transmite las cargas axiales.
- Un actuador neumático lineal (8) que genera empujes axiales, entre 0 y 3190 N, al rodamiento.

- Un actuador neumático lineal (9) que genera empujes radiales, entre 0 y 7250 N al rodamiento.
- Una cubierta de protección transparente (7) cubre las piezas giratorias de forma segura.
- Un armario (11) que alberga los componentes de controles neumáticos y electrónicos.
- Consola de mando (12) y control de los diferentes componentes.
- Una manivela manual (13) que permite posicionar el actuador radial.
- Una junta flotante (14) para reducir las cargas laterales y fuerzas de inercia del actuador axial.

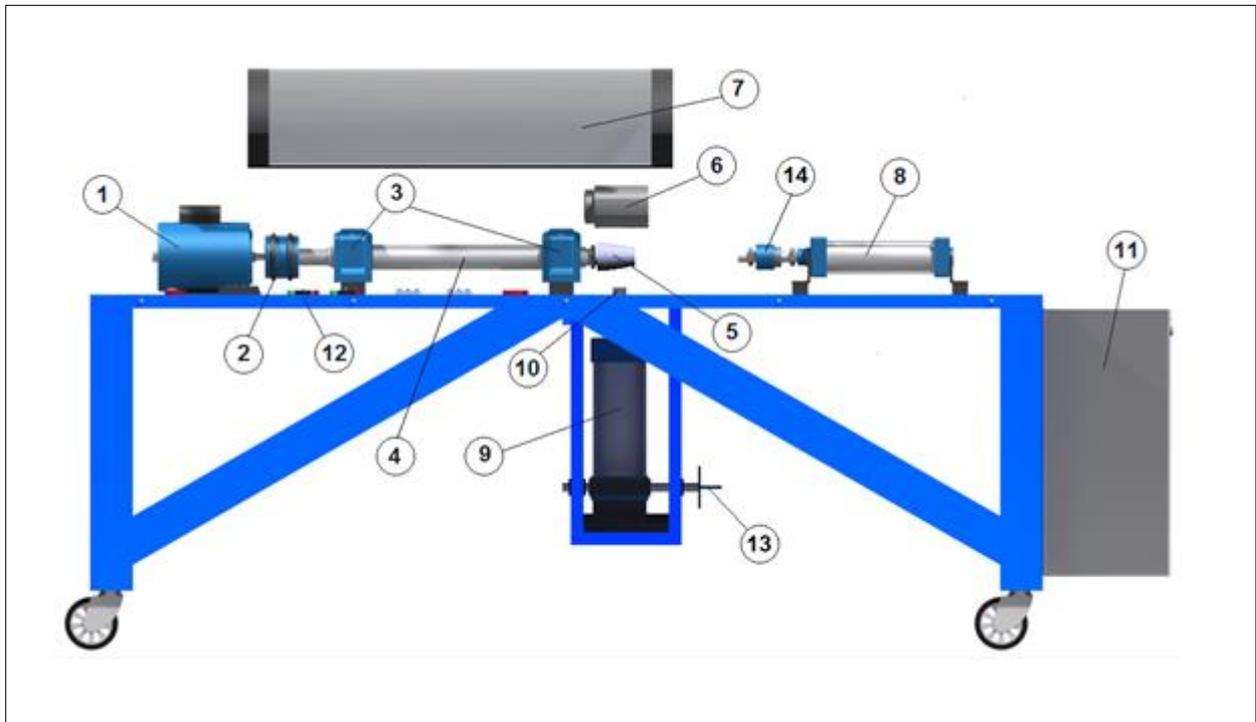


Fig 6-1. Descripción de los componentes del banco de ensayo

Adicionalmente, sobre el utillaje de carga (6) y exteriormente a él, se instalan los acelerómetros que permiten captar las vibraciones que genera el rodamiento cuando es ensayado. Los cuales se pueden apreciar en la siguiente Figura 6-2.

- Un acelerómetro piezoeléctrico (15) que capta las vibraciones axiales del rodamiento.
- Un acelerómetro piezoeléctrico (16) que capta las vibraciones verticales del rodamiento.

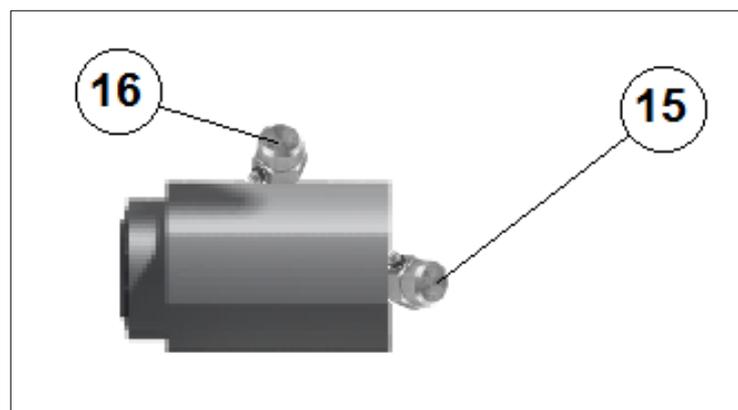


Fig 6-2. Situación de acelerómetros sobre el utillaje de carga

6.1.2 El rotor

El principal componente del banco de ensayo es el rotor, que está constituido por el eje de transmisión (4) y el cabezal porta-rodamientos (5). Ambos están hechos de acero de resistencia elevada. Ver Figura 6-3.

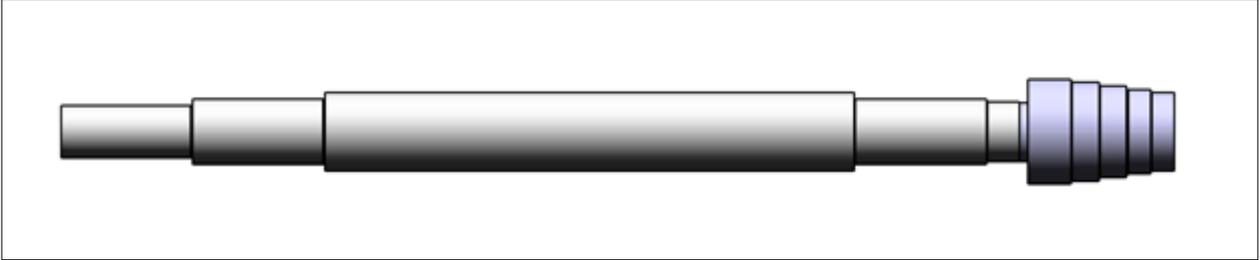


Fig 6-3. Rotor

Los cabezales porta-rodamientos de los que consta este equipo, son cuatro de tamaños distintos. Y para distinguirlos están numerados del 1 al 4, tal como se muestra en la Figura 6-4. El cabezal porta-rodamientos que en cada caso se instale en el eje de transmisión, dependerá del diámetro interior del rodamiento que se vaya a ensayar.

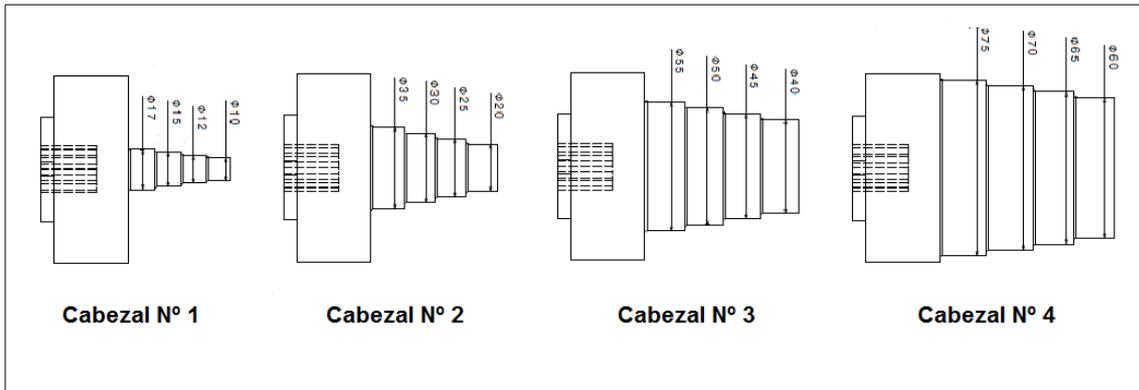


Fig 6-4. Numeración de los cabezales porta-rodamientos

Los cabezales porta-rodamientos van montados sobre el eje de transmisión, a través de un encaje con cierre de forma, en el que el extremo del eje que termina en sección estriada, se introduce en el alojamiento del porta-rodamientos que lleva un vaciado también con dicha misma sección. Además, para impedir la desunión de ambos, se apretará la tuerca ranurada de M45x1,5 con arandela de seguridad, que va roscada sobre el eje y el cabezal. De esta manera, los cabezales quedan perfectamente unidos al eje de transmisión, constituyendo el rotor del banco de ensayo. Por tanto, con este sistema, los cuatro cabezales son perfectamente intercambiables entre sí, sobre el eje de transmisión. Ver Figura 6-5.

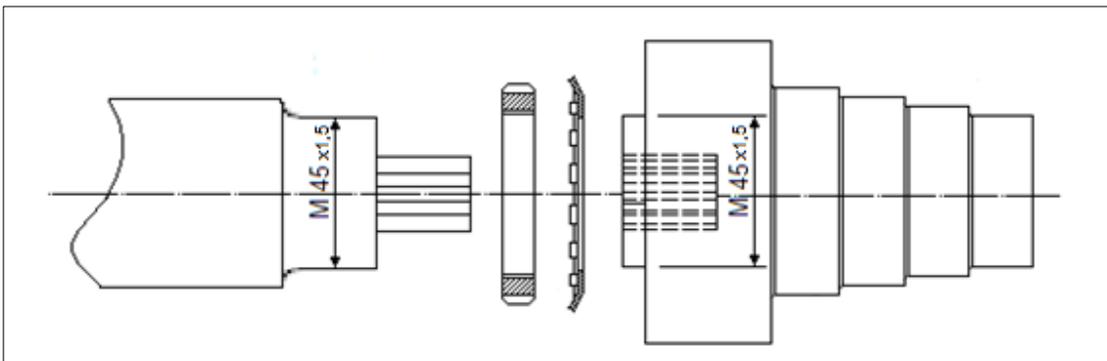


Fig 6-5. Montaje de los cabezales porta-rodamientos sobre el eje

A su vez cada cabezal porta-rodamientos, puede albergar distintos rodamientos, dependiendo de los cuatro escalonamientos que lleva practicados, con cuatro diámetros distintos. Eligiéndose el escalonamiento sobre el que se monte, en función del diámetro interior del rodamiento a ensayar.

Para elegir adecuadamente el cabezal y utillaje de carga que le corresponde a cada rodamiento, se seguirá las indicaciones de la Tabla 6-2.

Tabla 6-2. Asociación de rodamiento a ensayar, con el número de cabezal/utillaje de carga

Diámetro interior	Designaciones (SKF)	Nº de cabezal/utillaje
10	61900, 61800-2RS1, 61800-2Z	1
12	61901, 61901-2RS1, 61901-2Z	1
15	61902, 61902-2RS1, 61902-2RZ, 61902-2Z	1
17	61903, 61903-2RS1, 61903-2RZ, 61903-2Z	1
20	61904, 61904-2RS1, 61904-2RZ	2
25	61905, 61905-2RS1, 61905-2RZ	2
30	61906, 61906-2RS1, 61906-2RZ	2
35	61907, 61907-2RS1, 61907-2RZ	2
40	61908, 61908-2RS1, 61908-2RZ	3
45	61909, 61909-2RS1, 61909-2RZ	3
50	61910, 61910-2RS1, 61910-2RZ	3
55	61911, 61911-2RS1, 61911-2RZ	3
60	61912, 61912-2RS1, 61912-2RZ	4
65	61913, 61913-2RS1, 61913-2RZ	4
70	61914, 61914-2RS1, 61914-2RZ	4
75	61915, 61915-2RS1, 61915-2RZ	4

6.1.3 Accionamiento

El accionamiento se realiza a través de un motor eléctrico monofásico asíncrono, de jaula de ardilla (1), que no necesita mantenimiento, como el que muestra en la Figura 6-6, el cual dispone de patas, a través de las cuales se ancla al tablero ranurado de la mesa.

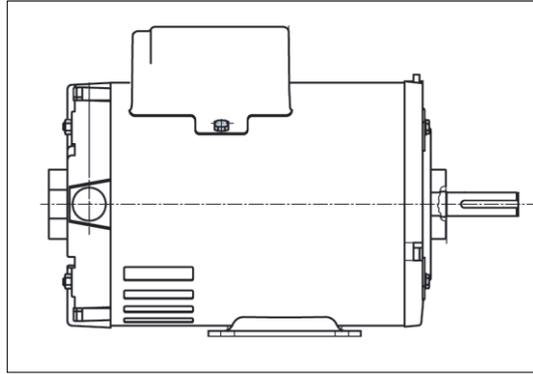


Fig 6-6. Motor monofásico de jaula de ardilla

El motor tiene reserva de potencia suficiente (1 HP) para atravesar hacer girar a rotor con los rodamientos a ensayar. El número de revoluciones (0 - 3000 rpm) se ajusta mediante un variador de velocidad controlable (ver Figura 6-7), situado en la propia consola de mando y control (12), que está en la propia mesa. El propio variador de velocidad lleva incorporado un *display*, a través del cual, se puede leer en formato digital la velocidad de giro del motor en cualquier instante. Además, lleva incorporada su consola particular, para el control y ajuste de la velocidad que se desee imprimir al motor en cada uno de los ensayos que se practiquen al banco.



Fig 6-7. Variador de velocidad

Dentro de la consola (12), sobre la mesa, hay un interruptor general, que actúa sobre la alimentación eléctrica de todos los componentes del banco, y un interruptor de parada de emergencia, que igualmente corta el fluido eléctrico a todo el banco.

6.1.4 Actuadores

Las cargas, tanto axial como radial sobre los rodamientos ensayados, se encomiendan a dos actuadores neumáticos lineales, el primero situado sobre el tablero de la mesa, y con el vástago alineado con el eje de transmisión. Mientras que el segundo se sitúa bajo el tablero de la mesa, y su vástago se mueve perpendicularmente al eje de transmisión.

