



ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO INDUSTRIAL

Título del proyecto:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE ENSAYOS
PARA UN BOGIE DE TREN A ESCALA

David Herreros Soro

Jokin Aginaga García

Xabier Iriarte Goñi

Pamplona, a 23 de Junio de 2014



ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	5
1.1	OBJETO Y DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	6
2.	ELEMENTOS FERROVIARIOS DEL MODELO	7
2.1	CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS ELEMENTOS	7
2.1.1.	BOGIE	7
2.1.2.	EJE CALADO O WHELSEET	7
2.1.3.	BASTIDOR	7
2.1.4.	RUEDAS.....	8
2.1.5.	VÍA	8
2.1.5.1.	RAÍL.....	8
2.1.5.2.	ANCHO DE VÍA.....	9
2.1.6.	DIFERENCIA ANCHO DE VÍA – PLANO DE RODADURA	11
2.2.	MODELO DE TREN SELECCIONADO	14
3.	ESCALADO DEL SISTEMA	15
3.1.	INTRODUCCIÓN	15
3.2.	SIMILITUD DE PASCAL	16
3.3.	SIMILITUD DE IWNICKI	19
3.4.	SIMILITUD DE JASCHINSKI	20
3.5.	CONCLUSIONES	22
3.6.	APLICACIÓN AL PROYECTO.....	24
3.6.1.	FACTOR DE ESCALA POR EJES.....	24
4.	ANÁLISIS DEL CONTACTO RUEDA – RAÍL.....	26
4.1.	CONTACTO NORMAL HERTZ	26
4.1.1.	INTRODUCCIÓN TEÓRICA.....	26
4.1.2.	CÁLCULO DE TENSIONES EN EL MODELO A ESCALA	27
4.1.3.	ELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE RUEDA VÍA.....	29
4.2	CÁLCULO GEOMÉTRICO DEL PUNTO DE CONTACTO	30
4.2.1.	INTRODUCCIÓN	30
4.2.2.	DESCRIPCIÓN DE LA GEOMETRÍA Y PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO	31
4.2.3.	RESULTADOS EN FUNCIÓN DE DX.....	37



4.2.4. CONCLUSIONES	42
5. MODELO DINÁMICO SIMPLIFICADO	43
5.1 MODELO RUEDA – VÍA	43
5.1.1. MODELO REAL	44
5.1.2. MODELO PROTOTIPO	46
5.1.3. EQUIVALENCIAS ENTRE MODELOS EN MASA Y PAR EXTERNO	48
5.2 CÁLCULO DEL GIRO DEL BASTIDOR RESPECTO AL EJE LONGITUDINAL.....	48
6. DISEÑO	51
6.1 DESARROLLO PROTOTIPO	51
6.1.1. ETAPA 1: DIMENSIONADO DEL PROTOTIPO DE REFERENCIA	51
6.1.2. ETAPA 2: DISTRIBUCIÓN DE LOS SENSORES.....	53
6.1.3. ETAPA 3: MODIFICACIÓN DE LA POSICIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL BOGIE	55
6.1.4. ETAPA 4: SISTEMA DE UNIÓN ENCODER ROTATIVO - EJE.....	56
6.1.5 ETAPA 5: MONTAJE ENCODER ROTATIVO Y CÉLULAS DE CARGA	57
6.1.6. ETAPA 6: SECCIONAR CHAPA SOPORTE DEL MOTOR.....	59
6.1.7 ETAPA 7: DISEÑO DE PIEZAS PARA POSICIONAR ENCODER LINEAL.....	59
6.1.8 ETAPA 8: NIVELADO DE LA BANCADA	60
6.2 ANÁLISIS PIEZA A PIEZA.....	61
6.2.1 Bancada perfil 40x40x4	61
6.2.2. Perfil lateral izquierda	63
6.2.3. Chapa soporte del motor	65
6.2.4. Pletina L encoder.....	66
6.2.5. Bastidor	67
6.2.6. Eje encoder parte superior.....	68
6.2.7. Pletina encoder	69
6.2.8. Pletina célula de carga	70
6.2.9. Pletina célula de carga con holgura	71
6.2.10. Pletina patín	72
6.2.11. Pletina pegatina.....	73
6.2.12. Pletina L aluminio.....	74
6.2.13. Traviesa	75
6.2.14. Pletina pie nivelador.....	76
6.2.15. Eje bogie	76
6.2.16. Rueda bogie.....	78



6.2.17. Eje vía	78
6.2.18. Rueda vía	80
6.2.19. Bulón encoder – eje	80
6.2.20. Eje moleteado	81
6.2.21. Pletina 1 mm	81
6.2.22. Pletina variador de velocidad	82
6.2.23. Cristales	83
6.3 PROCESOS DE FABRICACIÓN PIEZAS	84
6.4. SELECCIÓN DE COMPONENTES COMERCIALES	87
6.4.1 SOPORTE DE RODAMIENTO	87
6.4.2. TUERCA DE SEGURIDAD	88
6.4.3. POLEA	88
6.4.4. CORREA	89
6.4.5. SILENTBLOCK	89
6.4.6. RODAMIENTO DE AGUJAS	90
6.4.7. CONJUNTO GUÍA – PATÍN	90
6.4.8. CÉLULA DE CARGA A FLEXIÓN	91
6.4.9. ENCODER ROTATIVO	92
6.4.10. ENCODER LINEAL	92
6.4.11. PIES NIVELADORES	93
6.4.12. TOPE	93
6.4.13. VARIADOR ELECTRÓNICO DE VELOCIDAD	93
6.4.14. MOTOR	94
6.4.15. TORNILLOS	94
7. CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE ELEMENTOS	100
7.1 CÁLCULO DE VIDA A FATIGA DEL EJE VÍA	100
7.2 CÁLCULO DE VIDA DEL RODAMIENTO UCP 204	109
7.3 CÁLCULO DE VIDA DEL RODAMIENTO SBPP 206	110
7.4 CÁLCULO LONGITUD DE LA CORREA	112
7.5 CÁLCULO RECORRIDO DE DEFORMACIÓN DEL SILENTBLOCK	113
7.6 CÁLCULOS DE LA FUERZA A SOPORTAR POR LAS CÉLULAS DE CARGA	114
8. MONTAJE	115
8.1 ENSAMBLAJE DE PIEZAS	115
8.2 PROCESO DE AJUSTE	120



9. CONCLUSIONES	125
10. BIBLIOGRAFÍA	126
11. ANEXO	127
11.1. ESPECIFICACIONES DE COMPONENTES COMERCIALES	127
11.1.1. SOPORTE DE RODAMIENTO UCP 204.....	127
11.1.2. SOPORTE DE RODAMIENTO SBPP 206	128
11.1.3. POLEA SPZ 85.....	129
11.1.4. CASQUILLO CÓNICO 1210	130
11.1.5. CORREA SPZ 1237.....	132
11.1.6. CÉLULA DE CARGA DE FLEXIÓN 104 – 0.6	133
11.1.7. MOTOR ABB 3GAA091001 - ASA.....	135
11.1.8. SILENTBLOCK H 40 - 40 M 10	137
11.1.9. GUÍA – PATÍN KUVE 20 – B - L	138
11.1.10. PIE NIVELADOR SV 00.....	140
11.1.11. ENCODER LINEAL EXA CM = 70	141
11.1.12. TORNILLOS, TUERCAS Y ARANDELAS.....	142
11.2. INFORMACIÓN ADICIONAL UTILIZADA EN EL DISEÑO	148
11.2.1. PERFIL RUEDA.....	148
11.2.2. PERFIL VÍA.....	149
11.2.3. TABLAS CÁLCULO A FATIGA	150
11.2.4. CHAVETEROS NORMALIZADOS	152
11.3. FUNCIONES MATLAB.....	153
11.3.1. RUEDA BOGIE	153
11.3.2. RUEDA VÍA.....	153
11.3.3. DERIVADA RUEDA BOGIE	154
11.3.4. DERIVADA RUEDA VÍA	154
11.3.5. RESOLVER.....	155
11.3.6. GRÁFICA	155
11.3.7. GRÁFICA DERIVADA.....	156
11.3.8. OBTENER SOLUCIÓN	156
11.4. PLANOS.....	157

1. INTRODUCCIÓN

Este Proyecto fin de carrera surge dentro del proyecto EUROCIVIS enmarcado en el programa INNPACTO, realizado por el grupo de investigación de IMAC de la Universidad Pública de Navarra, en el cual se ha desarrollado un modelo matemático que permite monitorizar el modelo del tren.

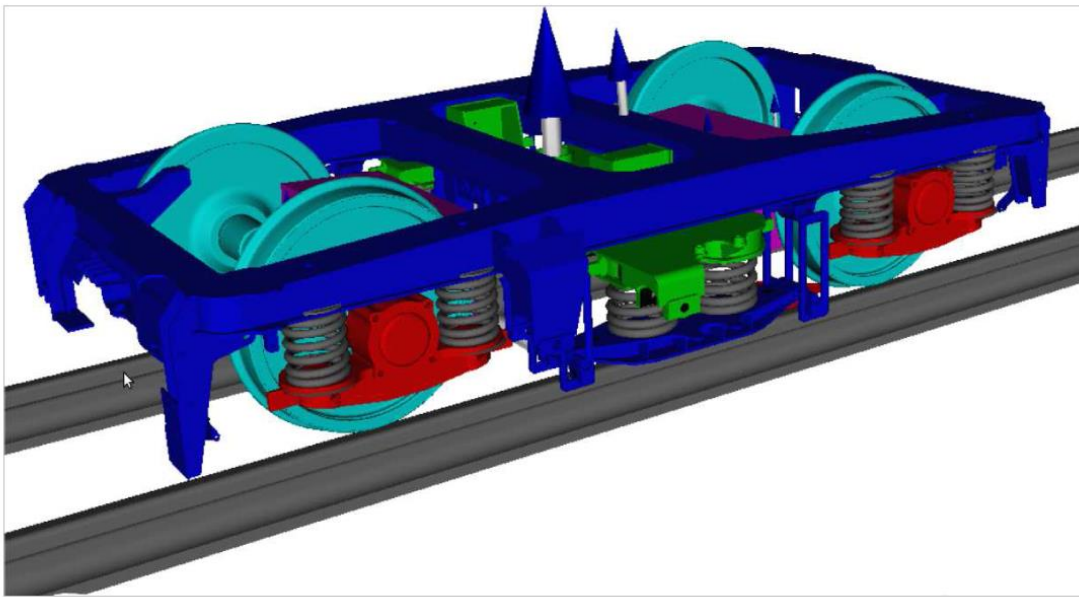


Figura 1.1: modelo simulado de bogie

La idea de este Proyecto fin de carrera es diseñar y construir un prototipo de bogie de tren a escala, que permita medir diferentes parámetros relacionados con el movimiento del mismo vehículo a lo largo de la vía.

La idea inicial se basa en tomar como referencia otros modelos ya existentes y adaptar el diseño del banco de ensayos en función de los parámetros que se quieran medir, teniendo en cuenta las limitaciones de presupuesto y espacio para su construcción, las cuales afectarán principalmente a la operación de escalado. Un aspecto importante relacionado con la escala es la extrapolación de los datos del modelo escalado al modelo real, por ello se realizará un análisis previo de las diferentes formas de escalar el prototipo.

Antes de comenzar con la parte de diseño constructivo del prototipo, se pretende realizar un análisis previo de diferentes aspectos que nos sirva de base para justificar nuestro diseño.

En este análisis previo se realizará un estudio del contacto rueda – raíl y un estudio dinámico simplificado del conjunto.



En el apartado referente al diseño constructivo se tendrá que hacer una selección de componentes comerciales en función de las necesidades constructivas del prototipo, ya que influirán en el diseño de las piezas. La elección de los sensores condicionará el diseño, porque dependiendo de los parámetros que se determinen medir se utilizarán unos sensores u otros. Para obtener los mejores resultados posibles en las pruebas, se determinará la posición idónea de los sensores.

1.1 OBJETO Y DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

El objeto de este proyecto es analizar, diseñar y construir un banco de ensayos para un bogie de tren a escala reducida. Los procesos experimentales que se pretenden realizar son:

- Estimación de los parámetros inerciales, a partir del movimiento del sistema y las fuerzas que actúan en él.
- Estimación del estado, es decir, coordenadas y velocidades generalizadas que definan el movimiento del sistema.
- Estimación de coeficientes de fricción entre rueda y vía.

Los aspectos más importantes en el desarrollo del proyecto son:

- La elección de la escala óptima a partir de las características de los elementos ya disponibles, el presupuesto y las dimensiones del prototipo.
- Análisis punto de contacto rueda – vía.
- El estudio dinámico del conjunto del bogie.
- El diseño de componentes para facilitar el montaje.
- Los sensores a utilizar y su ubicación en el sistema.

Las características del banco de ensayos son:

- Posibilidad de reproducir diversas condiciones de trabajo.
- Posibilidad de regular la velocidad de giro adecuadamente y con precisión, manteniendo la estabilidad en cualquier régimen.
- Diseño que no comprometa la seguridad del usuario y permita un fácil y cómodo manejo.
- Sistema de medida que permita una interpretación de datos sencilla y fiable.
- Posibilidad de incorporar nuevos elementos.

En este proyecto se ha realizado toda la parte correspondiente al análisis previo del prototipo: diseño de piezas, selección de componentes y sensores, así como la construcción y puesta en funcionamiento del banco de ensayos.

El apartado correspondiente al sistema eléctrico, conectar los sensores y obtener resultados con las diferentes pruebas realizadas, ha quedado pendiente para futuros trabajos, los cuales



tendrán como referencia este proyecto para entender el funcionamiento del prototipo y la función de los sensores.