El actuador axial (8) es un cilindro neumático que puede transmitir unos empujes que varíen entre 0 y 3190 N. El vástago del actuador axial, empuja al rodamiento ensayado a través de una junta flotante, que a su vez transmite dicho esfuerzo al correspondiente al utillaje de carga, que finalmente transmite toda esa carga uniformemente distribuida a lo largo de una corona circular, a la pista exterior del rodamiento ensayado. Según la misma Tabla 6-2 debe previamente seleccionarse el utillaje de carga que le corresponde al rodamiento a ensayar. Toda esta cadena cinemática descrita anteriormente, se muestra en la Figura 6-8.

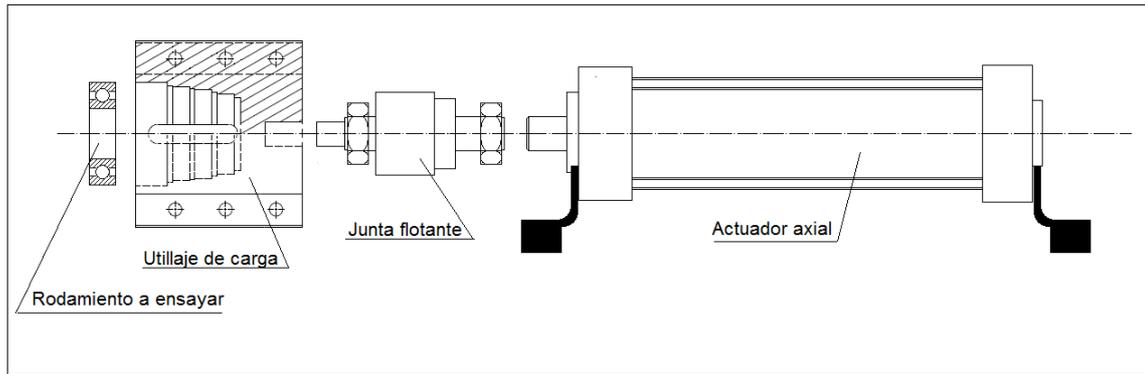


Fig 6-8. Cadena cinemática de la carga axial

Mientras que el actuador radial (9) puede aplicar unos empujes que varíen entre 0 y 7250 N. El vástago del actuador radial, empuja a la punta de carga, y ésta atravesando el utilaje de carga, por la ventana que tiene practicada en su parte inferior carga radialmente y puntualmente la pista exterior del rodamiento ensayado. En la Figura 6-9 se muestra en este caso, la cadena cinemática que le corresponde a la carga radial del rodamiento ensayado.

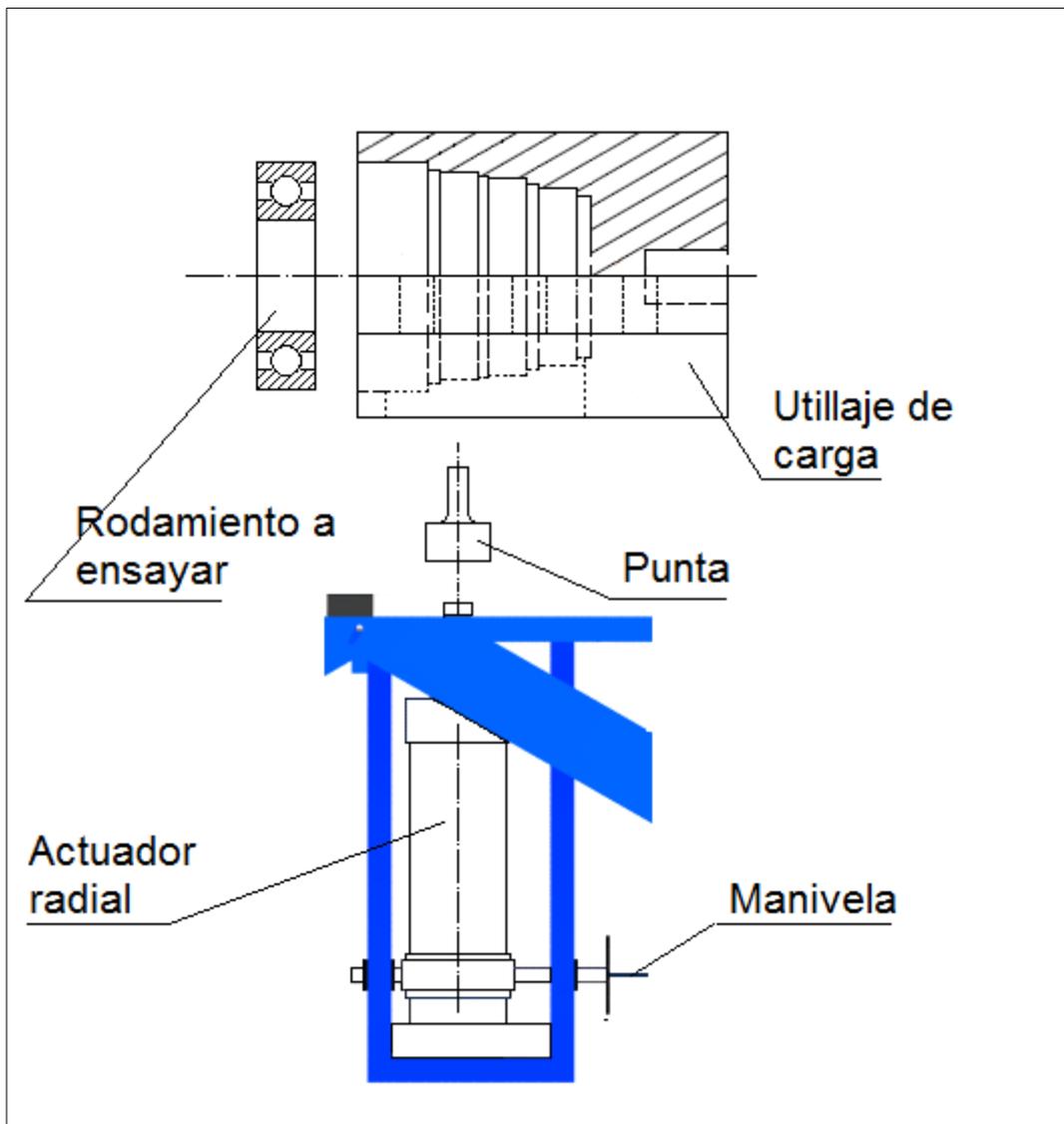


Fig 6-9. Cadena cinemática de la carga radial

La regulación de las cargas deseadas, se encomienda a sendas válvulas reguladoras de presión, mientras que los manómetros asociados a ellas, van indicando el valor de la presión en cada instante. Todos los elementos de medición y control de los actuadores neumáticos están situados en la consola de situada sobre la mesa (12), de mando y control.

6.1.5 Bastidor

Todos los componentes del banco de ensayo, están situados sobre un bastidor con forma de mesa, la cual a su vez está constituida por tubo estructural cuadrado, y su tablero está formado por perfiles ranurados de aluminio, lo que facilita el montaje y desmontaje de los equipos que se instalan sobre el bastidor.

6.1.6 Cubierta de protección

La cubierta de protección transparente (7) permite observar sin peligro, durante el funcionamiento. La cubierta de protección se debe bloquear durante el funcionamiento del banco de ensayo.

6.2 Seguridad e indicaciones importantes para el funcionamiento

Aunque se haya montado el banco de ensayos de la manera más segura posible, se deben tener en cuenta las siguientes indicaciones para un funcionamiento seguro del banco de ensayos. En un rotor con un número de revoluciones elevado se almacena energía cinética que puede provocar daños considerables.



Fig 6-10. ¡PELIGRO!

¡PELIGRO!

- No operar sin el rotor de discos sin cubierta de protección. Peligro de sufrir lesiones por las piezas en rotación.



Fig 6-11. ¡PELIGRO DE DESCARGA ELÉCTRICA!

¡PELIGRO DE DESCARGA ELÉCTRICA!

- Solo personal especializado deberá abrir la consola de mando y control. Antes de abrirla retirar la clavija de red.



Fig 6-12. ¡PELIGRO DE ROTURA!

¡PELIGRO DE ROTURA!

- En caso de que se produzca una oscilación o ruido extraño del eje sin ser advertida, detener el equipo inmediatamente mediante la desconexión de emergencia. No intentar detener el eje con la mano.
- ¡No dejar sin vigilancia mientras está en funcionamiento!
- El experimentador debe tener conocimientos en el campo del análisis de vibraciones de rodamientos para poder interpretar el comportamiento del rotor. Además, es se recomienda tener experiencia en el manejo de bancos de ensayo de rodamientos.

6.3 Ensayos

El proceso para iniciar el ensayo de un rodamiento, deberá seguir la siguiente secuencia:

- Con el rodamiento a ensayar, se seleccionará tanto el cabezal, como el utillaje de carga que le corresponde, en base a la Tabla 6-2.
- Sobre el cabezal seleccionado, se montará el rodamiento a ensayar en la posición que le corresponda dentro del mismo. Para ello se utilizará el set de herramientas para el montaje de rodamiento SKF que tiene este banco de ensayo. Se recomienda que este paso lo realice una persona experimentada en el montaje de rodamientos, para no dañarlo, ni sufrir daños el experimentador.
- Posteriormente el cabezal con el rodamiento acoplado, se insertará en el eje de transmisión, y se ajustará con la tuerca ranurada de M45, la cual se fijar con la arandela de seguridad doblando una de sus pestañas, hasta introducirse en una de las ranuras externas de la tuerca.
- Acto seguido, se posicionará el actuador radial frente a la posición donde quede el rodamiento, para ello se girará la manivela del carro del actuador. La posición correcta es justo la mitad del ancho del rodamiento ensayado.
- Posteriormente se colocará el utillaje de carga sobre el cabezal con el rodamiento posicionado sobre él. El utillaje se fijará apretando las tuercas de los pernos de cierre del utillaje de carga.
- A continuación, se roscará sobre el vástago del actuador axial, la junta flotante.
- Finalmente se roscará sobre el vástago del actuador radial, la punta de empuje.

Una vez preparada a parte mecánica del banco de ensayo, se puede proceder a preparar los elementos electrónicos.

- Para ello se roscarán los tornillos de montaje de los acelerómetros, tanto en la posición axial, como en la radial.
- A continuación, se situarán sobre los tornillos, los acelerómetros piezoeléctricos, y se llevara sus cables hasta conexasarlos en la tarjeta de captación de datos.

A partir de tener así preparado el banco, se puede proceder a iniciar ya en ensayo, evidentemente sabiendo antes con que velocidad de giro se quiere realizar, así como el valor de la carga radial, el de la carga axial, y durante cuánto tiempo se quiere ensayar.

7 CAPÍTULO: MEDICIONES Y PRESUPUESTOS

El precio es lo que pagas. El valor es lo que recibes.

- Warren Buffett -

Con el fin de realizar un estudio de viabilidad económica para la construcción del banco de ensayo de rodamientos, se recomienda realizar un desglose de todas las familias y subfamilias de elementos que componen el proyecto.

A continuación, se detalla el cuadro de precios que incluye las unidades de obra de todos aquellos elementos mecánicos, eléctricos, neumáticos y electrónicos, así como los de mano de obra. Gran parte de los costes serán directos, encontrando su valor de mercado en catálogos y en tiendas *online*, sin embargo, otros serán indirectos, estimando su valor con el precio del material, coste por hora trabajada del técnico de taller y consumo eléctrico para su fabricación, entre otros factores.

Tabla 7-1. Precios utillajes

UTILLAJES	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Utillaje de carga 1	208,21 €	1 ud.	258,21 €	Estimación
Utillaje de carga 2	205,81 €	1 ud.	255,81 €	Estimación
Utillaje de carga 3	200,39 €	1 ud.	250,39 €	Estimación
Utillaje de carga 4	202,99 €	1 ud.	242,99 €	Estimación
Cabezal porta-rodamientos 1	192,71 €	1 ud.	232,71 €	Estimación
Cabezal porta-rodamientos 2	190,93 €	1 ud.	230,93 €	Estimación
Cabezal porta-rodamientos 3	189,14 €	1 ud.	229,14 €	Estimación
Cabezal porta-rodamientos 4	187,36 €	1 ud.	227,36 €	Estimación
Punta de empuje 1	50,75 €	1 ud.	50,75 €	Estimación
Punta de empuje 2	48,50 €	1 ud.	48,50 €	Estimación
Punta de empuje 3	46,25 €	1 ud.	46,25 €	Estimación
Punta de empuje 4	44,00 €	1 ud.	44,00 €	Estimación

Utillaje actuador 1	78,56 €	1 ud.	78,56 €	Estimación
Utillaje actuador 2	97,20 €	1 ud.	97,20 €	Estimación
Utillaje actuador 3	107,69 €	1 ud.	107,69 €	Estimación
Utillaje actuador 4	10,00 €	1 ud.	10,00 €	Estimación
Utillaje Altura	4,89 €	4 ud.	19,56 €	Estimación
TOTAL PARTIDA			2.430,05 €	

Tabla 7-2. Precios neumática

NEUMÁTICA	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Lubricador + Filtro + Regulador	114,03 €	1 ud.	114,03 €	SMC
Válvula de 3 vías de accionamiento mecánico	13,31 €	1 ud.	13,31 €	SMC
Válvula reguladora de presión	25,51 €	2 ud.	51,02 €	SMC
Electroválvula	84,57 €	2 ud.	169,14 €	SMC
Válvula reguladora de caudal	11,36 €	4 ud.	45,44 €	RS
Presostato	20,32 €	2 ud.	40,64 €	SMC
Panel fijación presostato	3,53 €	2 ud.	7,06 €	SMC
Actuador 80 mm	205,78 €	1 ud.	205,78 €	SMC
Actuador 125 mm	312,41 €	1 ud.	312,41 €	SMC
Racor macho recto G1/4	2,38 €	4 ud.	9,52 €	RS
Racor macho recto R1/4	2,54 €	14 ud.	35,56 €	RS
Racor T	5,73 €	1 ud.	5,73 €	RS
Silenciadores	11,32 €	5 ud.	56,60 €	RS
Paquete 20 m tubo 6 mm	23,61 €	1 ud.	23,61 €	SMC
Paquete 20 m tubo 8 mm	40,02 €	1 ud.	40,02 €	SMC
Escuadras de montaje	30,24 €	1 ud.	30,24 €	SMC
Junta flotante	75,95 €	1 ud.	75,95 €	SMC
TOTAL PARTIDA			1.236,06 €	