2. ELEMENTOS FERROVIARIOS DEL MODELO

2.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LOS ELEMENTOS

2.1.1. BOGIE

Se define el bogie como un bastidor que puede girar respecto al chasis del vagón, al que se fija el tren de rodadura. Está formado por dos o tres pares de ruedas, montadas sobre sus respectivos ejes, los cuales son paralelos y solidarios entre sí, cuya función es circular sobre los raíles de la vía.

La idea del diseño del bogie surgió por la necesidad de compatibilizar la distribución del peso del vehículo en más de dos ejes con el paso del vehículo por curva sin que se generasen esfuerzos excesivos.

2.1.2. EJE CALADO O WHELSEET

Conjunto formado por un eje y sus dos ruedas. El eje les proporciona a las ruedas la misma velocidad angular y una distancia constante entre ellas.

Este eje establece en el sistema:

- La distancia entre el vehículo y la vía.
- Los medios de transmisión de las fuerzas de tracción y de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.
- El movimiento de lazo: oscilación que describe el eje al desplazarse de su posición centrada mientras circula el tren de forma libre por la vía.

2.1.3. BASTIDOR

El bastidor del bogie tiene forma de H y está formado por planchas de acero soldadas. Tiene la función de formar la base de la estructura del bogie para montar sobre él el resto de componentes.

Los materiales más utilizados para su construcción son:

- SS400 (acero laminado para estructuras generales)
- SM400B (acero laminado para estructuras soldadas)



2.1.4. RUEDAS

Elemento de transmisión que permite:

- Soportar el peso del vehículo.
- Guiar al vehículo por la vía.
- Frenar y acelerar al vehículo.

El desgaste que se produce en las ruedas que circulan por el carril exterior en la curva, se debe al deslizamiento que se produce al recorrer mayor distancia durante el trazado de curvas. Una solución consiste en fabricar un perfil cónico para la superficie de rodadura de la rueda cuyo ángulo de inclinación sea variable respecto al eje calado.

2.1.5. VÍA

Se entiende por vía al camino por el que circulan los trenes. Por este motivo, su función consiste en el guiado de los vehículos ferroviarios de la forma más segura y económica posible. Cualquier fallo en la nivelación y alineación de la vía, produce vibraciones en el tren, repercutiendo en el confort de los pasajeros; e incluso se pueden generar daños en la estructura.

2.1.5.1. RAÍL

Elemento sobre el que circula el vehículo. Sus funciones son las siguientes:

- Resistir y transmitir las tensiones que recibe del tren.
- Guiar a las ruedas en su movimiento.
- Conducir la corriente eléctrica para la señalización en las líneas electrificadas.

Los elementos que lo componen son:

- Cabeza: es la superficie de rodadura que sufre el desgaste.
- Alma: une el patín con la cabeza.
- Patín: es el ala inferior del perfil, debe tener la anchura suficiente para que la superficie de apoyo sobre la traviesa sea grande y haya un mejor reparto de presiones.

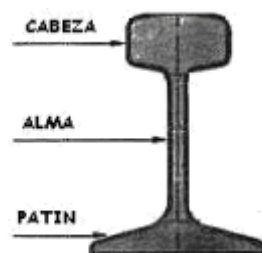


Figura 2.1: partes raíl

El perfil que se utiliza actualmente es el Vignole, el cual consta de una cara inferior ancha, destinada al apoyo sobre el suelo, y una cara superior, de menor anchura y mayor altura, destinada a guiar y sostener las ruedas.



Perfil de vía	Perfil antiguo	Perfil nuevo	Altura mm	Pie mm	Cabeza mm	Alma mm	Resistencia $W_b = \text{cm}^3$	Peso kg/m
 Vignol ligera	S 7		65,0	50,0	25,0	5,000	15,20	6,75
	S 10		70,0	58,0	32,0	6,000	24,40	10,00
	S 14		80,0	70,0	38,0	9,000	36,90	14,00
	S 18		93,0	82,0	43,0	10,000	58,10	18,30
	S 20		100,0	82,0	44,0	10,000	66,80	19,80
 Vignol pesada	S 30	30 E 1	108,0	108,0	60,3	12,300	109,00	30,03
	S 33	33 E 1	134,0	105,0	58,0	11,000	155,00	33,47
	S 41/10	41 E 1	138,0	125,0	67,0	12,000	196,00	41,38
	S 41/14	41 E 1	138,0	125,0	67,0	12,000	196,00	40,95
	S 49	49 E 1	149,0	125,0	67,0	14,000	240,00	49,43
	S 54	54 E 1	154,0	125,0	67,0	16,000	262,00	54,54
	S 64	54 E 3	172,0	150,0	74,0	16,000	356,00	64,92
	UIC 54		161,0	125,0	67,0	16,000	276,37	53,81
	E		159,0	140,0	70,0	16,000	279,19	54,43
	UIC 54	54 E 1	172,0	150,0	72,0	16,500	333,50	60,34
	UIC 60	60 E 1	172,0	150,0	72,0	16,500	333,50	60,34
	R 65		180,0	150,0	75,0	18,000	435,00	64,72

Tabla 2.1: tipos de perfil vignole

En España el peso del carril es en la actualidad de 54 kg/m en las líneas principales y de 42.5 kg/m y 45 kg/m en las líneas secundarias. En el resto de Europa el peso oscila entre 50 y 60 kg/m. En el caso de trenes de alta velocidad el peso mínimo es de 60 kg/m.

2.1.5.2. ANCHO DE VÍA

El ancho de vía de un ferrocarril es la mínima distancia entre la parte interna de las cabezas de los perfiles, medida 14 mm por debajo del punto más alto del perfil. En las curvas se suele añadir unos milímetros más para facilitar el paso de las ruedas.



Figura 2.2: ancho de vía



En la siguiente tabla se muestran los diferentes anchos de vía que existen en España:

Metro de Barcelona.	1.674 mm.
Renfe Actual.	1.668 mm.
Metro de Madrid + TFM.	1.445 mm.
AVE + FGC + Metro de Barcelona.	1.435 mm.
Feve + ETB + FGC + FGV + SVM.	1.000 mm.
Renfe Antiguo.	1.674 mm.

Tabla 2.2: anchos de vía en España

Los tres principales anchos de vía son:

- Ancho Ibérico (1668 mm)
- Ancho UIC (1435 mm)
- Ancho Métrico (1000 mm)

La red de líneas que están formadas por estos tres anchos diferentes, está gestionada por ADIF (Administración de las Infraestructuras Ferroviarias).

Algunas secciones de líneas cuentan con el denominado tercer carril, es decir, los tramos están dotados de doble ancho (Ibérico y UIC).

Las principales líneas de la Red gestionada por ADIF cuentan con doble vía. Existe un sistema de información denominado CIRTRA (Circulaciones por Tramos), que recoge de forma sistemática las características de la Red gestionada por ADIF.

Se analizan los dos tipos de ancho de vía más importantes en España:

- Ancho Ibérico: utilizado para línea convencional
- Ancho UIC: utilizado para línea de Alta Velocidad

El ancho UIC es el utilizado principalmente en Europa. Las razones por las que en España se implantó el ancho de 1668 mm son diversas, pero los argumentos más técnicos hacen referencia a que España es un país de orografía accidentada, con fuertes pendientes en los trazados, lo cual exigía el uso de locomotoras más potentes y, por lo tanto, de calderas mayores, obligando a ensanchar el conjunto mecánico y, por consiguiente, el ancho de vía.

Dependiendo del ancho de vía y la velocidad a la que pueda circular el vehículo, se utiliza un perfil de vía UIC diferente para cada caso.

Carriles habituales en las diferentes líneas españolas		
Línea convencional	Antigua	UIC 45
	$v \sim 140-160$ km/h	UIC 54
	$v > 160$ km/h	UIC 60
Línea de Alta Velocidad		UIC 60

Tabla 2.3: relación línea, velocidad y perfil utilizado

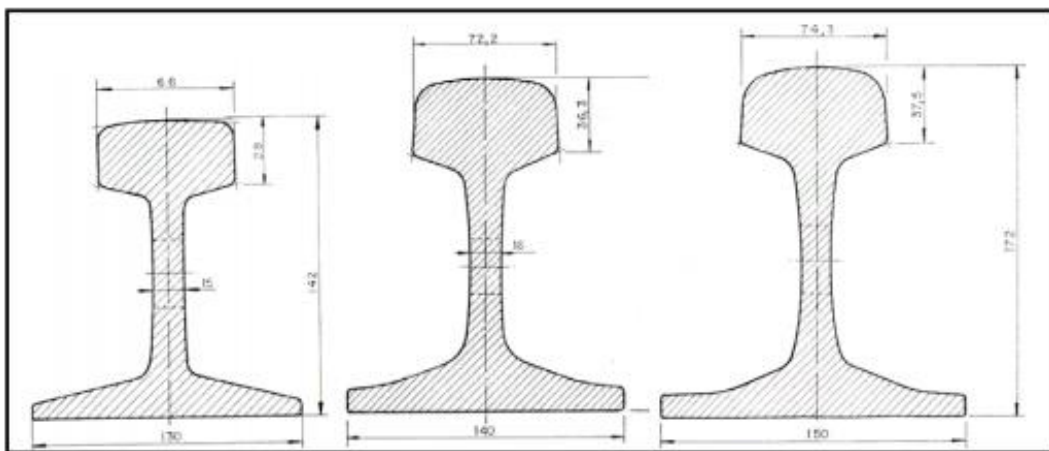


Figura 2.3: comparativa perfiles 45, 54 y 60

2.1.6. DIFERENCIA ANCHO DE VÍA – PLANO DE RODADURA

Definiendo el plano de rodadura como la distancia entre las caras internas de las ruedas del bogie, y el ancho de vía como la mínima distancia entre la parte interna de las cabezas de los perfiles de vía, se establece que la diferencia entre el ancho de vía y el plano de rodadura es la mitad de la diferencia total entre ambas distancias, utilizando como referencia para los cálculos los gálibos cinemáticos correspondientes para cada caso.

El gálibo cinemático se define como la envolvente de los lugares geométricos que pueden ocupar cualquier parte de un vehículo referenciada a los ejes de coordenadas representados por el plano de rodadura y el eje de la vía. Es un contorno de referencia que tiene en cuenta los movimientos geométricos de los vehículos, debidos a la curvatura de la vía y al juego de los ejes de la vía (existirán gálibos para vía en recta y gálibos para vía en curva), y movimientos dinámicos, debidos a la flexibilidad de las suspensiones.

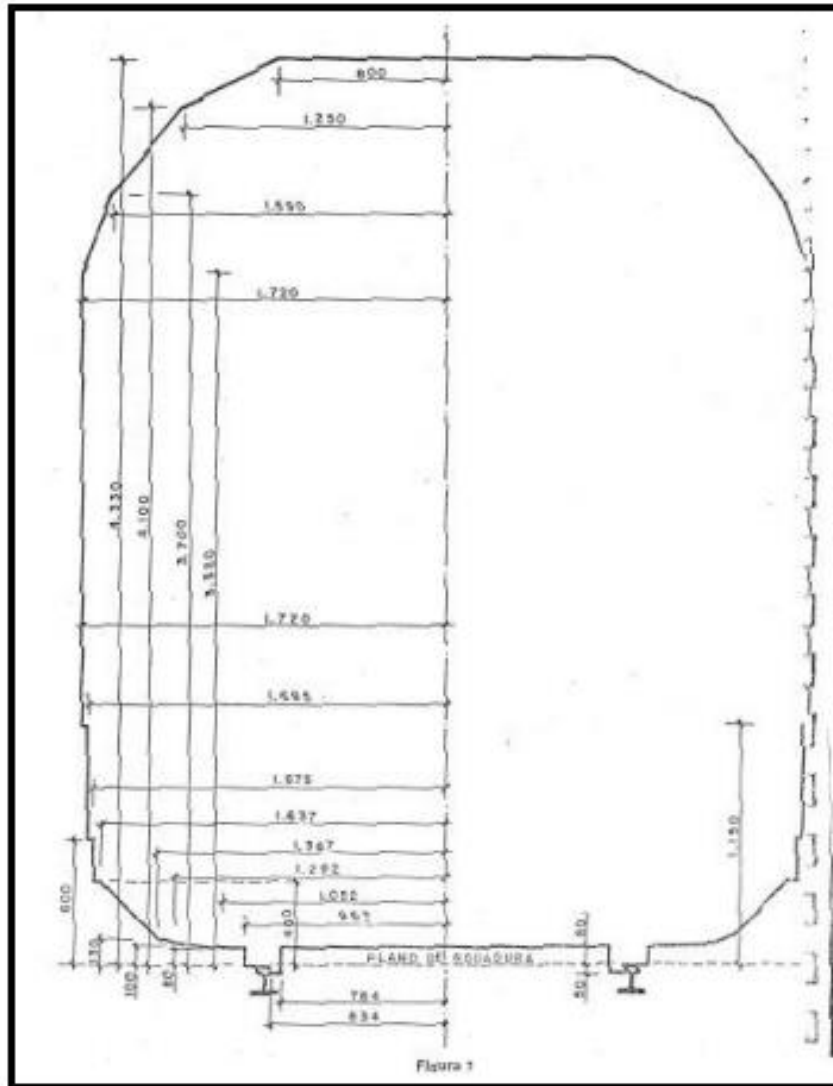


Figura 2.4: Contorno de referencia del gálibo cinemático para líneas convencionales y vehículos RENFE.

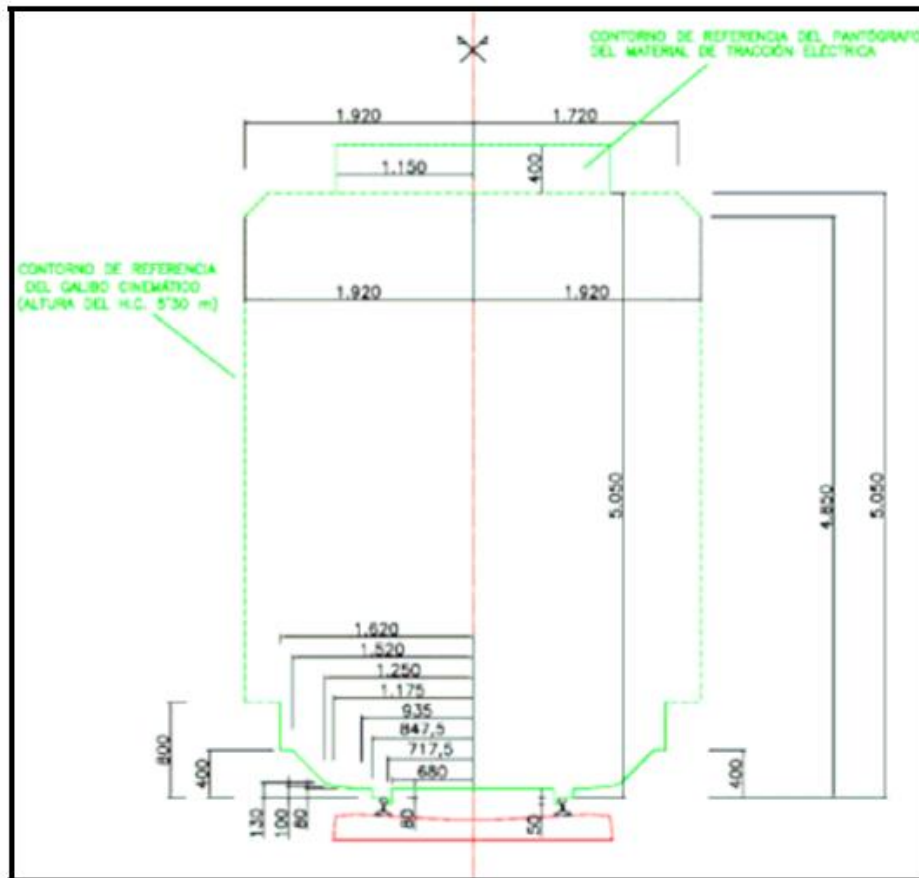


Figura 2.5: Contorno de referencia del galibo cinemático para líneas de Alta Velocidad.

Los datos para cada caso son: (distancias desde eje de simetría)

- Línea convencional:
 - Ancho vía: 834 mm
 - Plano de rodadura: 784 mm
- Línea de Alta Velocidad:
 - Ancho de vía: 717.5 mm
 - Plano de rodadura: 680 mm
- Diferencia ancho vía – plano rodadura:
 - Línea convencional: $834 - 784 = 50$ mm
 - Línea de Alta Velocidad: $717.5 - 680 = 37.5$ mm



Esta distancia será muy importante en el cálculo del punto de contacto entre rueda y vía, al poder calcular de forma más aproximada el punto de contacto en la realidad.

2.2. MODELO DE TREN SELECCIONADO

El modelo de tren seleccionado para este proyecto dependerá de las características generales que conformen el conjunto de las ruedas y la vía.

En este caso, se dispone de un plano de perfil de rueda para poder reproducir todos los detalles en el modelo a escala, el cual corresponde a una rueda de 850 mm de diámetro nuevo, que se utiliza en líneas convencionales para recorridos de media distancia. Debido a la dificultad para lograr otro plano de perfil de rueda diferente para otro tipo de tren, se elige este dato como principal referencia para la selección de los demás, centrando la selección en los trenes de media distancia. Estos trenes circulan por un ancho de vía de 1668 mm (ancho ibérico) y alcanzan velocidades de hasta 160 km/h; con estos datos se observa en la tabla (2.3) que el perfil de vía UIC correspondiente a estas características es UIC 54.

La distancia correspondiente al plano de rodadura se obtiene a partir del contorno de referencia del gálibo cinemático para líneas convencionales (figura 2.4).

El empate (distancia entre ejes) característico en este tipo de trenes es de 2500 mm.

Con todos los datos referentes a las características del tren seleccionado, se busca dentro de la gama de trenes de RENFE, que es la empresa encargada de gestionar la red ferroviaria nacional para ancho ibérico, un modelo que reúna los requisitos siguientes:

- Ancho de vía: 1668 mm
- Velocidad máxima: 160 Km/h
- Diámetro rueda nueva: 850 mm
- Empate bogie: 2500 mm

Los modelos que cumplen con los requisitos anteriores son los siguientes:

- Automotor diesel S-594
- Automotor diesel S-598
- Automotor eléctrico S-599

Cada modelo es una evolución del anterior, pero todos tienen las características anteriores. Los datos técnicos de cada uno se adjuntan en el anexo.

Los planos del perfil de la rueda y del perfil de la vía se encuentran en el Anexo.



3. ESCALADO DEL SISTEMA

3.1. INTRODUCCIÓN

Al diseñar un banco de ensayo para bogie de tren a escala reducida, es necesario tener en cuenta el problema del escalado en todos los parámetros relacionados con el estudio.

Se obtiene el valor correspondiente a cada parámetro que aparece en el fenómeno real para el prototipo a escala, dividiendo el valor a escala completa por el factor de escala correspondiente.

Teniendo en cuenta el valor genérico Q , se puede afirmar:

$$Q_0 = \varphi_q \cdot Q_s$$

Donde Q_0 es el valor a escala completa, Q_s es el valor de la misma unidad a escala reducida, y φ_q es el valor del factor de escala de la unidad correspondiente.

El punto de partida es el factor de escala de longitud, el cual debe ser superior a 1 en un prototipo a escala reducida. Con el fin de lograr una buena relación de precio para el prototipo, y por la necesidad de construir un modelo preciso y medible, se utilizará un valor para el factor de escala comprendido en el rango 4-5.

En realidad, todos los parámetros físicos están relacionados entre sí por varias leyes físicas. A partir del factor de escala de longitud, es posible obtener el resto de factores. El problema es que estas leyes no se pueden cumplir todas en un mismo modelo, por ello se eligen las que más interesen en cada situación. Este enfoque corresponde a la definición de una ley de similitud, la cual como se muestra no es única, pero es selectiva con respecto a algunos fenómenos físicos que se reproducen correctamente en el prototipo a escala, mientras que otros no se aplican plenamente.

Se definen al menos tres enfoques diferentes de similitud para el caso del banco de ensayos:

1. Similitud de Pascal
2. Similitud de Iwnicki
3. Similitud de Jaschinski

Estos tres métodos se han comparado utilizando modelos numéricos; cada uno tiene sus ventajas e inconvenientes.



3.2. SIMILITUD DE PASCAL

La similitud de Pascal se estudió en INRETS con el propósito de estudiar las suspensiones de los bogies de mercancías. Su objetivo era reproducir las características elásticas, inerciales y geométricas del vehículo a gran escala.

Al aplicar las semejanzas geométricas, deben tenerse en cuenta dos limitaciones fundamentales:

1. Todas las longitudes, áreas y volúmenes deben seguir exactamente la escala geométrica, por ello, el tamaño de los rodamientos y componentes también debe ser escalado correctamente.
2. El prototipo tiene que ser construido con los mismos materiales utilizados para el vehículo real, por ello, las cantidades relativas a las propiedades del material deben tener un factor de escala igual a 1, como por ejemplo:

Poisson's ratio:

$$\frac{v_0}{v_s} = \varphi_v = 1$$

Young Modulus:

$$\frac{E_0}{E_s} = \varphi_E = 1$$

Density:

$$\frac{\rho_0}{\rho_s} = \varphi_\rho = 1$$

A partir del factor de escala de la longitud se obtienen el resto de factores de escala necesarios como por ejemplo el área y el volumen, por ello los factores de escala de cada magnitud estarán en función del factor de escala de la longitud.

Area

$$\varphi_A = \frac{A_0}{A_s} = \frac{l_0^2}{l_s^2} = \varphi_l^2$$

Volume

$$\varphi_V = \frac{V_0}{V_s} = \frac{l_0^3}{l_s^3} = \varphi_l^3$$



Los factores de escala de masa y momento de inercia se pueden obtener directamente a partir de sus definiciones físicas:

Mass

$$M = V \cdot \rho$$

Moment of Inertia

$$I = M \cdot l^2$$

Aplicando factores de escala queda:

Mass

$$\varphi_M = \frac{M_0}{M_s} = \frac{V_0 \cdot \rho_0}{V_s \cdot \rho_s} = \varphi_V \cdot \varphi_\rho = \varphi_l^3$$

Moment of Inertia

$$\varphi_I = \frac{I_0}{I_s} = \frac{M_0 \cdot l_0^2}{M_s \cdot l_s^2} = \varphi_M \cdot \varphi_l^2 = \varphi_l^5$$

Las relaciones tensión-deformación deben ser reproducidas, por ello se requiere la validez de la ley de Hooke.

$$\sigma = E\varepsilon$$

Al aplicar factores de escala a la ecuación anterior, como el factor de escala del módulo de Young es unitario, y la deformación es adimensional, el factor de escala de la tensión será 1.

$$\sigma_s = E_s \varepsilon_s = E_0 \varepsilon_0 = \sigma_0$$

Por otro lado, a partir de la tensión se puede obtener el factor de escala de la fuerza, al ser igual al cociente entre fuerza y área, como ya se conoce el factor de escala del área, se despeja el de la fuerza.

$$\sigma_s = \frac{F_s}{l_s^2} = \sigma_0 = \frac{F_0}{l_0^2}$$

$$\varphi_F = \frac{F_s}{F_0} = \frac{l_s^2}{l_0^2} = \varphi_l^2$$

De forma similar es posible obtener el factor de escala para la rigidez, al ser el cociente entre fuerza y longitud, cuyos valores ya se conocen.

$$\frac{k_s}{k_0} = \frac{\Delta F_s \Delta l_0}{\Delta l_s \Delta F_0} = \frac{\varphi_l^2}{\varphi_l} = \varphi_l = \varphi_k$$



Los factores de escala para el tiempo y la frecuencia se pueden obtener teniendo en cuenta la frecuencia adecuada para un sistema masa-resorte. La frecuencia es proporcional a la frecuencia angular.

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \omega \quad f \propto \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Utilizando factores de escala, se obtiene:

Frecuencia:

$$\varphi_f = \frac{\omega_s}{\omega_0} = \sqrt{\frac{k_s m_0}{k_0 m_s}} = \sqrt{\frac{\varphi_l}{\varphi_l^3}} = \frac{1}{\varphi_l}$$

Tiempo:

$$\varphi_t = \frac{t_s}{t_0} = \frac{\omega_0}{\omega_s} = \varphi_l$$

Utilizando las ecuaciones cinemáticas se obtienen la velocidad y aceleración:

Velocidad:

$$\varphi_v = \frac{v_s}{v_0} = \frac{\frac{dy_s}{dt_s}}{\frac{dy_0}{dt_0}} = \frac{\frac{l_s}{t_s}}{\frac{l_0}{t_0}} = \frac{l_s \cdot t_0}{t_s \cdot l_0} = \frac{\varphi_l}{\varphi_l} = \frac{\varphi_l}{\varphi_l} = 1$$

Aceleración:

$$\varphi_a = \frac{a_s}{a_0} = \frac{\frac{dv_s}{dt_s}}{\frac{dv_0}{dt_0}} = \frac{v_s \cdot t_0}{v_0 \cdot t_s} = \frac{\varphi_v}{\varphi_t} = \frac{1}{\varphi_l}$$

Teniendo en cuenta la expresión para un amortiguador viscoso lineal se obtiene el factor de escala de amortiguación:

$$F_D = C \cdot v \Rightarrow C = \frac{F_D}{v}$$

$$\varphi_C = \frac{C_0}{C_s} = \frac{F_0}{v_0} \cdot \frac{v_s}{F_s} = \frac{\varphi_F}{\varphi_v} = \varphi_l^2$$

Una vez obtenidos los valores de los factores de escala de las diferentes magnitudes en función del factor de escala de la longitud, se observa que la limitación más importante que sufre la similitud de Pascal en su planteamiento, es que el valor del factor de escala de la aceleración es distinto de 1. Esto implica una serie de problemas al aplicar este método,



debido a que la gravedad que actúa sobre el prototipo no se puede escalar, por ello debe permanecer sin escalar durante la prueba.

Una solución alternativa a este problema trata de modificar el peso aplicando cargas verticales adicionales, con esto se pretende que el factor de escala de la fuerza en la componente normal sea distinto al de la fuerza general, corrigiendo con ello, el problema de la gravedad. Pero se generan otros inconvenientes, debido a que al cargar el prototipo actúa sobre el modelo una rigidez adicional o amortiguación que modifica el comportamiento dinámico normal del vehículo.

3.3. SIMILITUD DE IWNICKI

La similitud de Iwnicki estudiada en la plataforma de la Universidad Metropolitana de Manchester, se define a partir de la consideración de que las simulaciones dinámicas se realizan en términos de tiempo o respuesta de frecuencia, por ello el método considera que el valor del factor de escala para el tiempo y la frecuencia sea igual a uno.