Tabla 7-3. Sensorería

SENSORERÍA	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Acelerómetro piezoeléctrico	135,03 €	2 ud.	270,06 €	Aliexpress
Accesorios de montaje acelerómetro	9,72 €	2 ud.	19,44 €	Aliexpress
Cable UNF10-32 a BNC	8,28 €	1 ud.	8,28 €	Zauba
Amplificador	50,30 €	1 ud.	50,30 €	Zauba
Tarjeta de captación de datos	2.510,00 €	1 ud.	2.510,00 €	National Electronics
TOTAL PARTIDA			2.858,08 €	

Tabla 7-4. Precios elementos de control y mando

CONTROL Y MANDO	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Armario y placa de montaje	518,03 €	1 ud.	518,03 €	Peisa
Seta para paro de emergencia	28,24 €	1 ud.	28,24 €	Octopart
Selector manual de 3 posiciones	18,78 €	2 ud.	18,78 €	Octopart
Selector manual de 2 posiciones con LED	26,52 €	1 ud.	26,52 €	Octopart
Pilotos luminosos con LED integrado	12,22 €	4 ud.	12,22 €	Octopart
Placa montaje armario	77,70 €	1 ud.	77,70 €	Peisa
TOTAL PARTIDA			681,49 €	

Tabla 7-5. Precios bancada

BANCADA	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Mesa	1,85 €	180 kg	333,00 €	Estimación
Motor monofásico	2.210 €	1 ud.	2.210 €	Siemens
Variador de velocidad	2.593 €	1 ud.	2.593 €	Siemens
Guardamotor	45,16 €	1 ud.	45,16 €	Factorymation
Reactancia de entrada	848,00 €	1 ud.	848,00 €	Siemens

Eje	215,00 €	1 ud.	140,00 €	Estimación
Acoplamiento flexible	18,08 €	1 ud.	18,08 €	Siemens
Porta-rodamientos	147,60 €	2 ud.	295,20 €	SKF
Rodamiento apoyo bolas	27,48 €	1 ud.	27,48 €	RS
Rodamiento apoyo cónico	44,04 €	1 ud.	44,04 €	RS
Tuerca ranurada	11,08 €	1 ud.	11,08 €	FAG
Arandela de seguridad	4,94 €	1 ud.	4,94 €	Amazon
Perfil ranurado	10,17 €	46,2 m	469,58 €	Catálogo
Manivela circular	26,13 €	1 ud.	26,13 €	Norelem
Espárragos	2,06 €	5 ud.	10,30 €	Aliexpress
Pernos	1,40 €	12 ud.	16,80 €	Aliexpress
Tuerca tapón decorativa	0,18 €	10 ud.	1,80 €	Aliexpress
Ruedas de carga pesada con freno	178,16 €	4 ud.	712,64 €	Amazon
Cubierta	157,27 €	1 ud.	157,27 €	Estimación
Set de montaje	465,87 €	1 ud.	465,87 €	RS
Set de desmontaje	313,13 €	1 ud.	313,13 €	Amazon
Tuercas, tornillos y arandelas varias	50,00 €	1 ud.	50,00 €	Estimación
TOTAL PARTIDA			8.793,50 €	

Tabla 7-6. Precios mano de obra

MANO DE OBRA	Precio	Cantidad	Total	Fuente
Mano de obra soldador	50,00 €	8 h	400,00 €	Estimación
Mano de obra ensamblador	40,00 €	24 h	960,00 €	Estimación
Control de calidad	60,00 €	8 h	480,00 €	Estimación
TOTAL PARTIDA			1.840,00 €	

Tabla 7-7. Precio total

TOTAL CONJUNTO	17.839,18 €
----------------	-------------

El precio final para la construcción del banco será de unos 17.839,18 €, precio muy competitivo comparándolo con otras máquinas de ensayo de rodamientos del sector destinadas a fines didácticos para laboratorios de escuelas de ingeniería.

Como se puede apreciar en la Figura 7-1, las partidas con un mayor coste serían la de la bancada, con casi un 50 % sobre el coste total siendo el precio del motor y del variador de velocidad los elementos más caros, y también la partida de sensorería con aproximadamente un 16 %, destacando el precio de la tarjeta de adquisición de datos.

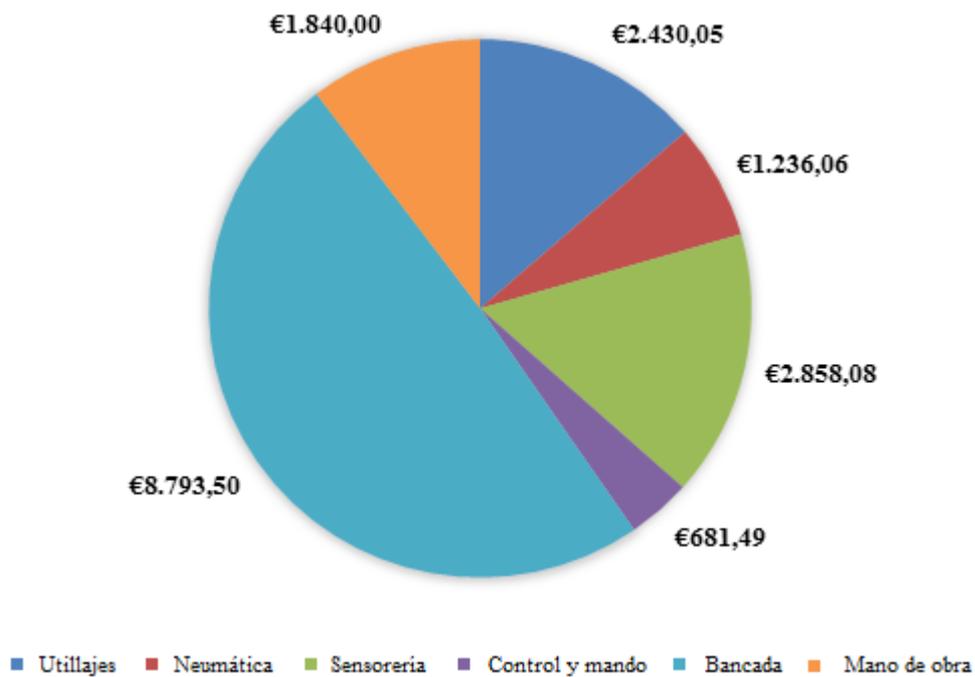


Fig 7-1. Desglose de partidas

8 CAPÍTULO: PLANOS

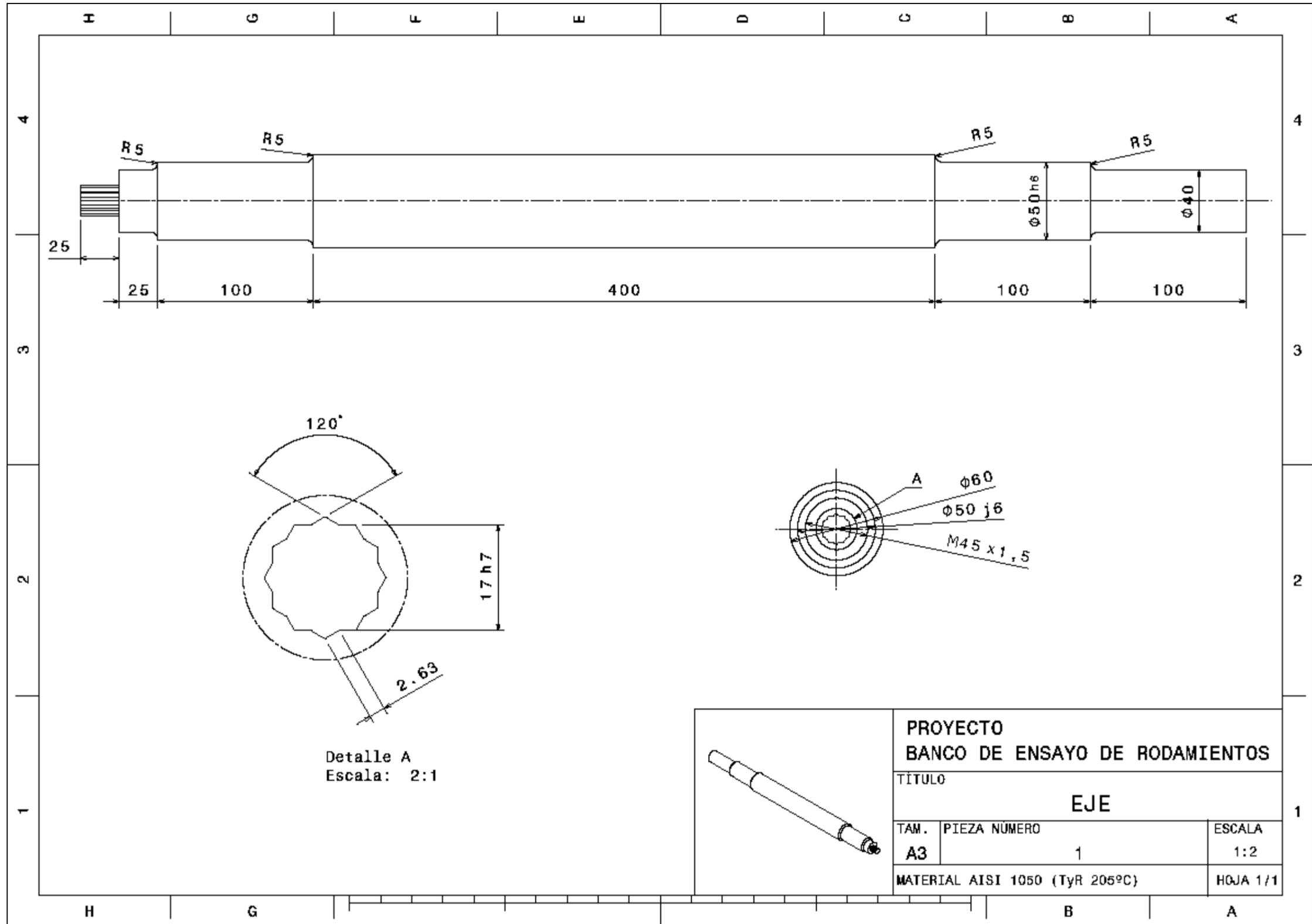
El espacio social abandona actualmente entornos construidos a cambio de los espacios virtuales e imaginarios.