Partiendo de la hipótesis inicial de este método se obtiene directamente la velocidad y aceleración.

$$\varphi_t = 1 \Rightarrow \varphi_f = \frac{1}{\varphi_t} = 1, \quad \varphi_v = \frac{\varphi_l}{\varphi_t}, \quad \varphi_a = \frac{\varphi_l}{\varphi_t^2}$$

Además, al igual que en la similitud de Pascal, el prototipo tiene que estar hecho con los mismos materiales que el vehículo real, de esta manera el valor de los factores de escala referentes a las propiedades de los materiales como coeficiente de Poisson, módulo de Young, densidad, masa, y momento de inercia, deben ser igual a uno.

El resto de factores de escala se obtienen partiendo de las dos ecuaciones de equilibrio de un sistema masa- resorte- amortiguador:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F$$

$$I\ddot{\theta} + C_\theta\dot{\theta} + K_\theta\theta = T$$

Utilizando factores de escala obtenemos:

$$M_s \ddot{x}_s \left(\frac{\varphi_m \varphi_l}{\varphi_t^2} \right) + C_s \dot{x}_s \left(\frac{\varphi_c \varphi_l}{\varphi_t} \right) + K_s x_s (\varphi_k \varphi_l) = F_s (\varphi_F)$$

$$I_s \ddot{\theta}_s \left(\frac{\varphi_I}{\varphi_t^2} \right) + C_{\theta,s} \dot{\theta}_s \left(\frac{\varphi_{c\theta}}{\varphi_t} \right) + K_{\theta,s} \theta_s (\varphi_{K\theta}) = T_s (\varphi_T)$$

Para relacionar los factores de escala, tenemos que igualar cada grupo de factores que componen cada sumando de la ecuación, por ello, se obtiene:



$$\left(\frac{\varphi_m \cdot \varphi_l}{\varphi_l^2}\right) = \left(\frac{\varphi_c \cdot \varphi_l}{\varphi_l}\right) = (\varphi_k \cdot \varphi_l) = (\varphi_F)$$

$$\left(\frac{\varphi_l}{\varphi_l^2}\right) = \left(\frac{\varphi_{ct}}{\varphi_l}\right) = (\varphi_{kt}) = (\varphi_T)$$

Despejando las igualdades, obtenemos los factores de escala para fuerza, par, rigidez y amortiguación, en función del factor de escala de longitud.

Force

$$\varphi_F = \frac{\varphi_m \cdot \varphi_l}{\varphi_l^2} = \frac{\varphi_l^3 \cdot \varphi_l}{1} = \varphi_l^4$$

Damping

$$\varphi_c = \frac{\varphi_F \cdot \varphi_l}{\varphi_l} = \varphi_l^3$$

Stiffness

$$\varphi_k = \frac{\varphi_F}{\varphi_l} = \varphi_l^3 \varphi_c = \frac{\varphi_F \cdot \varphi_l}{\varphi_l} = \varphi_l^3$$

Torque

$$\varphi_T = \frac{\varphi_l}{\varphi_l^2} = \varphi_l^{-1}$$

Torsional stiffness

$$\varphi_{kt} = \varphi_T = \varphi_l^{-1}$$

Torsional damping

$$\varphi_{ct} = \frac{\varphi_T}{\varphi_l} = \varphi_l^{-2}$$

El método de Iwnicki tiene el mismo problema principal que el método de Pascal, el factor de escala de la aceleración es distinto de 1, lo cual es un problema debido a que la gravedad que actúa sobre el prototipo no se puede escalar.

Para solucionarlo, es necesario modificar las cargas normales al igual que en el método de Pascal, pero en este caso se reducen, es decir, las fuerzas que se realizan para compensar el efecto de escalar la gravedad están aplicadas en dirección contraria que en el método de Pascal.

3.4. SIMILITUD DE JASCHINSKI

La similitud de Jaschinski se estudió en la plataforma DLR. Este método está definido a partir de las ecuaciones de Newton-Euler, teniendo en cuenta los grados de libertad necesarios para estudiar el movimiento del juego de ruedas, como son el desplazamiento lateral y ángulo de guiñada.



Se tienen que cumplir las ecuaciones del movimiento tanto para el sistema real como para el sistema escalado. Considerando equilibrio lateral, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{m}{\lambda} \ddot{y} \frac{\varphi_m \varphi_l}{\varphi_l^2} = \frac{I_y \Gamma V}{\lambda \cdot r_0} \dot{\psi} \frac{\varphi_m \varphi_l^2 \varphi_v}{\varphi_l \varphi_l^2} - \frac{m g b_0}{\lambda} y \cdot \varphi_m - \frac{2k_y}{\lambda} y \cdot \varphi_l \varphi_k + T_y \varphi_T + T_x \psi \varphi_T$$

Esta ecuación se explica en el libro MECHATRONIC MODELING OF REAL – TIME WHEEL – RAIL CONTACT.

Se multiplica por el siguiente factor:

$$\left(\frac{\varphi_m \varphi_l}{\varphi_l^2} \right)^{-1}$$

Obteniendo así:

$$\frac{m}{\lambda} \ddot{y} = \frac{I_y \Gamma V}{\lambda r_0} \dot{\psi} - \frac{m g b}{\lambda} y \frac{\varphi_l^2}{\varphi_l} - \frac{2k_y}{\lambda} y \frac{\varphi_k \varphi_l^2}{\varphi_m} + (T_x + T_y) \frac{\varphi_T \varphi_l^2}{\varphi_m \varphi_l}$$

Para despejar los factores de escala, se tiene que cumplir que los grupos de factores de cada sumando sean igual a uno, dando como resultado los siguientes valores:

Scaling factor for time

$$\frac{\varphi_l^2}{\varphi_l} = 1 \Rightarrow \varphi_l = \sqrt{\varphi_l}$$

Scaling factor for stiffness

$$\frac{\varphi_k \varphi_l^2}{\varphi_m} = 1 \Rightarrow \varphi_k = \frac{\varphi_m}{\varphi_l^2} = \varphi_p \varphi_l^2$$

Scaling factor for creep forces

$$\frac{\varphi_T \varphi_l^2}{\varphi_m \varphi_l} = 1 \Rightarrow \varphi_T = \frac{\varphi_m \varphi_l}{\varphi_l^2} = \varphi_a \varphi_m$$

Los factores de escala correspondientes a las unidades de rotación se han obtenido de manera similar con la ecuación de Newton-Euler correspondiente al ángulo de guiñada. El resto de factores se han obtenido a partir de la ecuación de restricción para las fuerzas normales y desde las definiciones de aceleración y velocidad.

Una vez obtenidos los diferentes factores de escala, se observa que el factor de las fuerzas tangenciales y fuerzas normales es el mismo, lo cual indica que no hace falta realizar ninguna corrección a las fuerzas de contacto, y que el valor del factor de escala para la aceleración es igual a 1.

$$\varphi_T = \varphi_N = (\varphi_l)^4$$



El problema surge con el cálculo de las fuerzas laterales según la teoría lineal de Kalker, ya que no se puede asumir un factor de escala unitario para el módulo de Young, porque no satisface el factor de escala para las fuerzas laterales.

La solución propuesta por Jaschinski consiste en adoptar factores de escala para la densidad y el módulo de Young no unitarios, para satisfacer así el factor de escala de las fuerzas laterales. Para ello, se aplica el uso de aluminio para valores de factor de escala 0.5 y 2.5 respectivamente para la construcción de los perfiles de las ruedas y rodillos.

3.5. CONCLUSIONES

Como conclusión de la comparación realizada de los diferentes métodos de escala, se observa que cada método se centra en el estudio de un aspecto específico de la dinámica del ferrocarril.

El método de Iwnicki tiene la ventaja de que el tiempo y la frecuencia no están escalados, por ello, se puede utilizar para realizar pruebas con los componentes de hardware electrónicos, ya que puede operar en tiempo real durante las pruebas.

El método propuesto por Pascal es adecuado para realizar pruebas de diseño de componentes de la suspensión para vehículos de forma realista, ya que estos componentes tienen baja elasticidad.

Los dos métodos mencionados anteriormente tienen inconvenientes para reproducir el comportamiento de las fuerzas normales porque la gravedad está escalada. El método de Jaschinski tiene la principal ventaja de no tener la gravedad escalada, por ello, es más exacto al representar el comportamiento dinámico de las ruedas y las fuerzas de contacto rueda-rail, pero es necesario encontrar un material adecuado que permita escalar la densidad.



La siguiente tabla muestra los diferentes factores de escala:

	Jaschinski ($\varphi_p=1$)	Jaschinski ($\varphi_p=0.5$)	Pascal	Iwnicki
φ_l	φ_l	φ_l	φ_l	φ_l
φ_t	$\varphi_l^{1/2}$	$\varphi_l^{1/2}$	φ_l	1
φ_v	$\varphi_l^{1/2}$	$\varphi_l^{1/2}$	1	φ_l
φ_a	1	1	$1 / \varphi_l$	φ_l
φ_w	$1 / \varphi_l^{1/2}$	$1 / \varphi_l^{1/2}$	$1 / \varphi_l$	1
φ_m	φ_l^3	$\varphi_l^3 / 2$	φ_l^3	φ_l^3
φ_F	φ_l^3	$\varphi_l^3 / 2$	φ_l^2	φ_l^4
φ_p	1	0.5	1	1
φ_E	1	2.5	1	1
φ_w	φ_l^3	$\varphi_l^3 / 2$	φ_l^3	φ_l^3
φ_T	φ_l^4	$\varphi_l^4 / 2$	φ_l^3	φ_l^5
φ_K	φ_l^2	$\varphi_l^2 / 2$	φ_l	φ_l^3
φ_c	$\varphi_l^{3/2}$	$\varphi_l^{3/2} / 2$	φ_l^2	φ_l^3
φ_{kt}	φ_l^4	$\varphi_l^4 / 2$	φ_l^3	φ_l^5
φ_{ct}	$\varphi_l^{9/2}$	$\varphi_l^{9/2} / 2$	φ_l^4	φ_l^5
φ_l	φ_l^5	$\varphi_l^5 / 2$	φ_l^5	φ_l^5
φ_w	$\varphi_l^{7/2}$	$\varphi_l^{7/2} / 2$	φ_l^2	φ_l^5
φ_u	1	1	1	1
φ_v	1	1	1	1

Tabla 3.1.: factores de escala para cada similitud



3.6. APLICACIÓN AL PROYECTO

Una vez analizados los métodos de escala, se elige uno para aplicar a nuestro prototipo.

Los tres métodos se pueden dividir en dos grupos, uno para Pascal e Iwnicki y otro para Jaschinski. Pascal e Iwnicki mantienen el material del prototipo real aunque tienen el problema de escalar la gravedad, por otro lado, Jaschinski no escala la gravedad pero sí que varía las propiedades del material lo cual resulta bastante complicado de aplicar en nuestro caso.

Con los argumentos expuestos anteriormente se descarta el método de Jaschinski, ya que resulta más sencillo solucionar el problema de la gravedad que el de las propiedades del material.

Entre Pascal e Iwnicki, es preferible el método de Iwnicki, porque el tiempo y la frecuencia están sin escalar, lo cual nos permite operar en tiempo real durante el proceso de mediciones.

Después de elegir el método, hay que solucionar la principal limitación que tiene, debido al escalado de la gravedad. Para solucionar esto se colocan unas masas a cierta longitud del extremo superior del cable sujeto al bogie, buscando añadir fuerzas en la dirección del peso, con las que se intenta contrarrestar el efecto de la gravedad.

Otro aspecto a tener en cuenta es limitar el movimiento pendular generado por el movimiento del bogie que pueda afectar a la masa, porque esto ocasionaría tener que añadir componentes en otras direcciones. Para evitarlo se busca limitar el ángulo de desplazamiento del cable que sujeta la masa.

3.6.1. FACTOR DE ESCALA POR EJES

Las expresiones obtenidas en los métodos para cada factor de escala están referidas a los 3 ejes por igual. En este proyecto habrá que diferenciar el escalado por ejes en los perfiles de las ruedas del tren, debido a que, si escalamos de la misma manera la componente axial de la rueda (z) y las componentes radiales (x , y), se limita la carrera vertical. La única opción para escalar los 3 ejes por igual sería utilizar una escala pequeña para así no reducir demasiado el perfil de contacto de la rueda; esto conlleva el problema del aumento considerable de las dimensiones del prototipo, las cuales deben estar de acuerdo a dos aspectos principales que son:

- El coste de construcción del prototipo.
- El espacio a ocupar dentro del laboratorio en el que se realicen las pruebas.

Según lo expuesto anteriormente no es posible escalar el prototipo por igual en los 3 ejes, entonces se utilizará una escala para el diámetro de la rueda y el ancho de vía (1:8), y otra para el ancho de rueda. Dicha escala permite ajustar los costes de construcción del prototipo y conseguir unas dimensiones aceptables para el manejo del mismo.



Para el ancho de rueda o perfil se utilizará la escala (1:3); con dicha escala se tiene un perfil de rueda lo suficientemente grande para poder disponer de un juego en la posición de la rueda con respecto a la vía para obtener diferentes puntos de contacto. Esto último se explica más detalladamente en el apartado 4.2. (Cálculo geométrico del punto de contacto)

Se vuelven a calcular los factores de escala para cada magnitud pero esta vez por componentes (x, y, z). Al calcular los momentos de inercia tenemos una matriz 3x3 y no se puede aplicar a algunos componentes, los cuales no se podrán extrapolar a la realidad.

$$\begin{aligned}I_x &= \int (y^2 + z^2) dm \\I_y &= \int (x^2 + z^2) dm \\I_z &= \int (x^2 + y^2) dm\end{aligned}$$

A pesar del problema surgido en el cálculo de algún factor de escala, se opta por escalar los ejes por separado, porque es preferible no poder extrapolar algún dato de menor importancia frente a conseguir un buen contacto rueda-vía.

Dentro del sistema de escala utilizado para cada eje, hay un caso excepcional. Al escalar el ancho de vía y la distancia al plano de rodadura, la escala que le corresponde es 1:8, pero surge un problema, debido a que la diferencia entre ancho de vía y plano de rodadura también es escalada 1:8, lo cual no es posible al escalar el perfil de la rueda y de la vía a escala 1:3 porque se produciría el choque entre la vía y la pestaña de la rueda.

Para solucionar este problema se opta por buscar una solución que respete los dos aspectos que se consideran más importantes en el montaje del prototipo, para que sea lo más parecido posible al real:

1. Representar el ancho de vía perfectamente escalado en el prototipo.
2. Mantener el punto de contacto rueda - vía en el prototipo igual que en la realidad.

Para conseguir lo anterior, se escala el ancho de vía 1:8 y la diferencia entre ancho de vía – plano rodadura 1:3. Con esto, la distancia entre los planos de rodadura es la única que está sin la escala correspondiente, pero no es una medida que se considere tan importante como las dos mencionadas anteriormente dentro del diseño del prototipo; por lo tanto esta solución es la que más se adapta a un diseño del prototipo lo más real posible.

Al final se decide no compensar la gravedad, debido a que nuestro escalado no se corresponde con ningún modelo real prefijado. Sin embargo a partir de nuestro modelo se podría deducir a que sistema se asemejaría mediante la extrapolación de los mismos.

4. ANÁLISIS DEL CONTACTO RUEDA – RAÍL

4.1. CONTACTO NORMAL HERTZ

4.1.1. INTRODUCCIÓN TEÓRICA

En 1881, Heinrich Hertz publicó, a la edad de 24 años en Alemania, el análisis original de las tensiones elásticas de contacto. En su honor, las tensiones que aparecen en el contacto de superficies en compresión de cuerpos curvos fueron llamadas tensiones de contacto de Hertz.

Esta teoría trata sobre las tensiones que aparecen en el contacto entre superficies curvas debido a la presión ejercida. El contacto teórico entre estas superficies es generalmente un punto o una línea. Aunque estas áreas de contacto son pequeñas, las tensiones debido a la compresión tienden a ser extremadamente altas, lo cual conlleva un desgaste en la superficie ocasionando fatiga.

El contacto se produce en las siguientes condiciones:

1. El contacto es sin fricción
2. Los cuerpos en contacto son: elásticos, isotrópicos, homogéneos y lisos.
3. Los radios de curvatura R_1 y R_2 son muy grandes en comparación con las dimensiones de los límites de la superficie de contacto.

Las figuras siguientes muestran el área de contacto y la distribución de tensiones entre dos esferas y dos cilindros respectivamente.

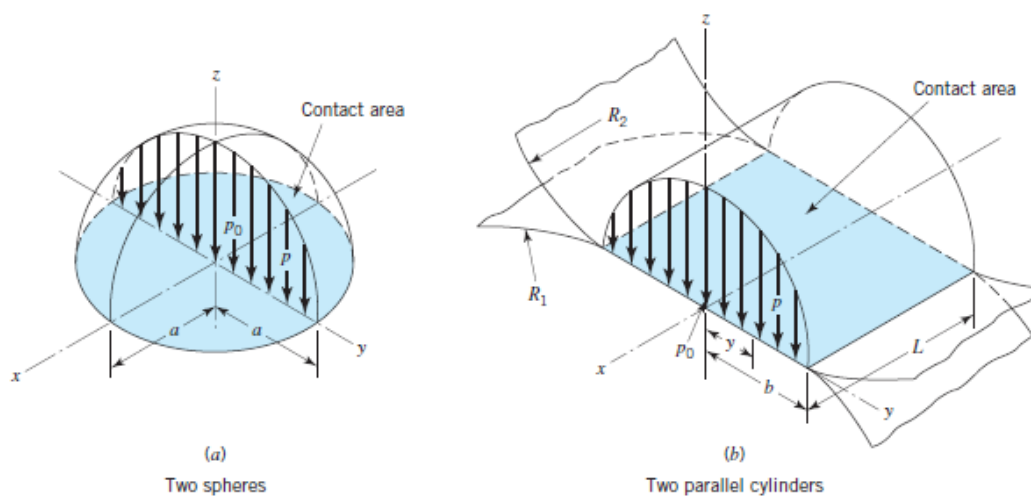


Figura 4.1: área de contacto y distribución de presiones



La presión máxima (p_0) tiene lugar en el eje donde se aplica la carga. El área de contacto está definida por los valores b y L para los dos cilindros, y por a en la esfera.

Para obtener la ecuación correspondiente a p_0 , primero se iguala la suma de las presiones sobre el área de contacto donde se ejerce la fuerza F , y después se simplifica introduciendo el valor Δ , el cual está en función del módulo de Young (E) y el ratio de Poisson (ν) de los cuerpos en contacto.

En nuestro caso sólo interesa el contacto entre cilindros, por ello, las siguientes expresiones son referidas al caso de dos cilindros:

$$\Delta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$
$$p_0 = 0.564 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}{L \cdot \Delta}}$$

Donde:

- F : fuerza aplicada en el eje de carga
- R_1 : radio cilindro bogie
- R_2 : radio cilindro vía
- L : dimensión área de contacto
- Δ : valor en función de E y ν

4.1.2. CÁLCULO DE TENSIONES EN EL MODELO A ESCALA

Con el valor de p_0 se calcula la sobrepresión que aparecerá en el prototipo para diferentes valores del radio de la rueda vía (R_2), los cuales están en función de la rueda bogie (R_1).

En el caso real R_2 es igual a infinito, debido a que la vía se considera una línea recta. En el prototipo se sustituye la vía por una rueda que hace su función; para calcular el valor de su radio se tendrán en cuenta dos factores: la sobrepresión existente en el punto de contacto y, debido al radio finito R_2 , las dimensiones del prototipo a escala, escogiendo un valor intermedio que satisfaga dentro de unos parámetros razonables ambos factores.

Antes de realizar los cálculos para cada caso, se asigna el valor h al conjunto de parámetros con valor constante dentro de la ecuación.

$$h = \sqrt{\frac{F}{L \cdot \Delta}}$$



Se sustituye en la fórmula original y se obtiene la siguiente ecuación, a partir de la cual se realizan las operaciones para cada caso.

$$p_0 = 0.564 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right)}{L \cdot \Delta}} \rightarrow p_0 = 0.564 \cdot h \cdot \sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}$$

Caso real: $R_2 = \infty$

$$p_0 = \frac{0.564 \cdot h}{\sqrt{R_1}}$$

Este valor de p_0 se considera como el 100 %, al tratarse del caso real. En el resto de casos utilizados en el prototipo, para los cuales R_2 está en función de R_1 , los valores de p_0 serán mayores, soportando sobrepresión (> 100 %).

El objetivo será buscar el valor mínimo de sobrepresión para un valor de R_2 acorde con las dimensiones del prototipo.

Los valores de sobrepresión (p_1) para cada caso, se calculan sustituyendo R_2 por su valor correspondiente en función de R_1 en la fórmula general que se muestra a continuación, obteniendo así la relación de presiones entre el cociente de p_0 y p_1 . Como p_0 es el 100 % se multiplicará por 100 el valor obtenido del cociente anterior, despejando el valor del porcentaje de sobrepresión p_1 para el caso correspondiente.

Fórmula general:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{0.564 \cdot h \cdot \sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}{\frac{0.564 \cdot h}{\sqrt{R_1}}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}{\frac{1}{\sqrt{R_1}}} = \sqrt{1 + \frac{R_1}{R_2}}$$



4.1.3. ELECCIÓN DEL DIÁMETRO DE RUEDA VÍA

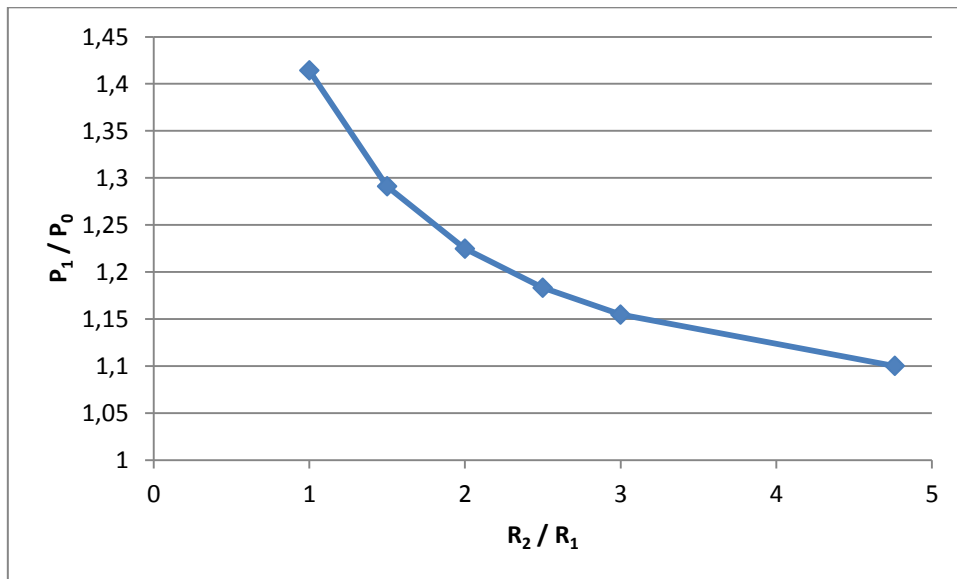


Figura 4.2: relación de presiones frente a relación de radios

p_0 %	$R_2 = f(R_1)$	Valor R_2 mm
100	∞	∞
141.421	$1 \cdot R_1$	53.125
129.099	$1.5 \cdot R_1$	79.6875
122.474	$2 \cdot R_1$	106.25
118.322	$2.5 \cdot R_1$	132.8125
115.47	$3 \cdot R_1$	159.375
110	$4.7619 \cdot R_1$	252.976

Tabla 4.1: Resultados teoría de Hertz

Analizando los valores de p_0 obtenidos, se toma $R_2 = 2 \cdot R_1$, porque de los posibles valores a representar en el prototipo se trata de un valor intermedio acorde con las dimensiones del prototipo y cuyo p_0 es de un 22% sobre el caso real, siendo éste aproximadamente 1 / 5 del valor total, lo cual se considera un valor de compromiso.

4.2 CÁLCULO GEOMÉTRICO DEL PUNTO DE CONTACTO

4.2.1. INTRODUCCIÓN

Con el cálculo geométrico del punto de contacto se pretende obtener la distribución de los puntos de contacto para cada desplazamiento lateral del perfil de rueda sobre el perfil del raíl. El objetivo es poder analizar el tramo del perfil de la rueda que entra en contacto con la vía, ya que según el tipo de tramo, las presiones y fuerzas que aparecen son distintas, y para asegurarnos que el contacto se produce en el mismo tramo que en el sistema.

Para el cálculo del punto de contacto rueda – vía, se utilizará el programa Matlab, con el cual se realizarán los cálculos numéricos necesarios para obtener las coordenadas del punto de contacto, calculando la altura a la que se encuentra el perfil de la rueda respecto del suelo (dy), y mostrando los resultados por pantalla mediante gráficas.

El conjunto tiene tres sistemas de referencia, uno principal (REF1) y dos auxiliares (REF2 y REF3). Cada perfil tiene un sistema de referencia para obtener los puntos independientemente del otro perfil; a este sistema se le denomina auxiliar. Una vez obtenidos los dos perfiles con sus respectivos sistemas de referencia auxiliares, se relacionan con el principal, el cual tiene su origen en el eje de simetría del conjunto del bogie.

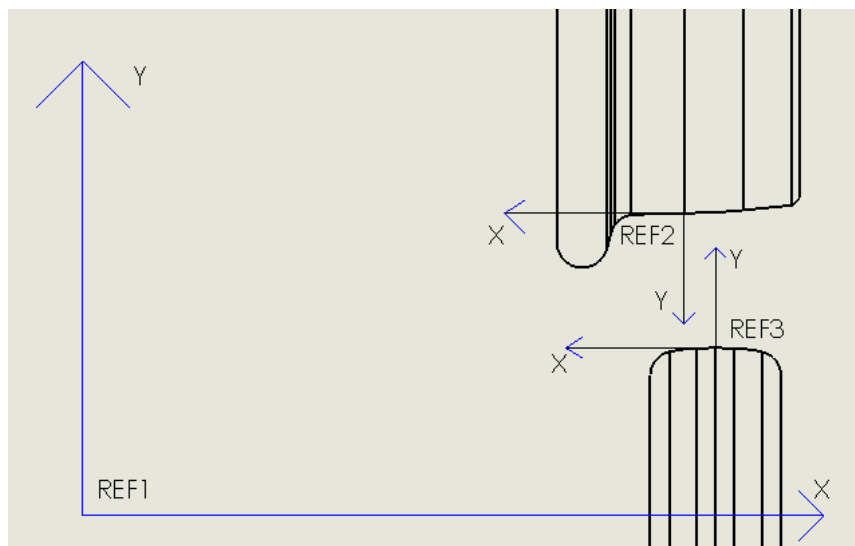


Figura 4.3: sistemas de referencia

Para calcular dy, se utiliza la altura del raíl UIC 54, en lugar de la altura de la rueda del prototipo que hace las funciones de vía, ya que lo importante es que se respete el dibujo del perfil de la vía para saber el punto de la misma en el que se produce el contacto. La altura respecto del suelo no es importante como dato a analizar, porque siempre va a depender de la altura de la vía.