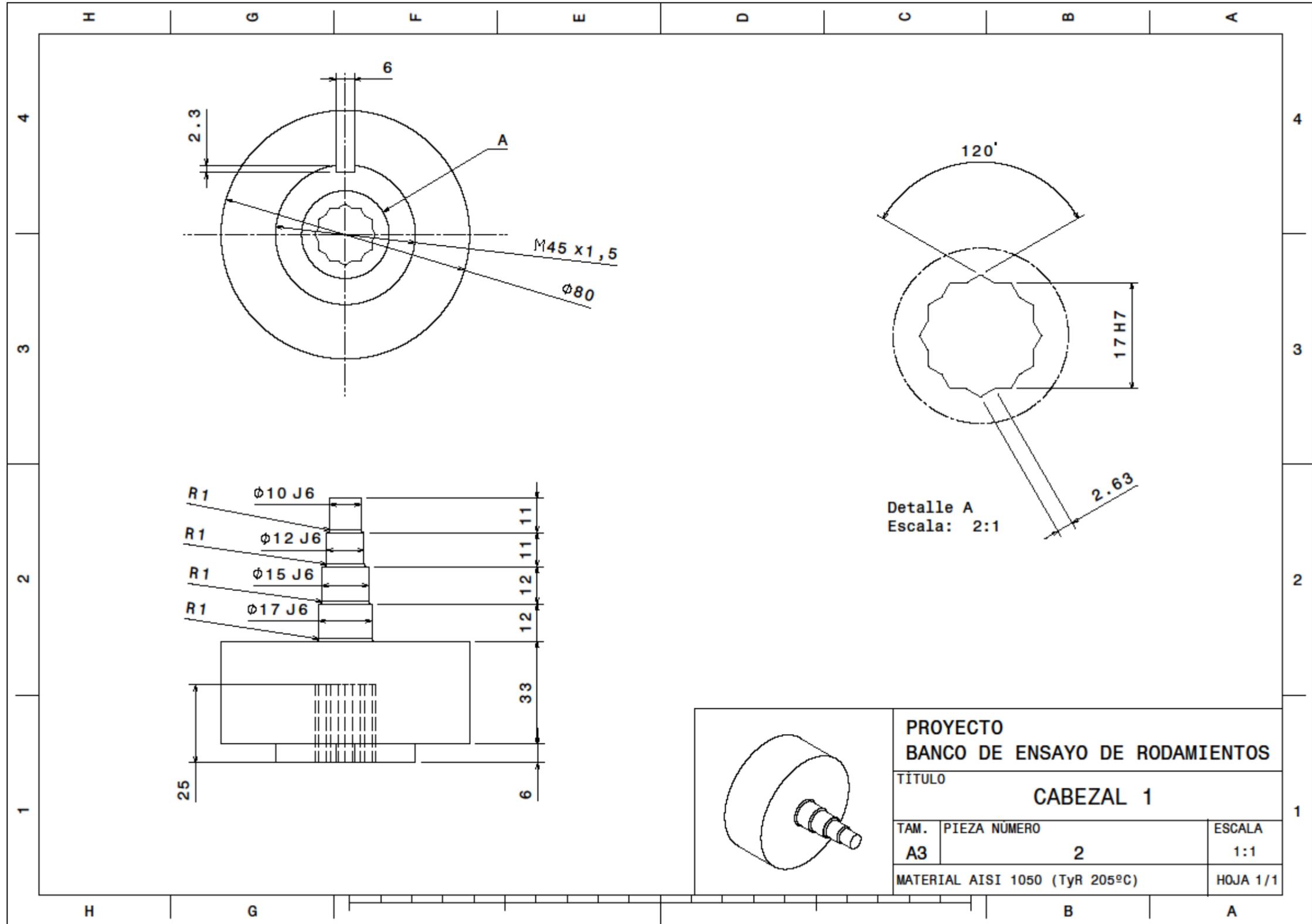
- Edwin Gardner -

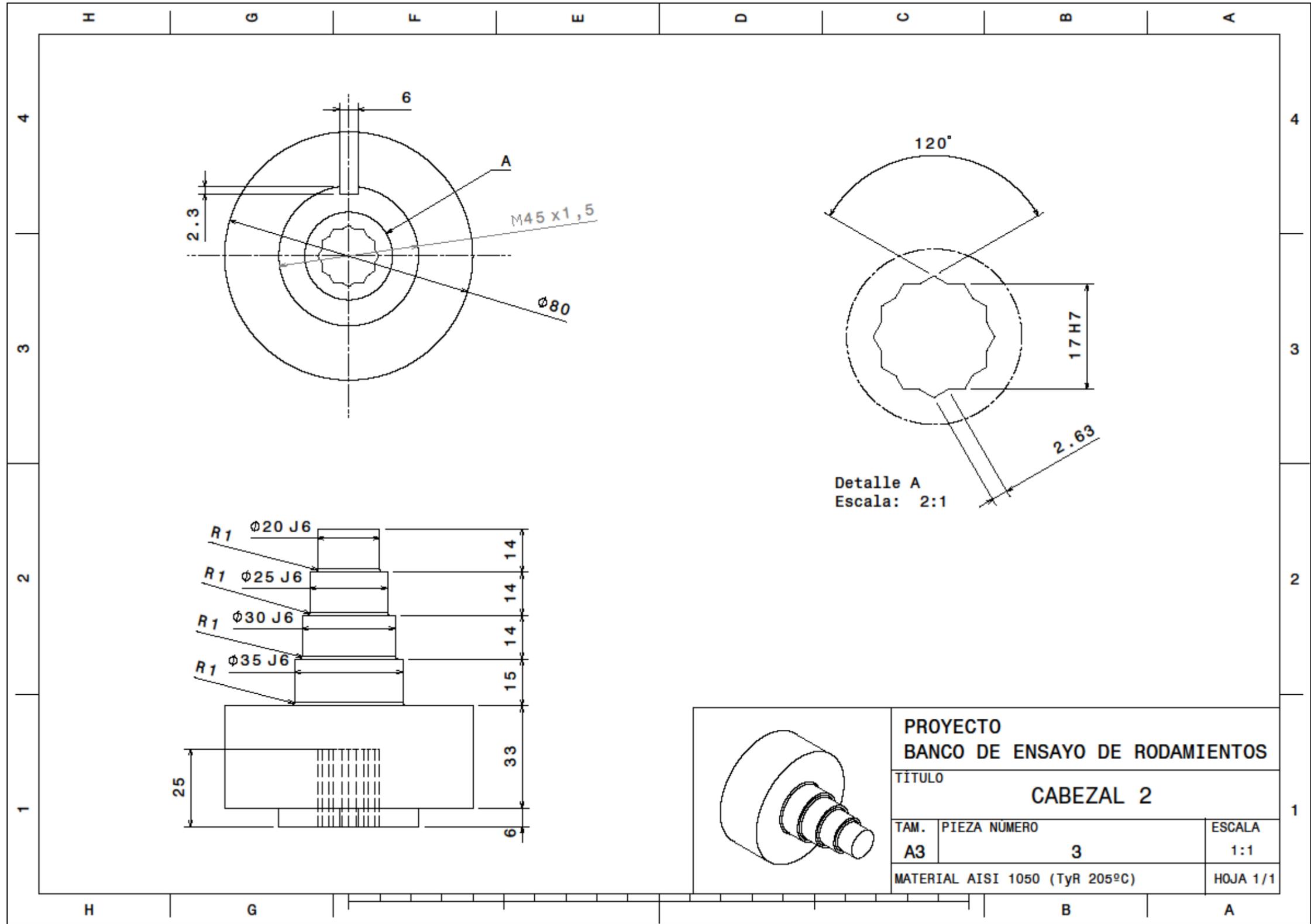
Los planos necesarios para la fabricación del eje, cabezales porta-rodamientos, utillaje de carga, utillaje de actuador, puntas de empuje, cubierta protectora, banco y montaje de los diferentes elementos que constituyen el banco de ensayo, se proporciona a continuación. En la Tabla 8-1 se indica la numeración correspondiente a plano.

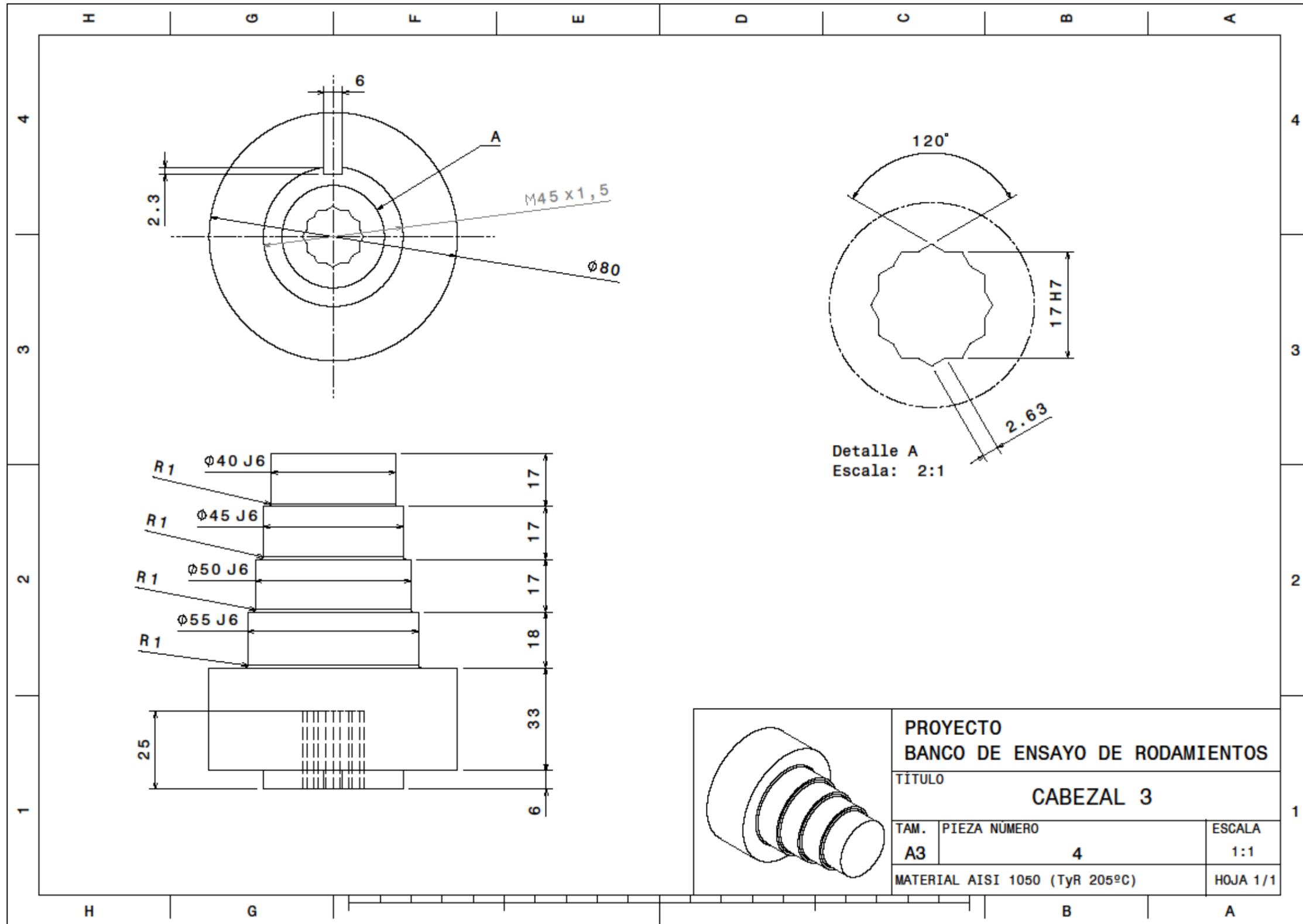
Tabla 8-1. Numeración de planos

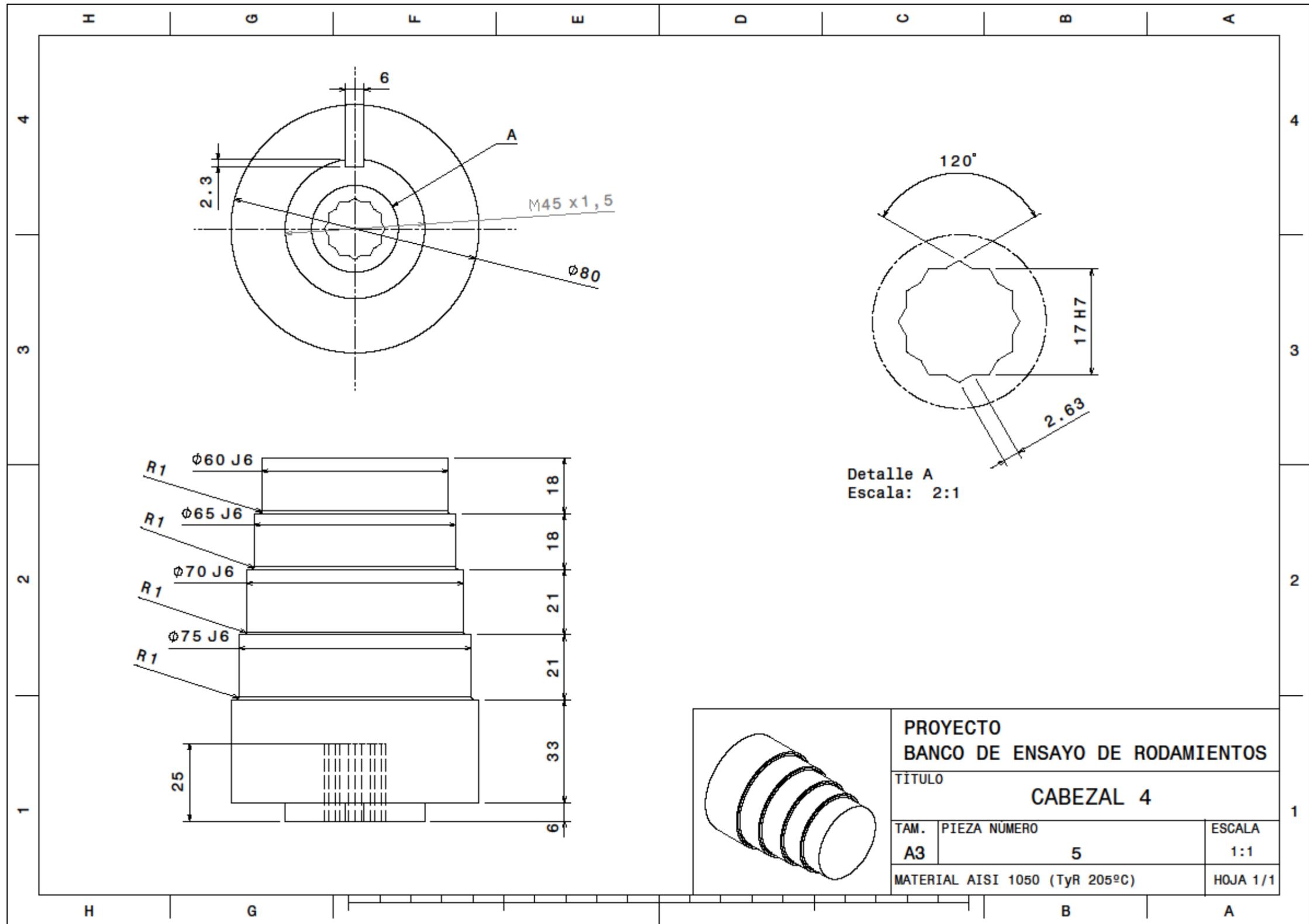
Plano	Número	Plano	Número
Eje	1	Punta 2	11
Cabezal 1	2	Punta 3	12
Cabezal 2	3	Punta 4	13
Cabezal 3	4	Utillaje actuador 1	14
Cabezal 4	5	Utillaje actuador 2	15
Utillaje de carga 1	6	Utillaje actuador 3	16
Utillaje de carga 2	7	Utillaje actuador 4	17
Utillaje de carga 3	8	Banco	18
Utillaje de carga 4	9	Montaje	19
Punta 1	10	Cubierta protectora	20