Antes de empezar a utilizar Matlab, se presentan los elementos del conjunto ferroviario que, una vez escalados, se van a utilizar en el cálculo para el prototipo:

- Rueda: el perfil de rueda a utilizar para el prototipo tiene 850 mm de diámetro de rueda nueva, correspondiente a trenes de media distancia de RENFE.
- Vía: el perfil de vía corresponde a perfil UIC 54, el cual se utiliza para líneas convencionales con velocidades máximas de hasta 160 Km/h
- El ancho de vía es ancho ibérico (1668 mm), el cual se ajusta al tipo de perfil de rueda y vía que se utilizan.
- La diferencia entre ancho de vía – plano de rodadura es 50 mm, correspondiente al gálibo para trenes de línea convencional.

4.2.2. DESCRIPCIÓN DE LA GEOMETRÍA Y PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Para realizar el cálculo por Matlab, en primer lugar se dibuja cada perfil por separado. Al dibujar los perfiles de la rueda y de la vía se debe dividir cada perfil en tramos; cada tramo pertenece a la ecuación matemática de la figura que le da forma en el rango de valores en el que está definida. Es decir, un tramo del perfil de la rueda, por ejemplo, es una curva que pertenece a un círculo de radio 5, cuyo arco que compone el tramo está comprendido entre unos valores límite de x , al considerar x e y las coordenadas.

Se dibujan los perfiles escalados en Solidworks y se obtienen las coordenadas necesarias de los puntos para definir las ecuaciones de cada tramo.

Perfil rueda escalado:

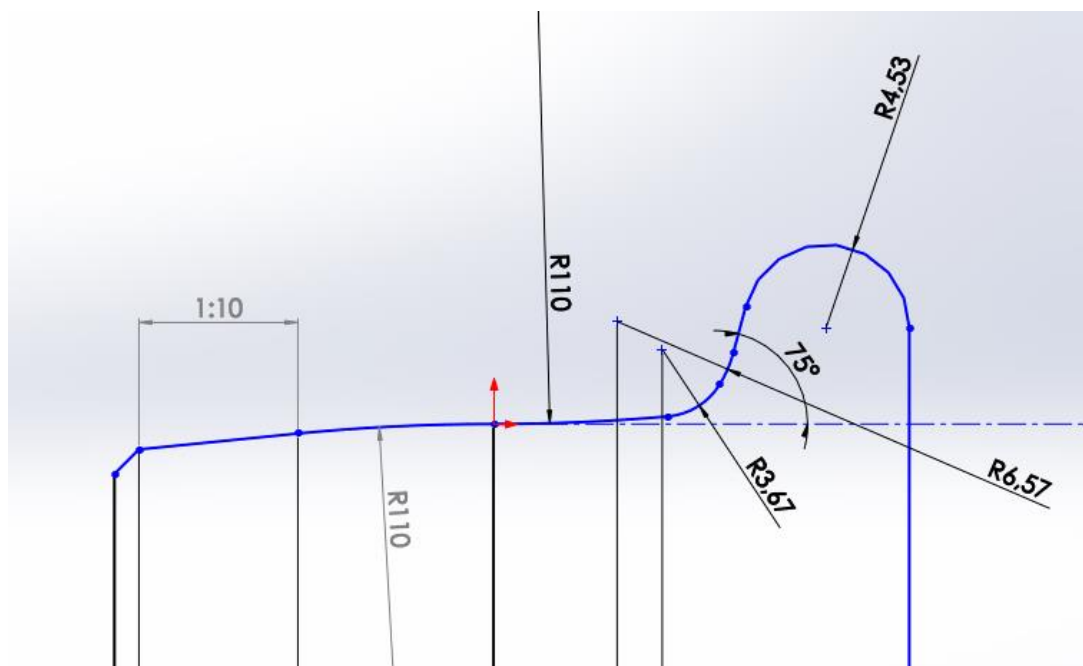


Figura 4.4: perfil rueda bogie a escala 1:3



En la figura 4.4 se observan los distintos tramos que componen el perfil de la rueda, cada tramo consta de dos puntos, inicial y final, los cuales están indicados en la figura 4.5. La composición del perfil es la siguiente:

1. Curva radio 4.53 (punto 1 y 2)
2. Línea recta con pendiente formando 75 grados respecto al eje horizontal (punto 2 y 3)
3. Curva radio 6.57 (punto 3 y 4)
4. Curva radio 3.67 (punto 4 y 5)
5. Curva radio 110 (punto 5 y origen)
6. Curva radio 110 sentido opuesto (origen y punto 6)
7. Tramo recto (punto 6 y 7)

SISTEMA REFERENCIA AUXILIAR 1 (REF2)

Situando el centro de coordenadas (0, 0) en el punto común entre los tramos 5 y 6, como se observa en la figura 4.5, se obtiene el resto de coordenadas para definir el perfil de la rueda. Para ello se necesitan los puntos iniciales y finales de cada tramo y, en caso de ser curva se necesitan las coordenadas del centro.

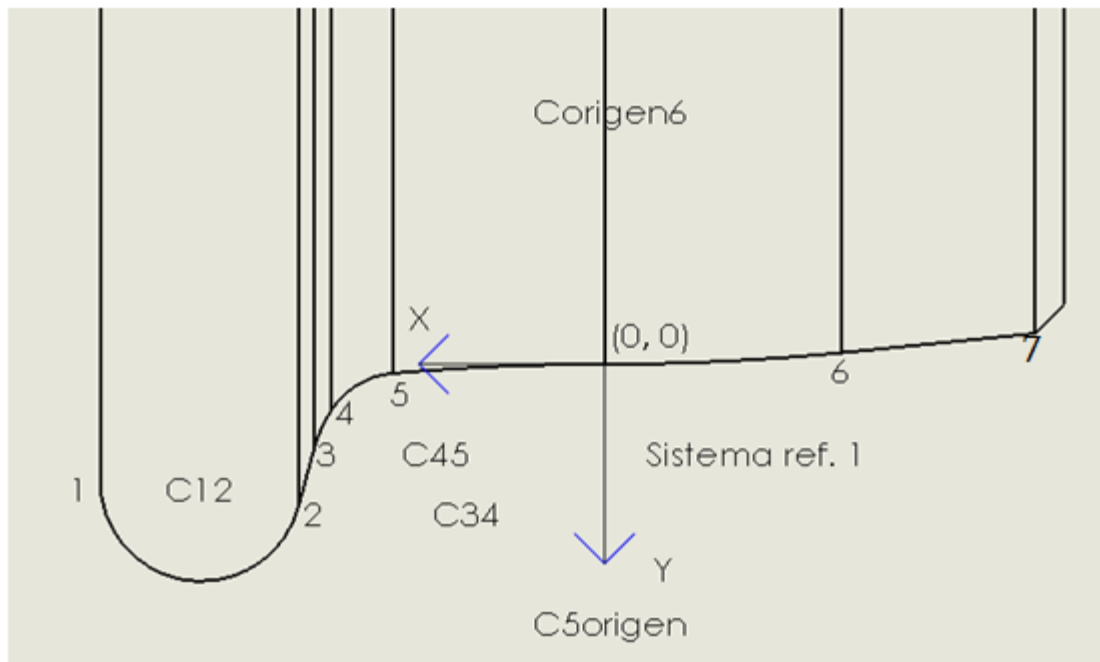


Figura 4.5: sistema auxiliar 1 para rueda bogie



Coordenadas (mm):

punto	x	y
1	22.66667	5.25
2	13.74028	6.369
3	13.07625	3.8908
4	12.31877	2.1373
5	9.51724	0.4125
origen	0	0
6	-10.66667	-0.51839
Centro 12	18.1333	5.25
Centro 34	6.7333	5.5904
Centro 45	9.2	4.0654
Centro 5origen	0	110
Centro origen6	0	-110

Tabla 4.2: coordenadas rueda bogie respecto sistema auxiliar 1

Perfil vía escalado:

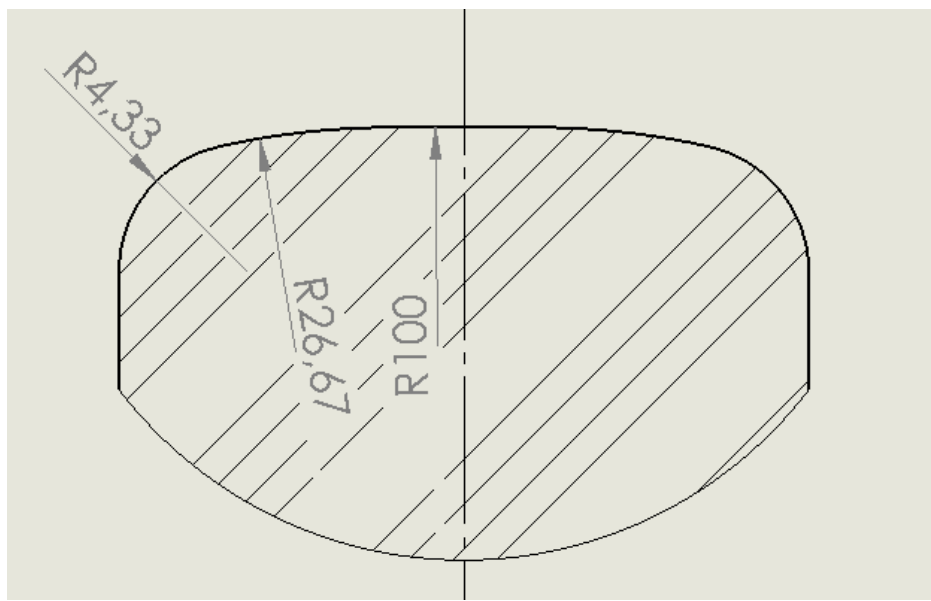


Figura 4.6: perfil rueda vía a escala 1:3



En la figura 4.6 se observan los distintos tramos que componen el perfil de la vía. Cada tramo consta de dos puntos, inicial y final, los cuales están indicados en la figura 4.6. Sólo nos interesa la mitad del perfil, porque no hay posibilidad de que el contacto ocurra más allá del eje de simetría. La composición del perfil es la siguiente:

1. Curva radio 4.33 (punto 1 y 2)
2. Curva radio 26.67 (punto 2 y 3)
3. Curva radio 100 (punto 3 y origen)

SISTEMA DE REFERENCIA AUXILIAR 2 (REF3)

Situando el centro de coordenadas (0, 0) en el punto común del perfil con el eje de simetría, como se observa en la figura 4.5, obtenemos el resto de coordenadas para definir el perfil de la vía. Para ello se necesitan los puntos iniciales y finales de cada tramo y, en caso de ser curva se necesitan las coordenadas del centro.

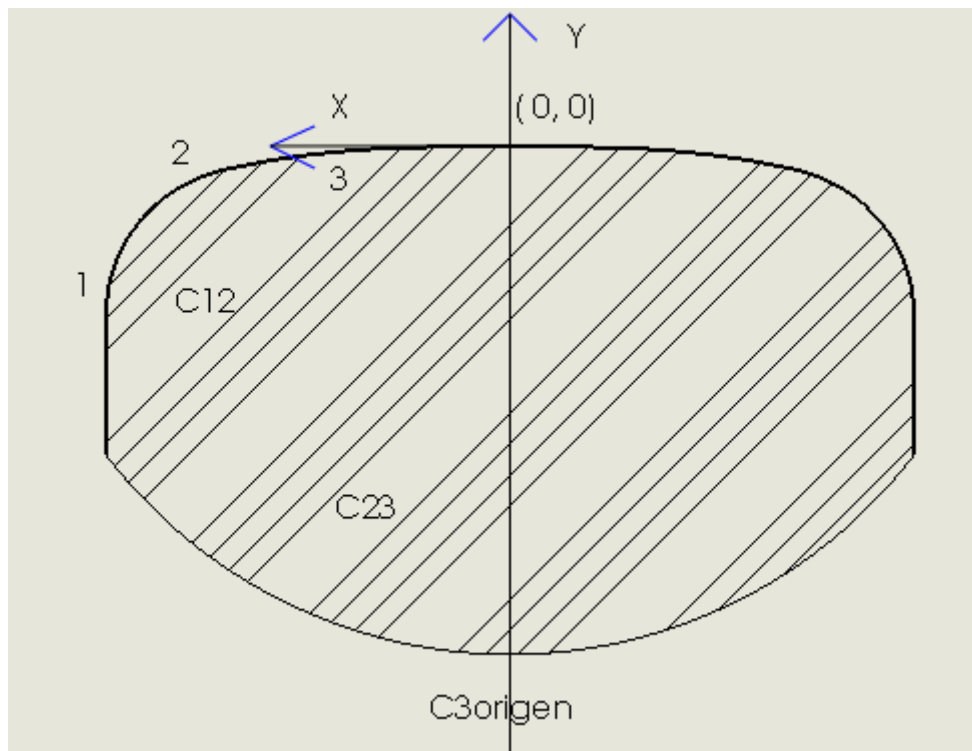


Figura 4.7: sistema auxiliar 2 para rueda vía



Coordenadas:

punto	x	y
1	11.6667	-4.7
2	8.2878	-0.6888
3	3.3374	-0.0559
origen	0	0
C12	7.3388	-4.917
C23	2.4458	-26.7077
C3origen	0	-100

Tabla 4.3: coordenadas rueda vía respecto sistema auxiliar 2

Después de analizar cada perfil por separado con sus respectivos sistemas de referencia auxiliares, se relacionan ambos con el sistema de referencia principal del conjunto formado por rueda y vía.

SISTEMA DE REFERENCIA PRINCIPAL (REF1)

Para relacionar las coordenadas de cada perfil y poder calcular el punto de contacto entre ambos, se utiliza un sistema de referencia común. Por este motivo habrá que cambiar el valor de cada punto en relación al nuevo sistema.

EL nuevo sistema de referencia tiene su origen en el plano de simetría del bogie para la coordenada x , y en el suelo, como se ha explicado anteriormente, para la coordenada y . Respecto al eje x , situamos la rueda y la vía a una distancia Dx y Lx del plano de simetría respectivamente. Estas distancias son conocidas, teniendo la opción de modificarlas para representar diferentes casos:

- Dx : distancia desde el plano de simetría hasta el plano de rodadura de la rueda.
- Lx : distancia desde el plano de simetría hasta el ancho de vía.

Siempre se mantendrá Lx fija, ya que el ancho de vía siempre es el mismo. El dato que se modificará será Dx , simulando el movimiento lateral de la rueda.

En el eje y , la vía está completamente definida, pero se tiene la incógnita de la altura de la rueda respecto al suelo, referida a su origen de coordenadas, la cual depende del punto de contacto. Esta altura la denotaremos como Dy .

El objetivo en el cálculo del punto geométrico de contacto será obtener tres incógnitas, las cuales son:

- x: coordenada eje x del punto de contacto
- y: coordenada eje y del punto de contacto
- Dy: distancia vertical de la rueda al suelo, referida a su origen de coordenadas

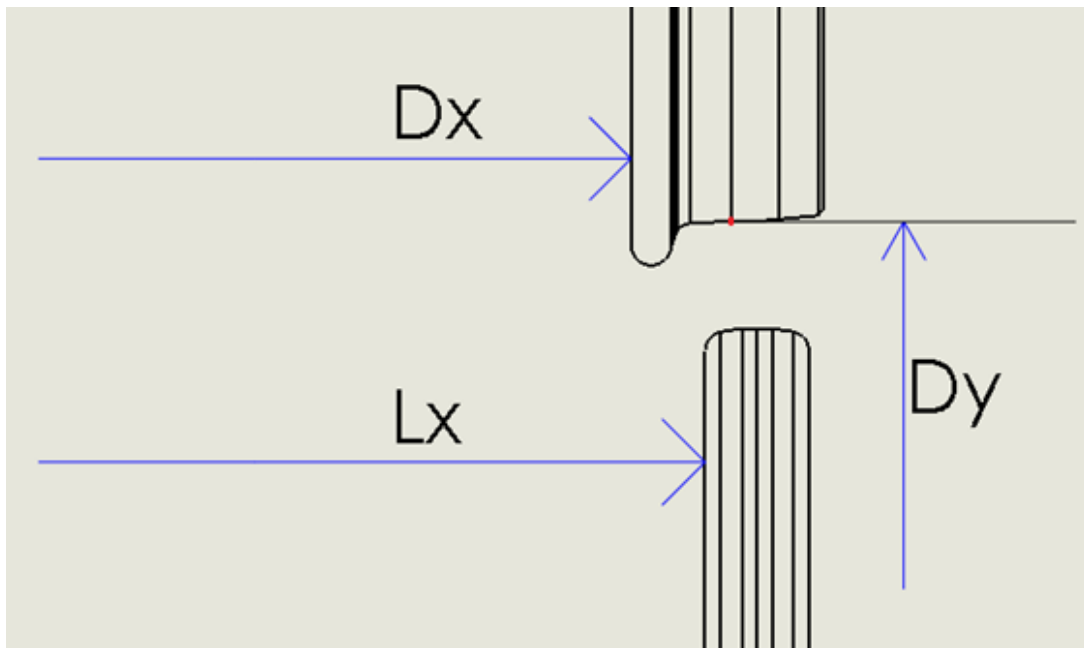


Figura 4.8: sistema de referencia principal

Cambio de coordenadas al nuevo sistema de referencia:

Rueda:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}_{REF1} = \begin{pmatrix} D_x \\ D_y \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 22.6667 - x_2 \\ -y_2 \end{pmatrix}_{REF2}$$

Se pueden obtener las coordenadas de cualquier punto procedente del sistema de referencia 2 en el sistema de referencia 1.

Vía:

$$\begin{pmatrix} x_1 \\ y_1 \end{pmatrix}_{REF1} = \begin{pmatrix} L_x \\ 53 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 11.6667 - x_3 \\ -y_3 \end{pmatrix}_{REF3}$$

Se pueden obtener las coordenadas de cualquier punto procedente del sistema de referencia 3 en el sistema de referencia 1.



El origen de coordenadas de la vía está a 53 mm del suelo; este valor se ha obtenido escalando el valor real de la vía 159 a 1:3, con lo cual el perfil de la vía está completamente definido.

Para definir cada tramo, se utiliza la ecuación matemática que le corresponda a su figura. Hay dos tipos de figuras, círculo y recta, sus ecuaciones son las siguientes:

- Círculo: $y = y_0 + \sqrt{-(x - x_0)^2 + r^2}$
- Recta: $y = y_0 + m \cdot (x - x_0)$

Cada tramo está definido entre dos valores de x .

El código escrito en Matlab, consiste en obtener los valores de x y Dy para los que las derivadas y las funciones de cada perfil son iguales respectivamente. Una vez calculados, se obtiene sustituyendo en cualquiera de las dos funciones (rueda o vía), el valor de y para el punto de contacto.

La función tiene Dy como incógnita en lugar de y , porque Dy es un punto fijo respecto al sistema de la rueda, que nos sirve para definir la figura, en cambio y es un punto variable respecto al sistema de la vía, con el que no podemos definir su figura. Por lo tanto, resulta más sencillo calcular Dy , y después sustituir en la función con el fin de obtener y para el punto de contacto.

Las funciones definidas son las siguientes:

- Función rueda bogie a escala (fresc).
- Función rueda vía a escala (fvsc).
- Función derivada rueda bogie a escala (fpresc).
- Función derivada rueda vía a escala (fvsc).
- Función resolver (resolveresc).
- Función gráfica (grafesc).
- Función gráfica derivadas (grafpsc).

El código correspondiente a cada función se muestra en el Anexo.

4.2.3. RESULTADOS EN FUNCIÓN DE Dx

Partiendo del punto nominal de contacto, se realizarán cálculos para posiciones comprendidas en un rango de 5 mm a la derecha e izquierda del valor inicial de Dx .

Primero se explicará cómo se obtienen los valores de Dx y Lx para el punto nominal de contacto.

$$Lx = 104.25 \text{ mm}$$



Este valor es fijo, ya que representa el valor del ancho de vía a escala 1:8

- $1668 / 2 = 834 \text{ mm}$
- $834 / 8 = 104.25 \text{ mm}$

Para respetar la diferencia entre el ancho de vía y el plano de rodadura, escalada 1:3, el valor de Dx será:

- Diferencia ancho vía – plano de rodadura = 50 mm
- $50 / 3 = 16.667 \text{ mm}$
- $Dx = 104.25 - 16.667 = 87.583 \text{ mm}$

Se introducen en Matlab los siguientes valores:

- $Lx = 104.25 \text{ mm}$
- $Dx = 87.583 \text{ mm}$

Se obtiene como resultado:

$$x = 113.2181 \text{ mm}$$

$$Dy = 52.9235 \text{ mm}$$

$$y = 52.9636 \text{ mm}$$



Imagen punto de contacto:

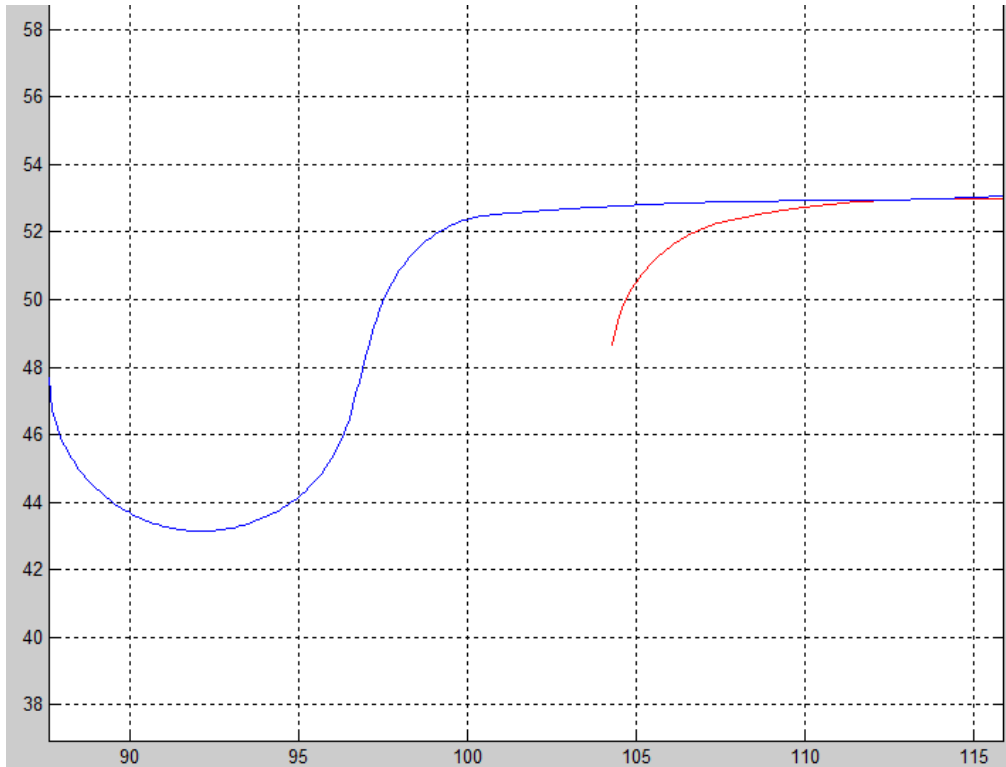


Figura 4.9: solución para $Dx = 87.583$

Zoom zona de contacto:

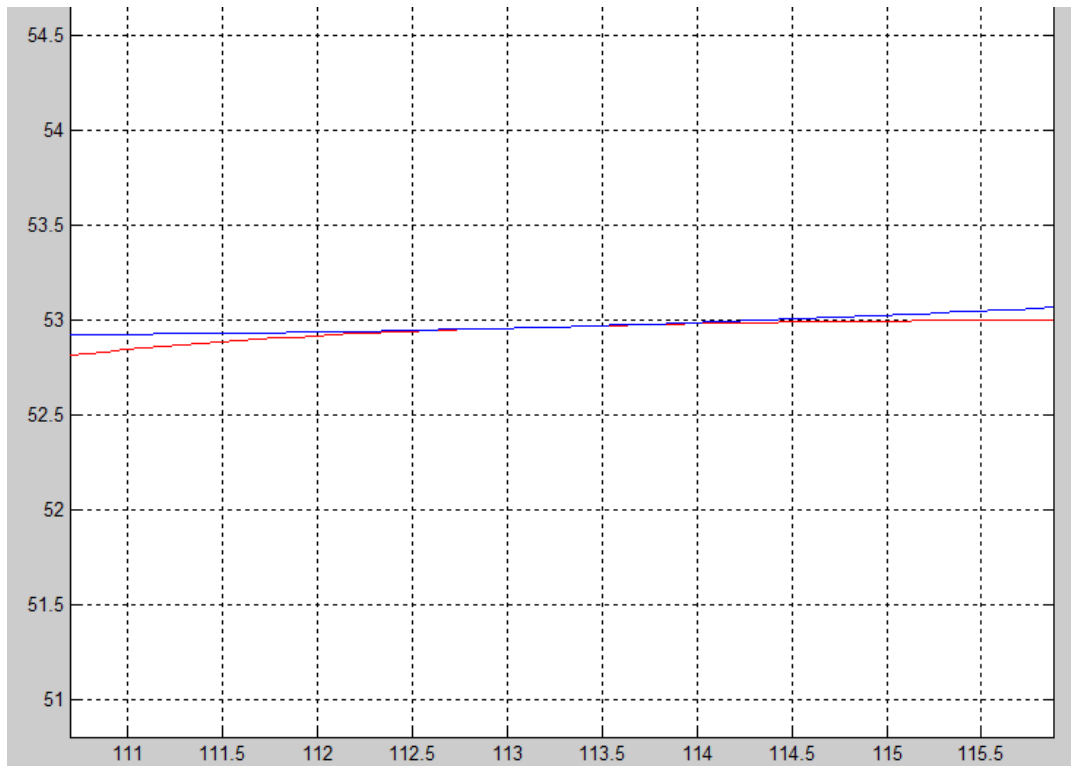


Figura 4.10: zoom solución para $Dx = 87.583$



Se realiza el mismo proceso para los distintos valores de Dx que se quieren comprobar, obteniendo la siguiente tabla de resultados.

Lx = 104.25 mm

Dx	x	y	Dy
87.583	113.2181	52.9636	52.9235
88.083	113.4562	52.9697	52.9364
88.583	113.6943	52.9753	52.9481
89.083	113.9324	52.9803	52.9587
89.583	114.1705	52.9848	52.9680
90.083	114.4086	52.9886	52.9761
90.583	114.6467	52.9919	52.9831
91.083	114.8848	52.9947	52.9888
91.583	115.1229	52.9968	52.9934
92.083	115.3610	52.9985	52.9968
92.583	115.5991	52.9995	52.9989
87.083	112.9800	52.9569	52.9094
86.583	112.7419	52.9496	52.8941
86.083	112.5497	52.9431	52.8774
85.583	112.4521	52.9395	52.8592
85.083	112.3546	52.9356	52.8392
84.583	112.2570	52.9314	52.8173
84.083	112.1594	52.9267	52.7936
83.583	112.0619	52.9217	52.7681
83.083	111.9643	52.9164	52.7407
82.583	111.8668	52.9107	52.7115

Tabla 4.4: soluciones punto de contacto



Con los datos de la tabla se representan las siguientes gráficas de la evolución de los valores de x , Dy e y , para los distintos valores de Dx .