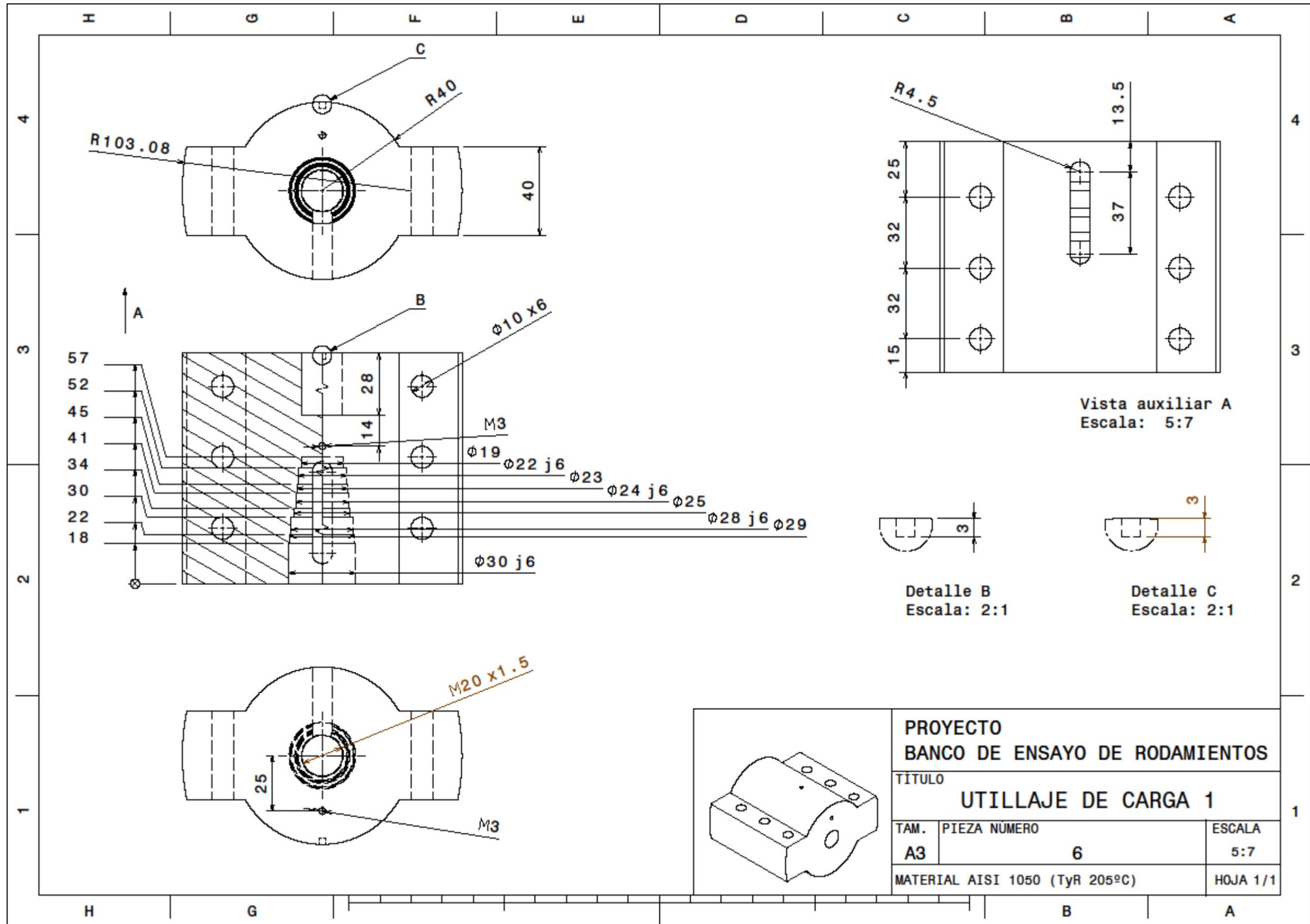


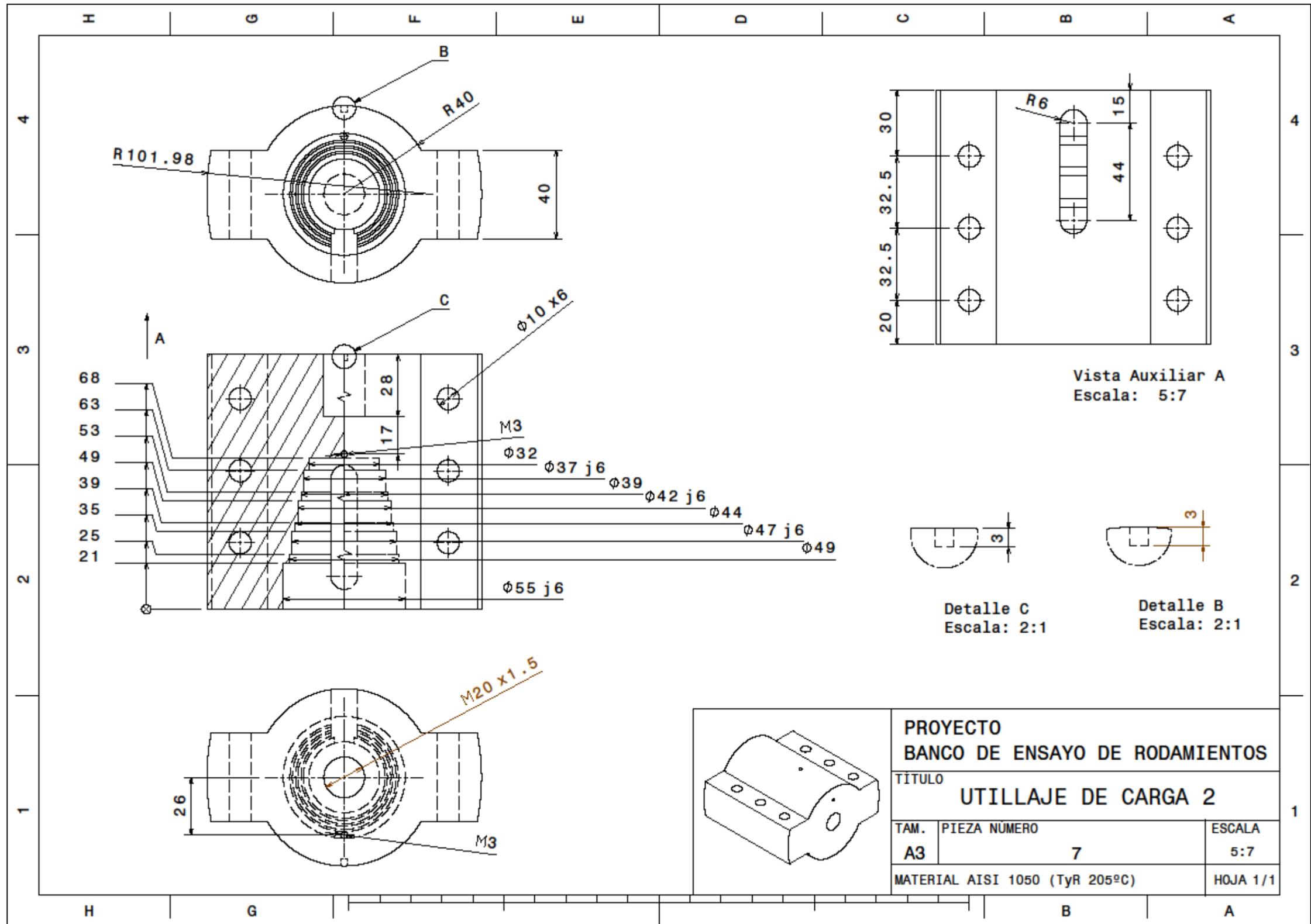


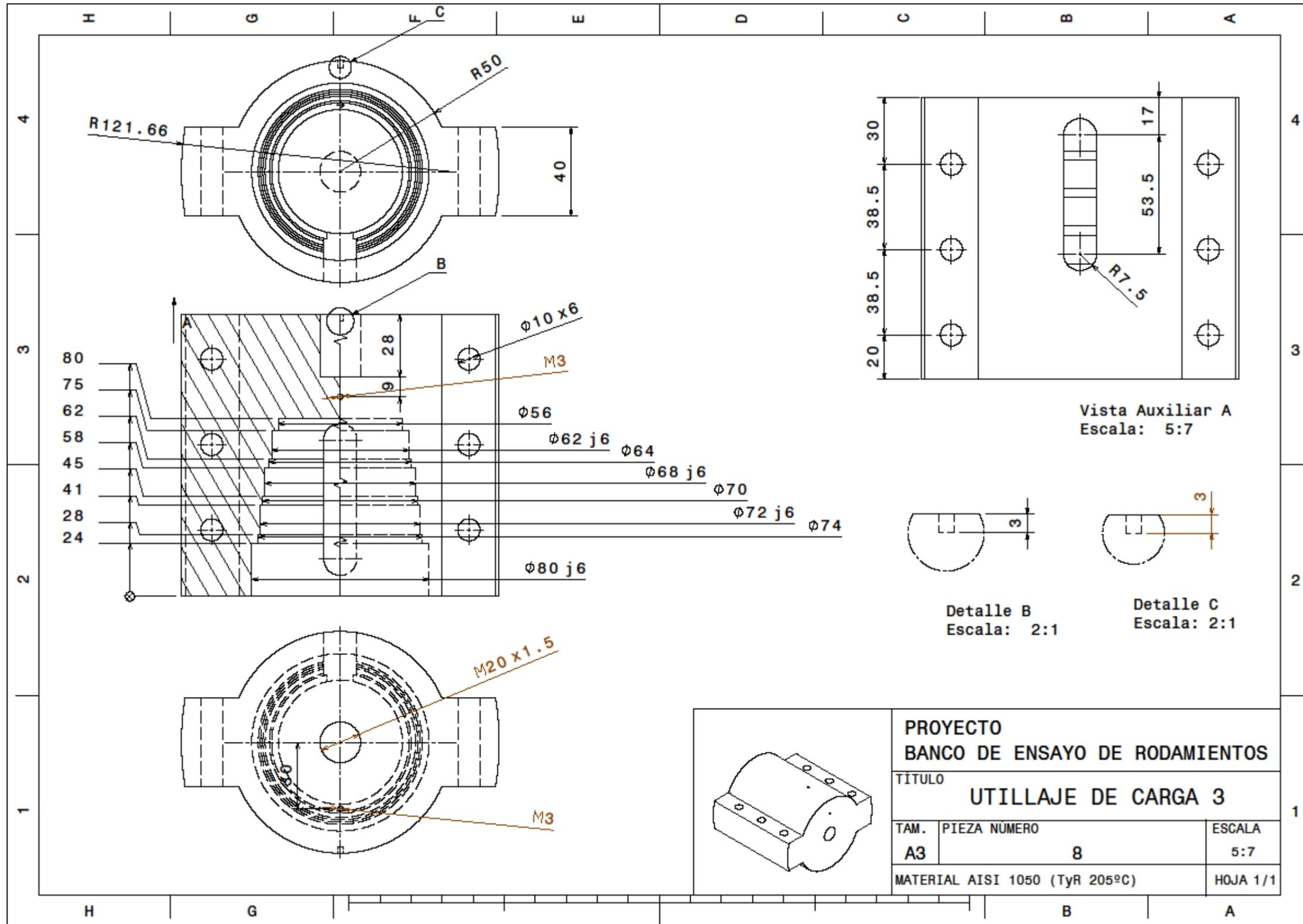


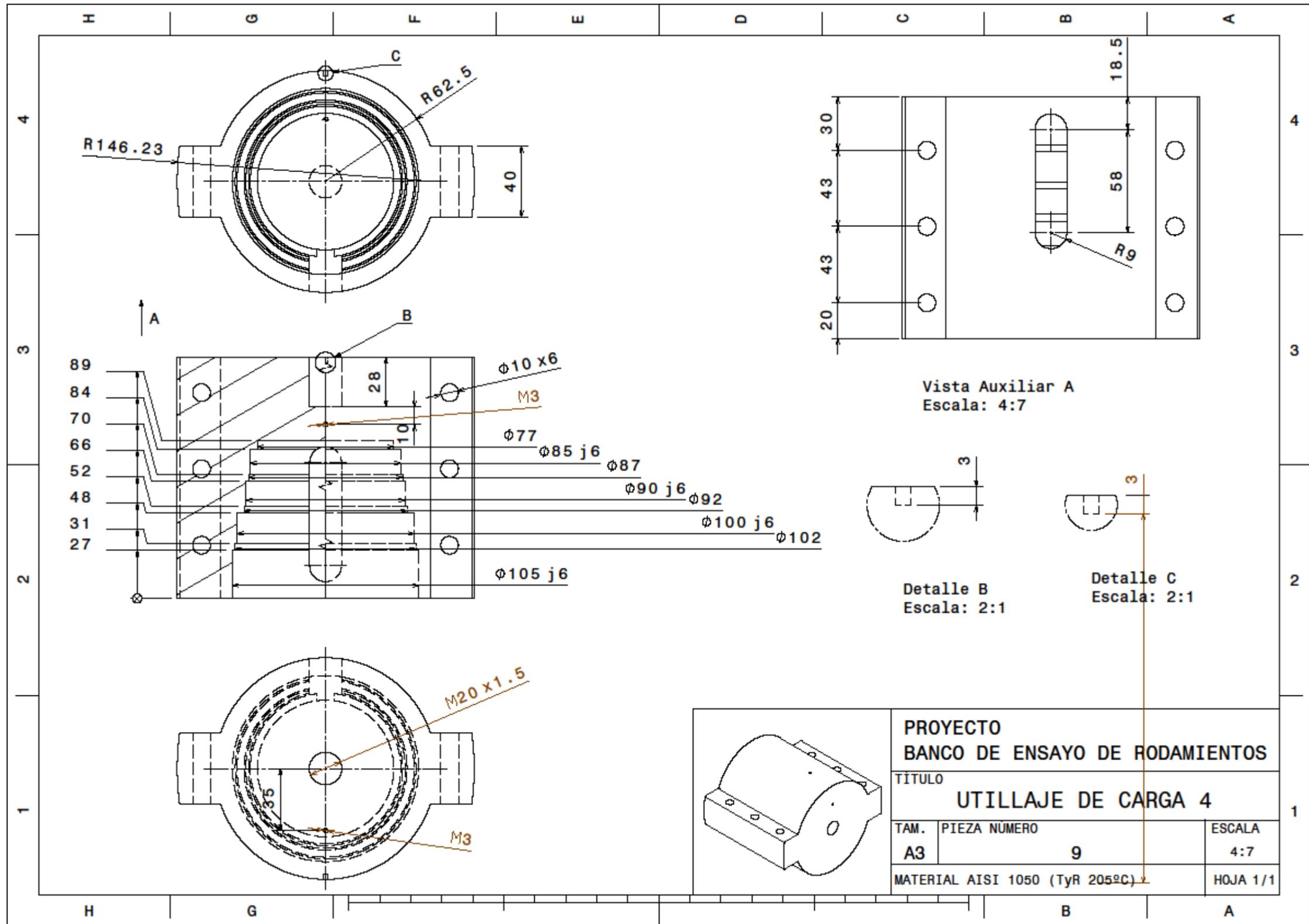


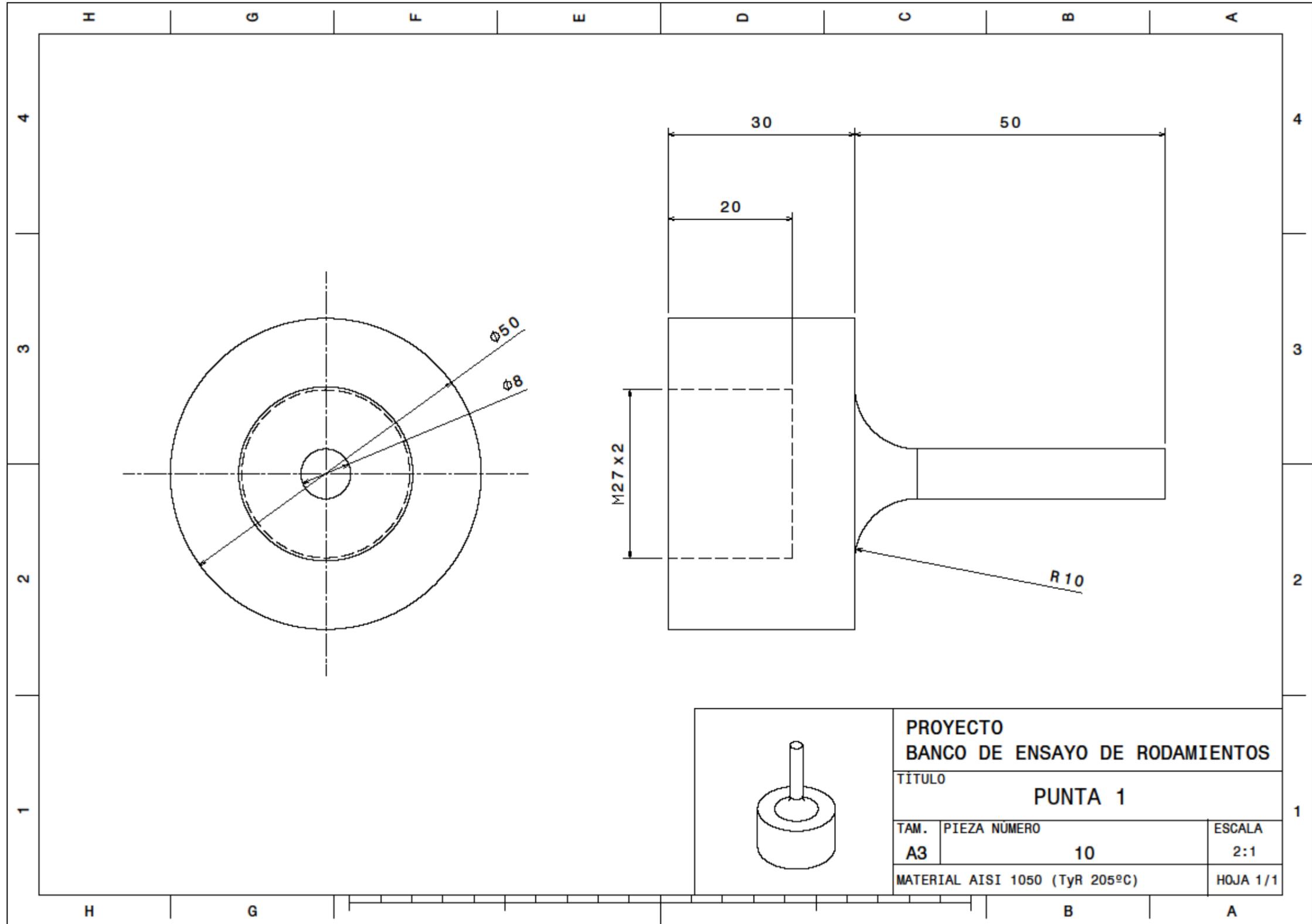


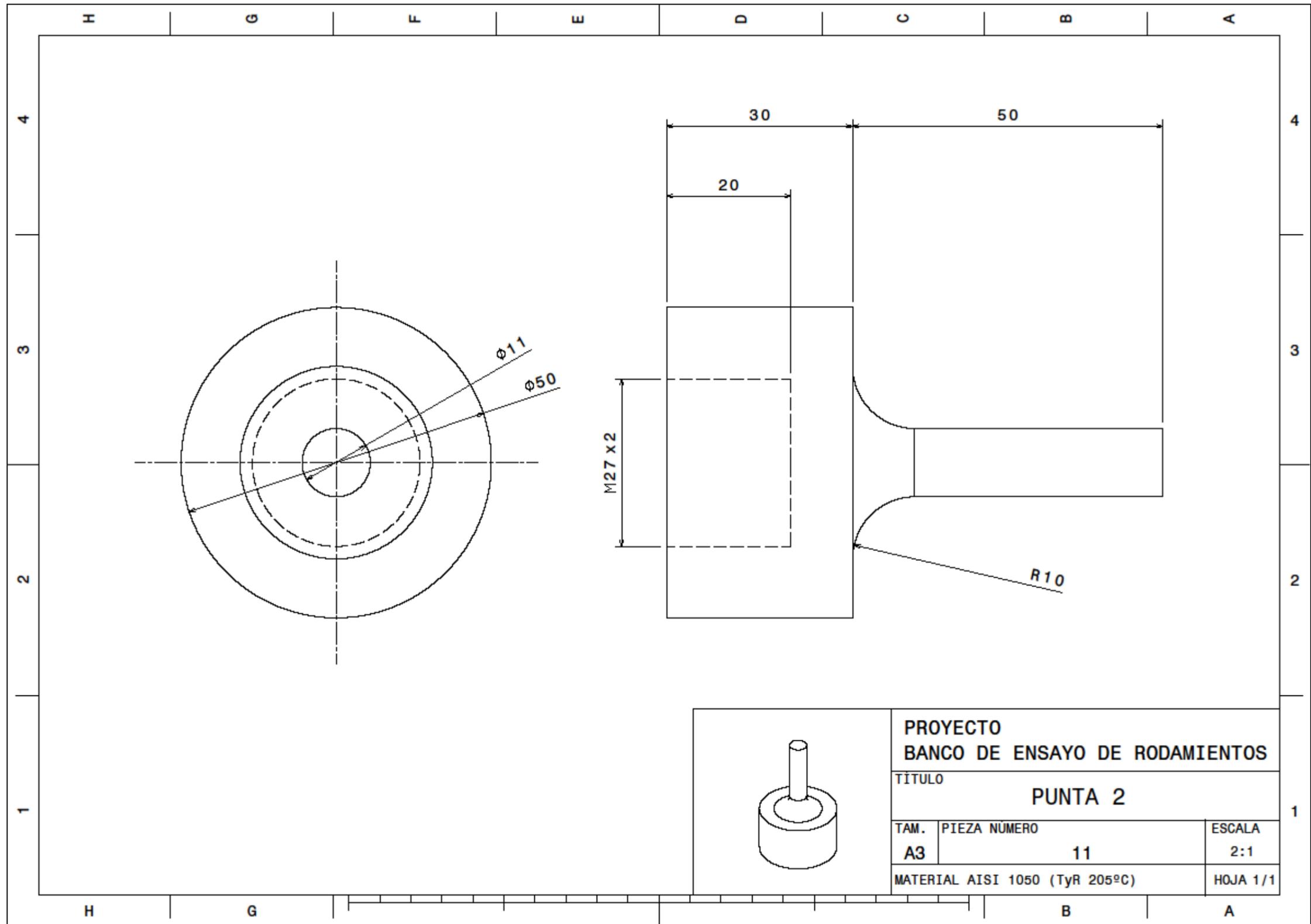


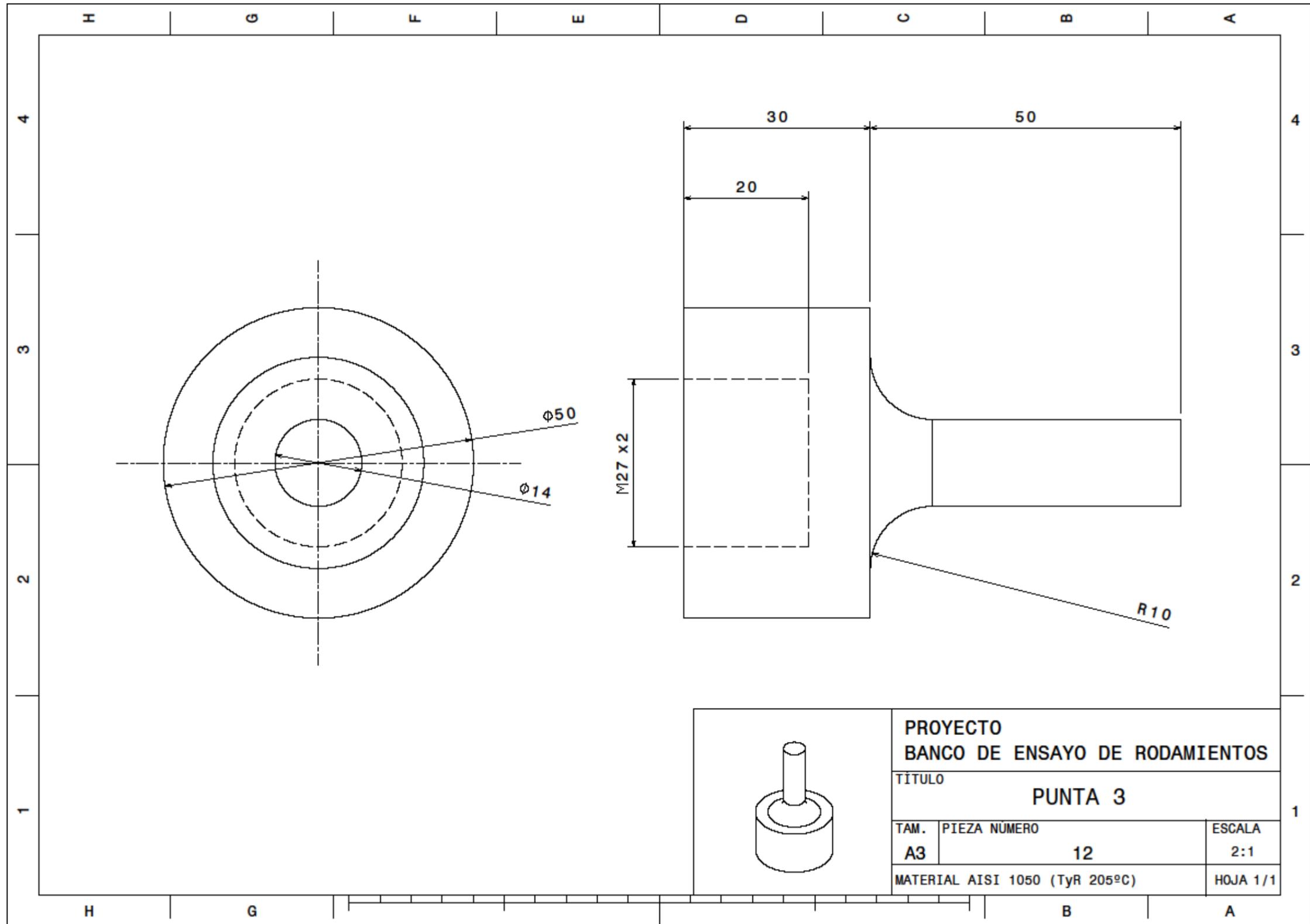


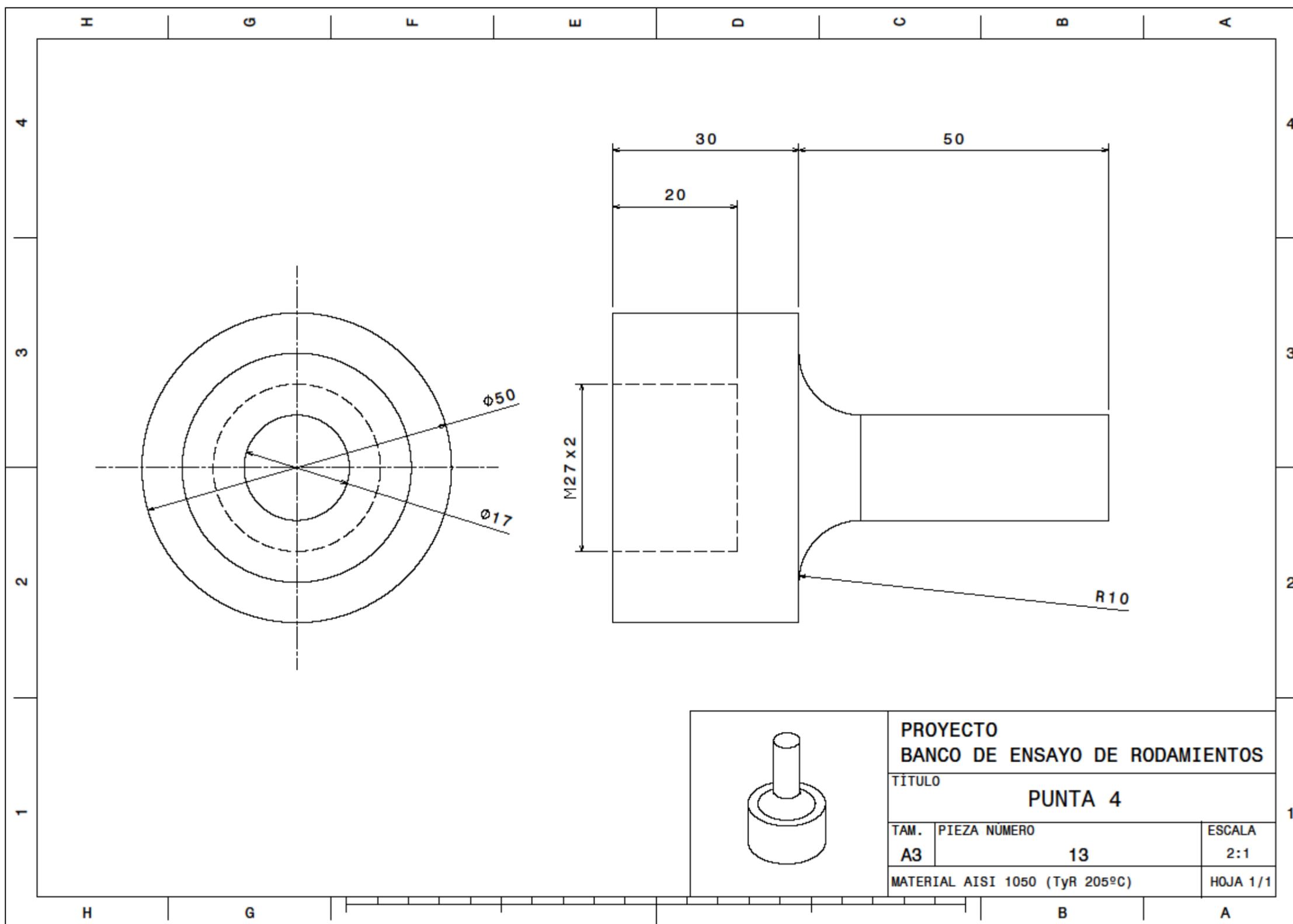


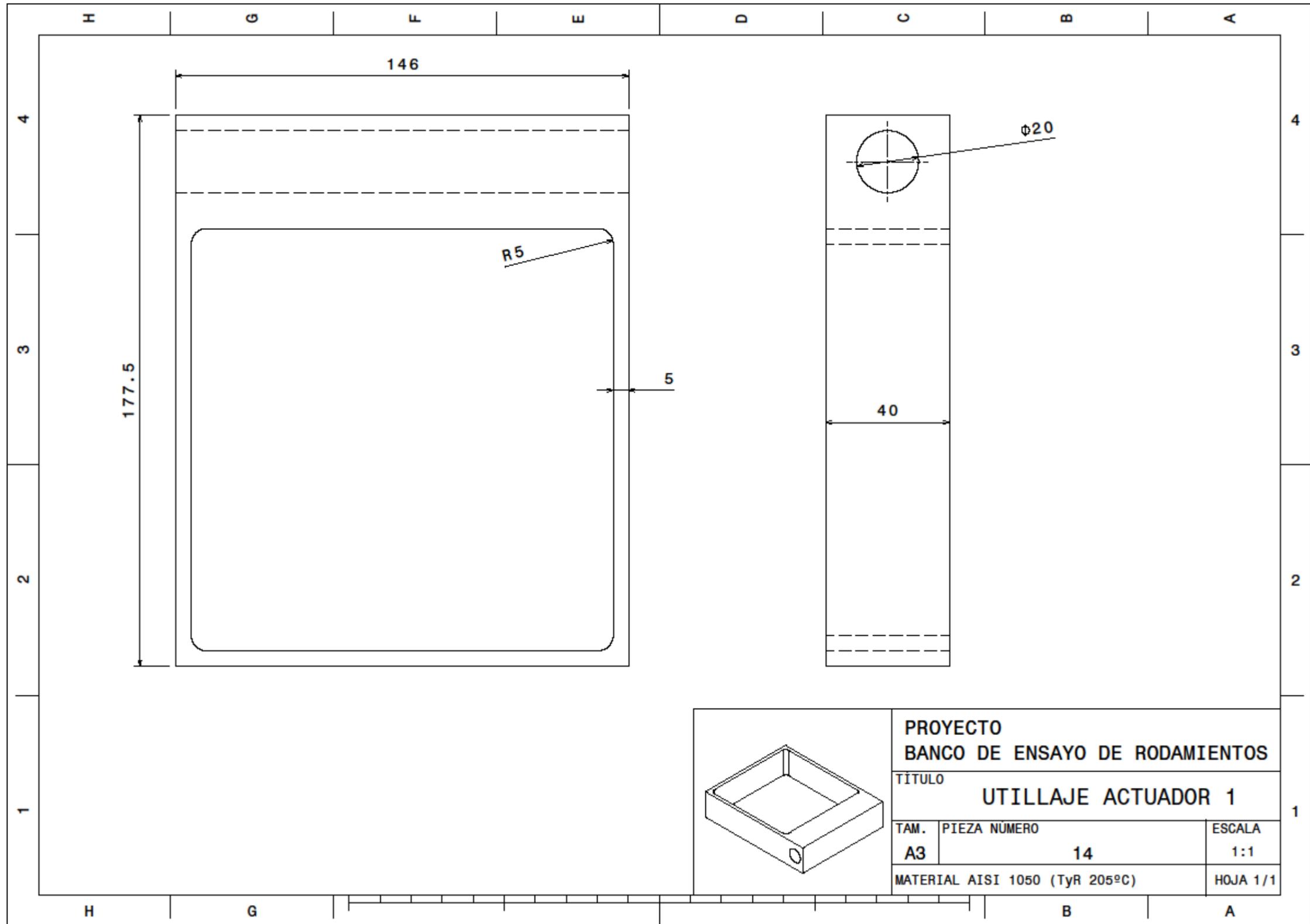


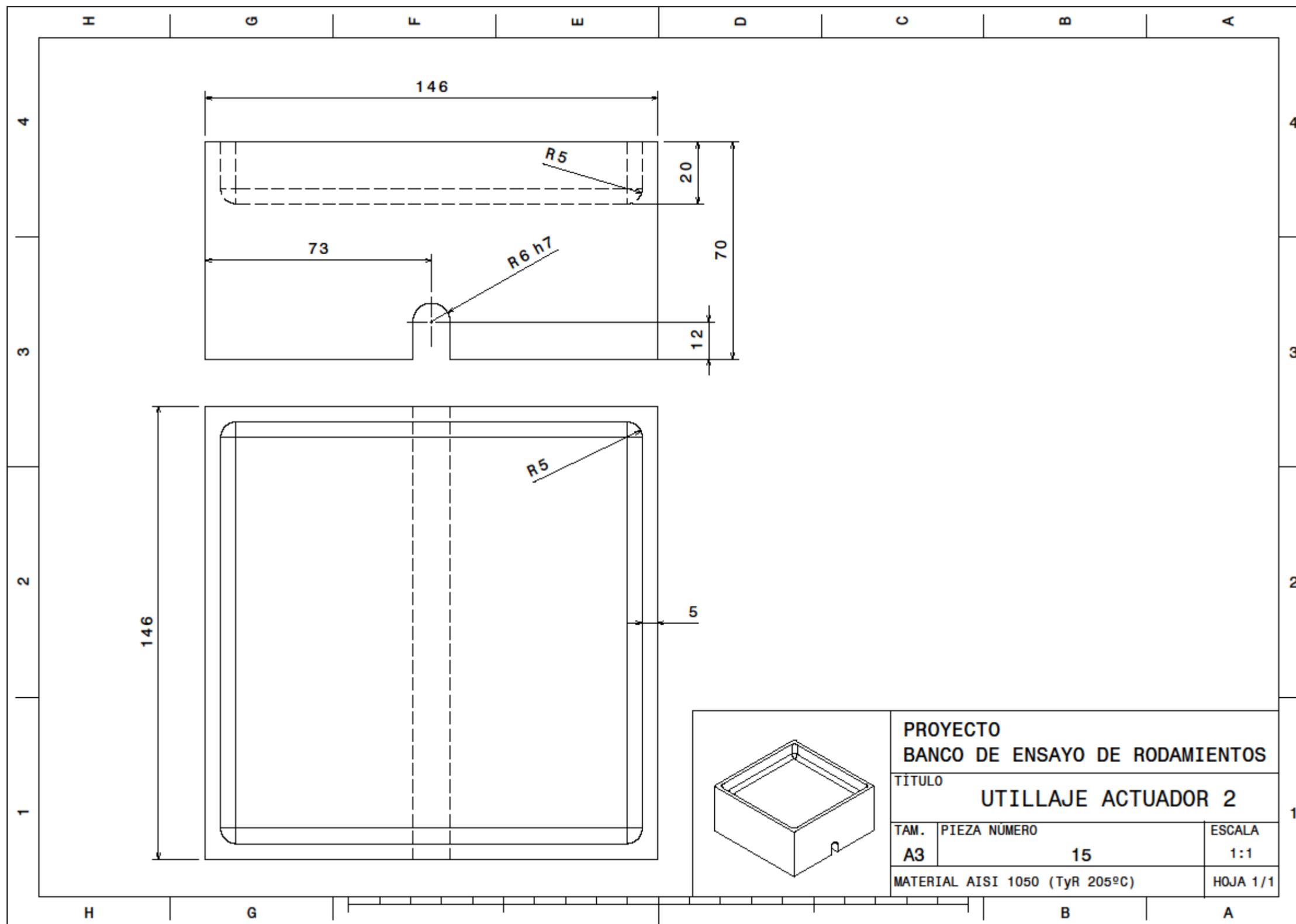


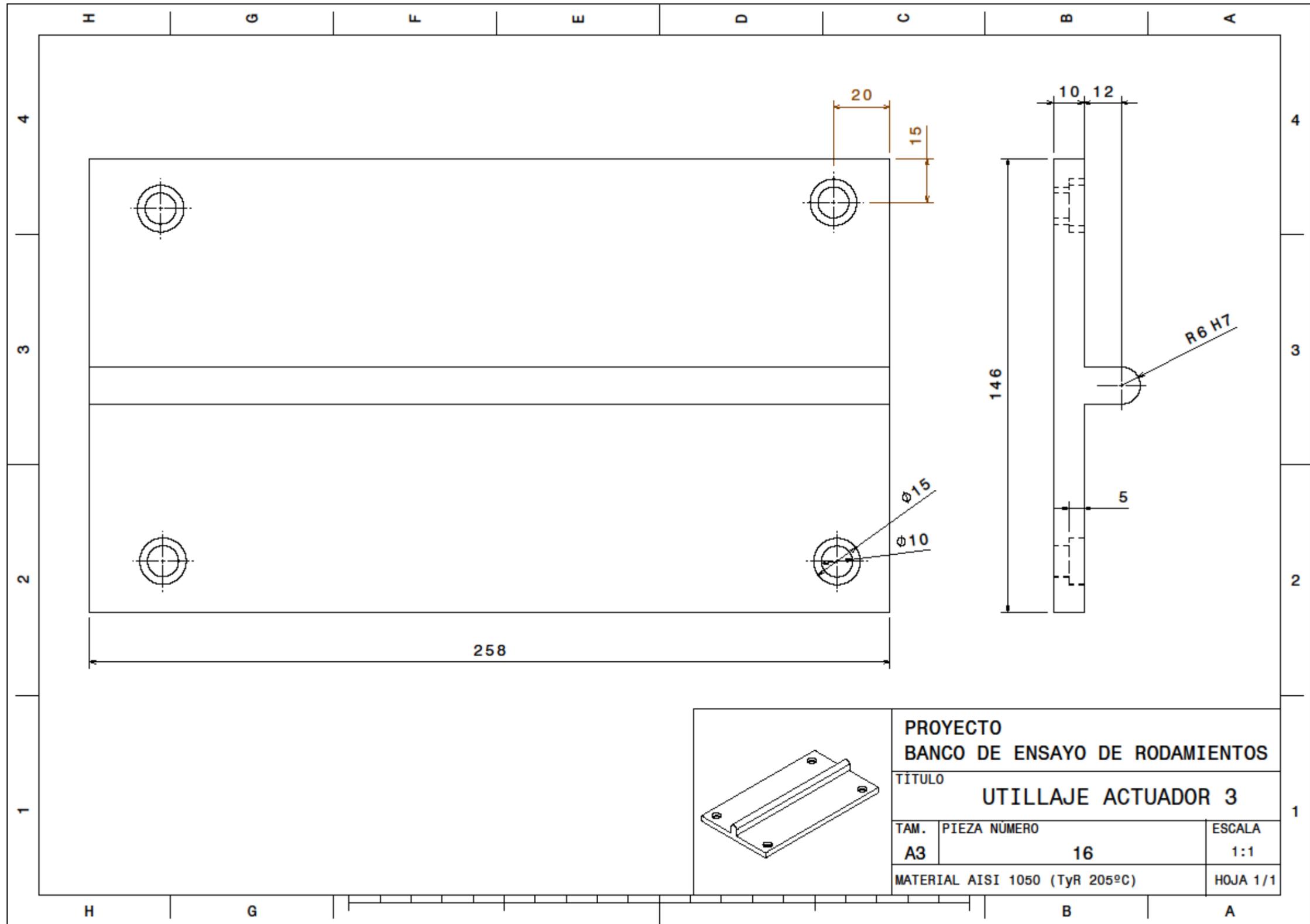


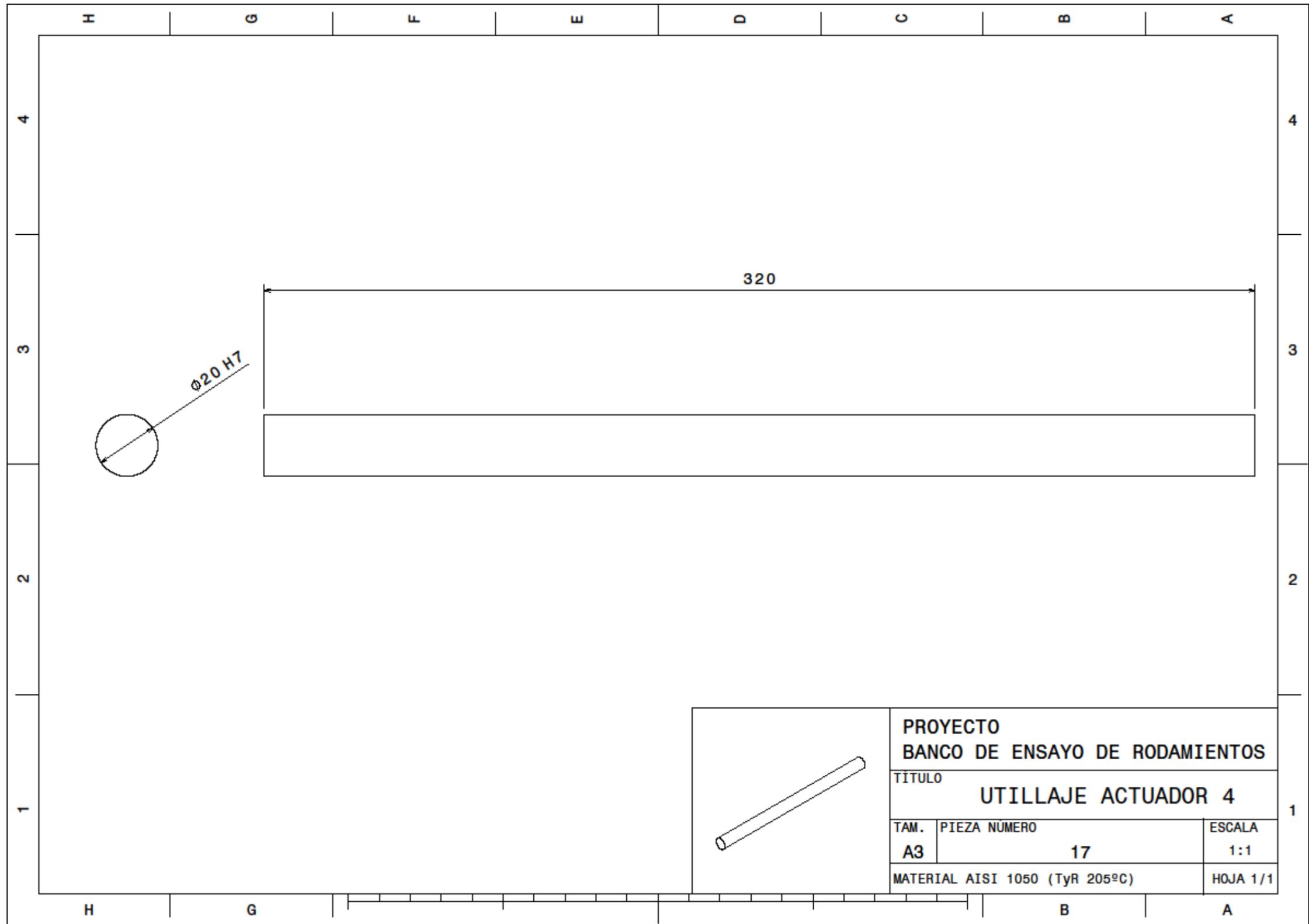


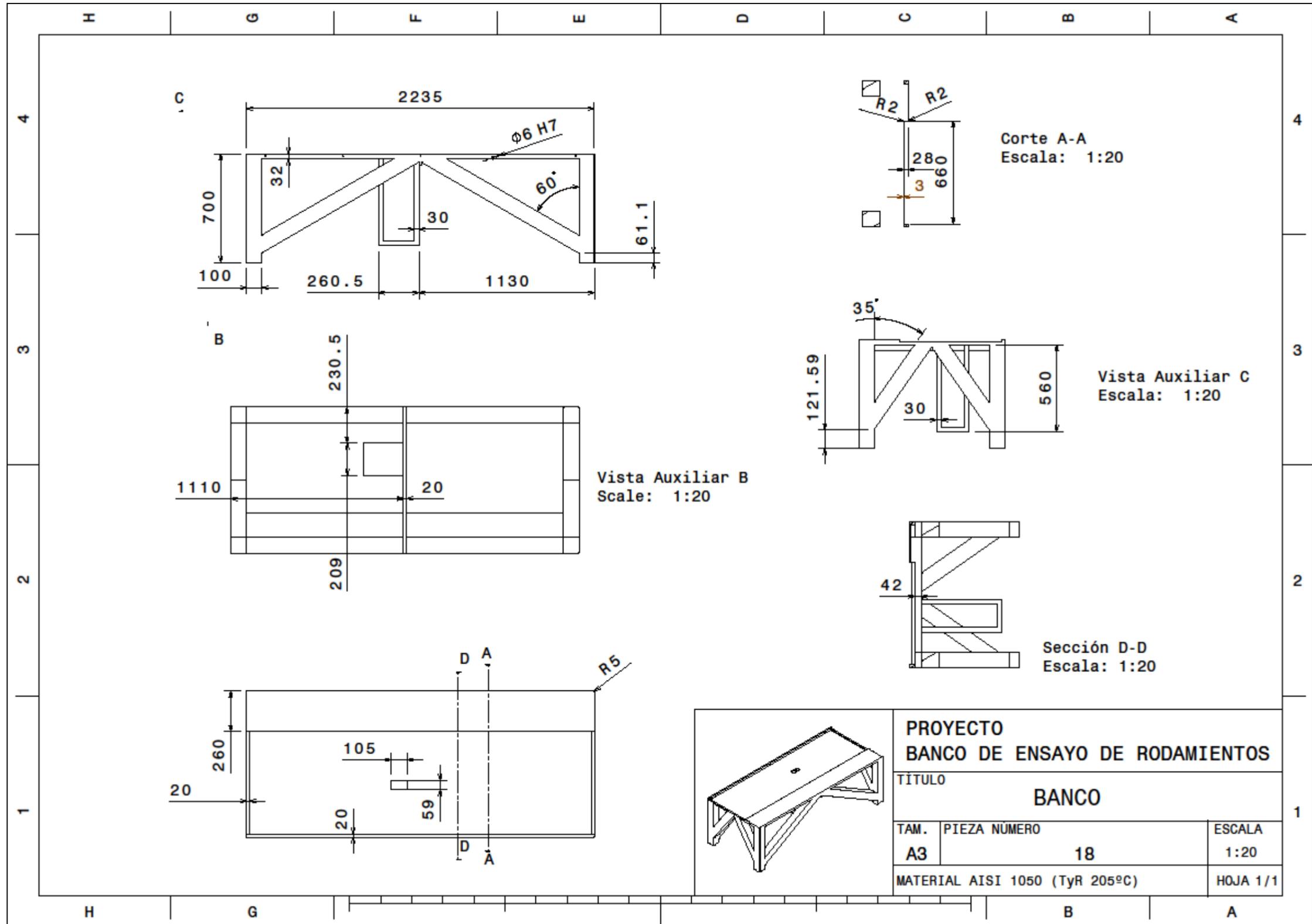


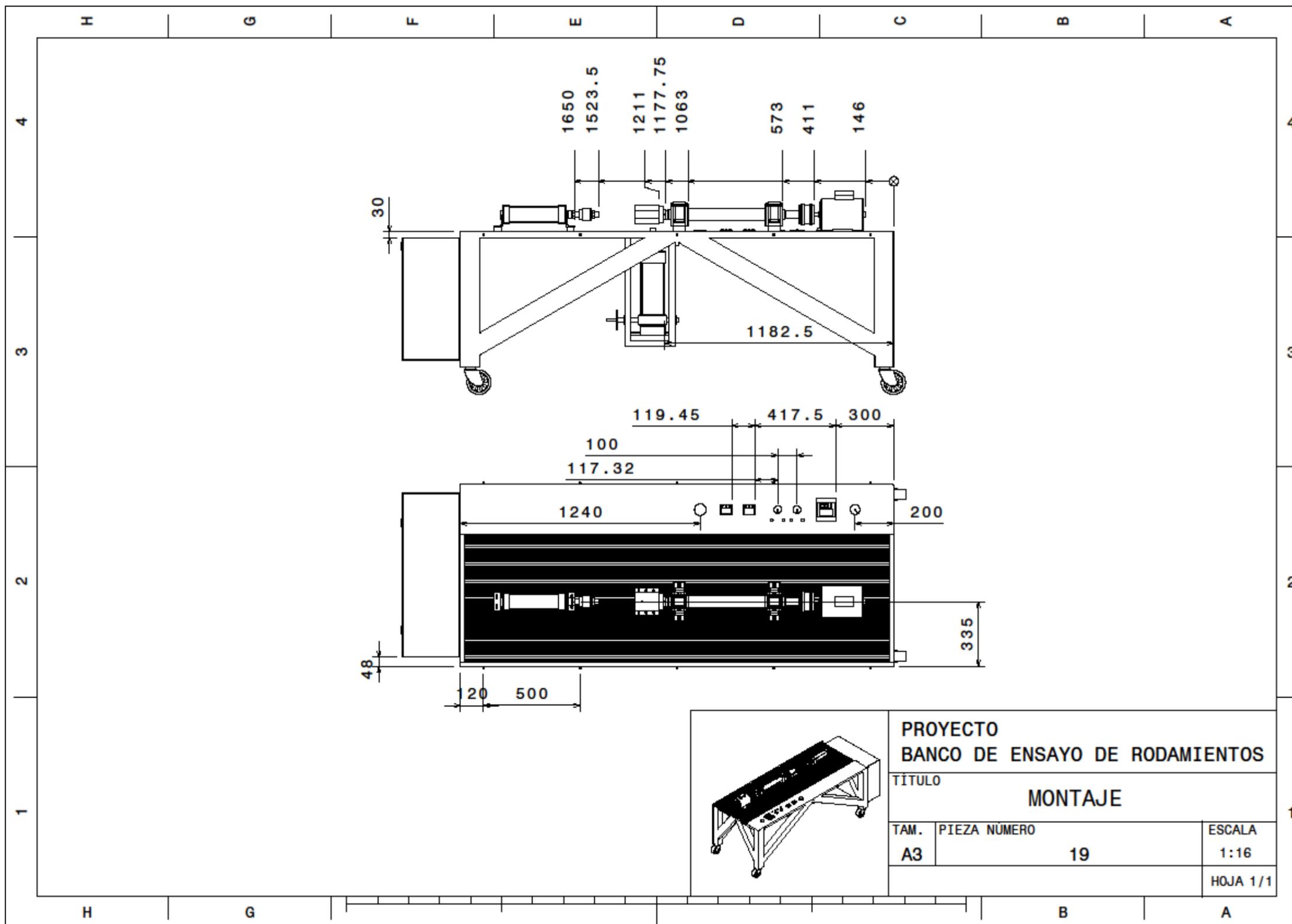


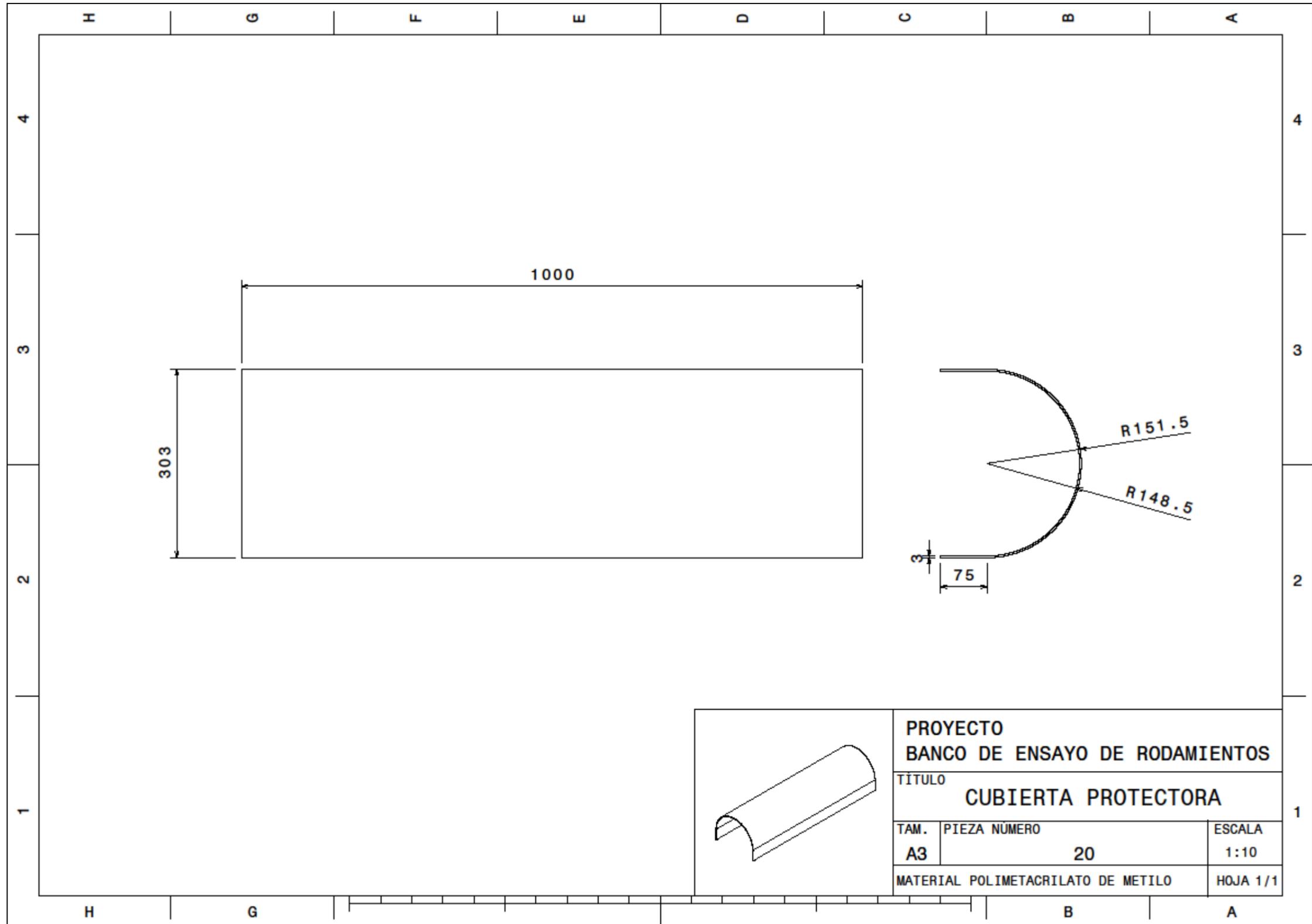












9 CAPÍTULO: RENDERS

Una imagen vale más que mil palabras

- Anónimo -

Para finalizar el TFG, con el fin de tener una visión general de la implantación del banco de ensayo en el Laboratorio de Ingeniería de la ETSI de Huelva, se van a mostrar a continuación una serie de imágenes renderizadas realizadas con el modelado previo en Catia y posterior texturización con software Vray y Rhino.



Fig 9-1. Render del banco en un laboratorio 1



Fig 9-2. Render del banco en un laboratorio 2



Fig 9-3. Render del banco en un laboratorio 3

REFERENCIAS

- [1] B. J. Hamrock, B. O. Jacobson y S. R. Schmid, Elementos de Máquinas, Mexico: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A., 2000, p. 942.
- [2] R. Sánchez Sánchez, Tecnología de Máquinas, Huelva: Servicio Publicaciones Universidad de Huelva, 2010, p. 207.
- [3] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, 8 ed., Mexico: McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A., 2008, p. 1092.
- [4] R. García Morilla, “Análisis modal experimental mediante wavelets y su extensión al mantenimiento predictivo,” Proyecto Fin de Carrera - ETSI - Universidad de Sevilla, Sevilla, 2007.
- [5] E. Estupiñan and P. Saavedra, “Técnicas de Diagnostico para el Análisis de Vibraciones de Rodamientos,” *Universidad de Concepción*, vol. 1, no. 1, pp. 1-6, 2008.
- [6] W. R. Blischke and D. Prabhakar Murthy, Case Studies in Reliability and Maintenance, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003, p. 698.
- [7] O. J. Lara Castro, Nuevas metodologías no invasivas en diagnosis de defectos incipientes en rodamientos de bola, Madrid: Universidad Carlos III, 2007.
- [8] J. I. Taylord, The Vibration Analisis Handbook: A practical guide for solving rotating machinery problems, Tampa, Florida: Vibration Consultants, Inc., 1994, p. 360.
- [9] S. Patidar and P. K. Soni, “An Overview on Vibration Analysis Techniques for the Diagnosis of Rolling Element Bearing Faults,” *International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT)*, vol. 4, no. 5, pp. 1804-1809, 2013.
- [10] E. A. Estupiñan and P. N. Saavedra, “Análisis de Vibraciones Aplicado a las Maquinas Rotatorias de Baja Velocidad,” *El mantenimiento mundial*, pp. 1-6.
- [11] N. Tandon and A. Choudhury, “A theoretical model to predict vibration response of rolling bearings to distributed defects under radial load,” *Journal of Vibrations and Acoustics*, vol. 120, pp. 214-220, 1998.

-
- [12] R. M. Jones, "Enveloping for Bearing Analysis," *Sound and Vibration*, vol. February, pp. 10-15, 1996.
- [13] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ª ed., Mexico: Pearson Education Inc., 2006, p. 944.
- [14] AN AMERICAM NATIONAL STANDARD, "ANSI/ASME B106.1M "Design of Transmission Shafting," 1985.
- [15] T. Harris, *Rolling Bearing Analysis*, Chichester: John Wiley & Sons Inc., 1984, p. 580.

GLOSARIO

ISO: International Organization for Standardization	4
UNE: Una Norma Española	4