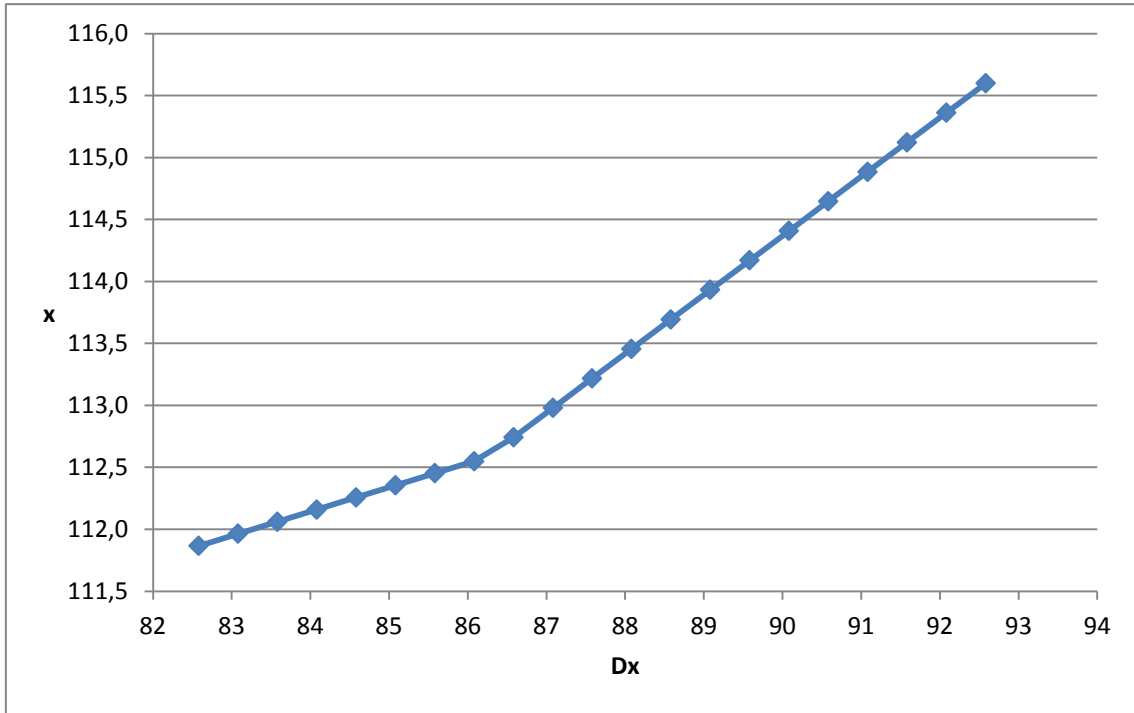


Figura 4.11: x frente a Dx

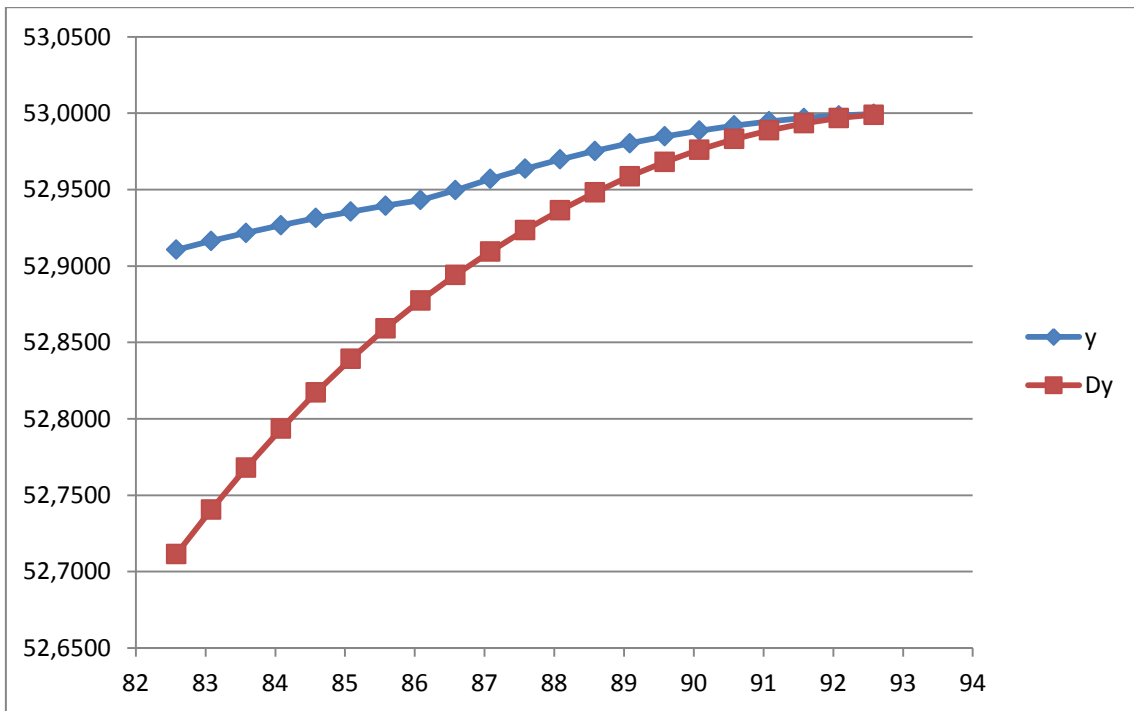


Figura 4.12: Dy e y frente a Dx

4.2.4. CONCLUSIONES

Analizando los datos anteriores, se observa en la figura 4.12 que el valor de la altura del origen del perfil de la rueda (D_y), es siempre menor que el valor de la altura para el punto de contacto (y), esto significa que el contacto se produce en todos los casos en el tramo convexo del perfil de la rueda, debido a que sus puntos tienen coordenadas y mayores que el punto de origen.

Al disminuir la diferencia entre plano de rodadura y ancho de vía, es decir, al aumentar D_x , el punto de contacto se mantiene muy próximo al punto de mayor altura del perfil de la vía, por el contrario, al disminuir D_x , el punto de contacto se aleja del punto de mayor altura, cambiando de tramo de curvatura (R110 a R26.67) en el perfil de la vía. Así, se puede concluir que no habrá problema al desplazar la rueda 5 mm a cada lado, al obtener en las simulaciones por Matlab puntos de contacto que se pueden reproducir.

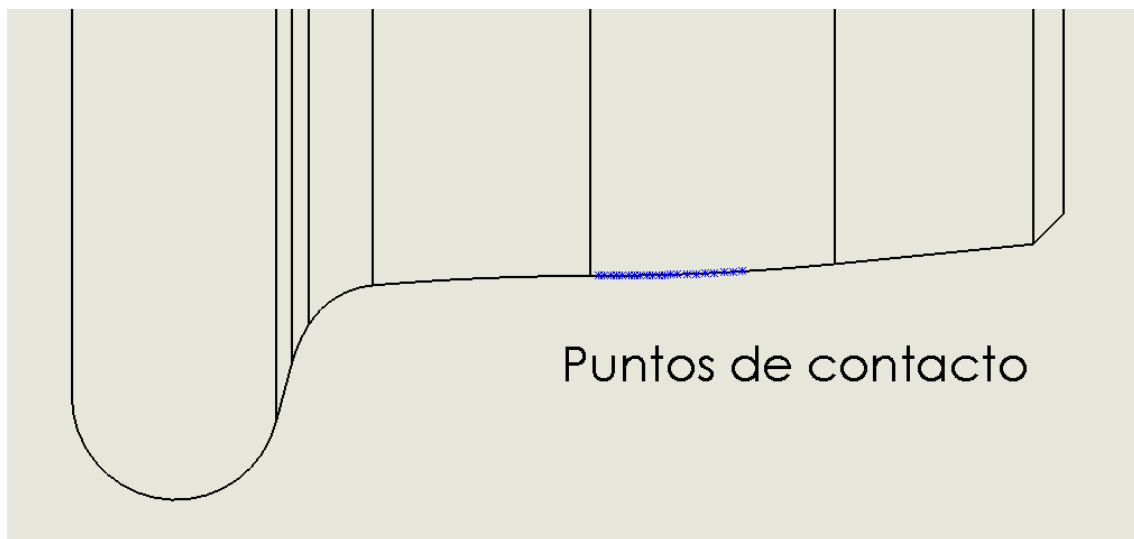


Figura 4.13: puntos de contacto perfil rueda

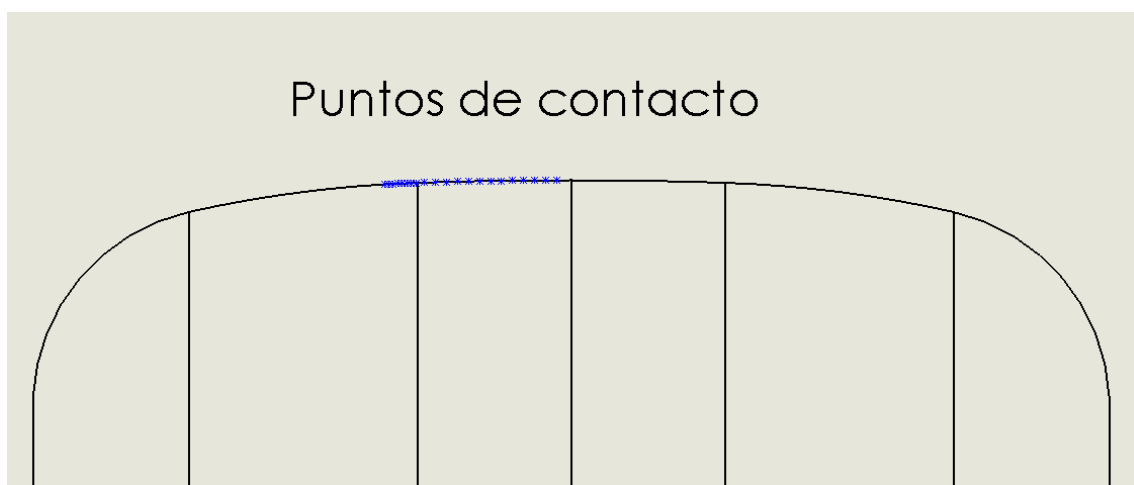


Figura 4.14: puntos de contacto perfil vía

5. MODELO DINÁMICO SIMPLIFICADO

5.1 MODELO RUEDA – VÍA

En el siguiente apartado, se analiza cómo se relaciona un modelo con otro, las inercias y momentos, al sustituir el raíl por una rueda que hace las funciones de vía, la cual llamaremos rueda vía para distinguirla de la rueda bogie.

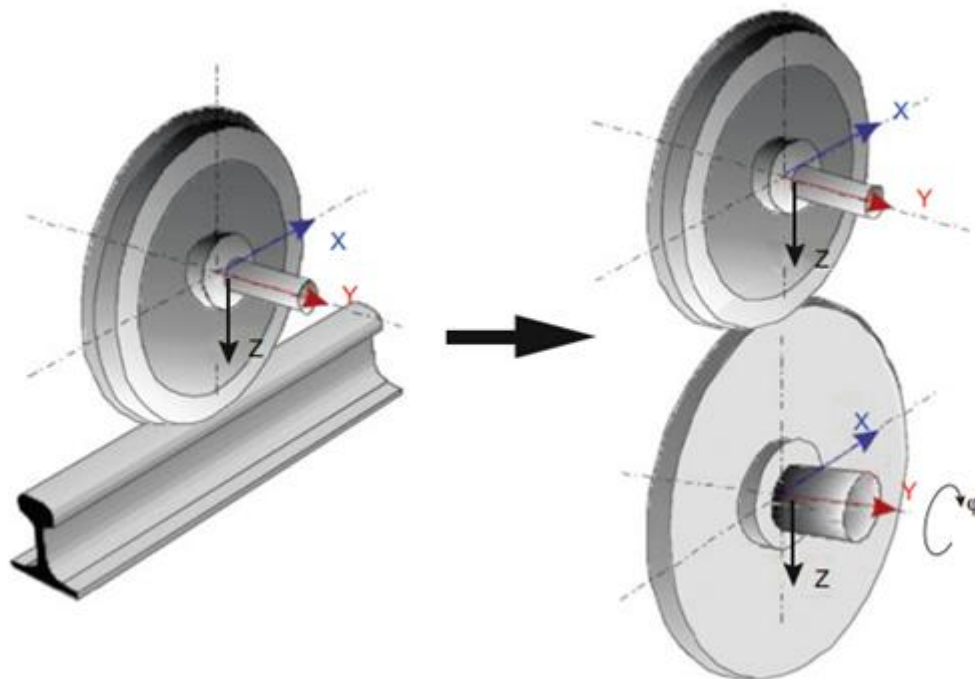


Figura 5.1: modelo rueda - vía

El funcionamiento del sistema rueda-vía será diferente al realizar el cambio anterior, debido a que en el caso real, la rueda bogie gira sobre el raíl que está inmóvil, en cambio, en el prototipo, la rueda vía está girando, provocando así el giro de la rueda bogie que está en contacto con ella. Este cambio conlleva un análisis dinámico con nuevos componentes.

El objetivo de este análisis es comparar el momento exterior a aplicar para mover el conjunto rueda-vía en el caso real y en el prototipo, y la inercia de la rueda – vía con la masa del modelo real. Para ello se calcula el momento exterior en cada caso por separado, relacionando después los resultados obtenidos.

5.1.1. MODELO REAL

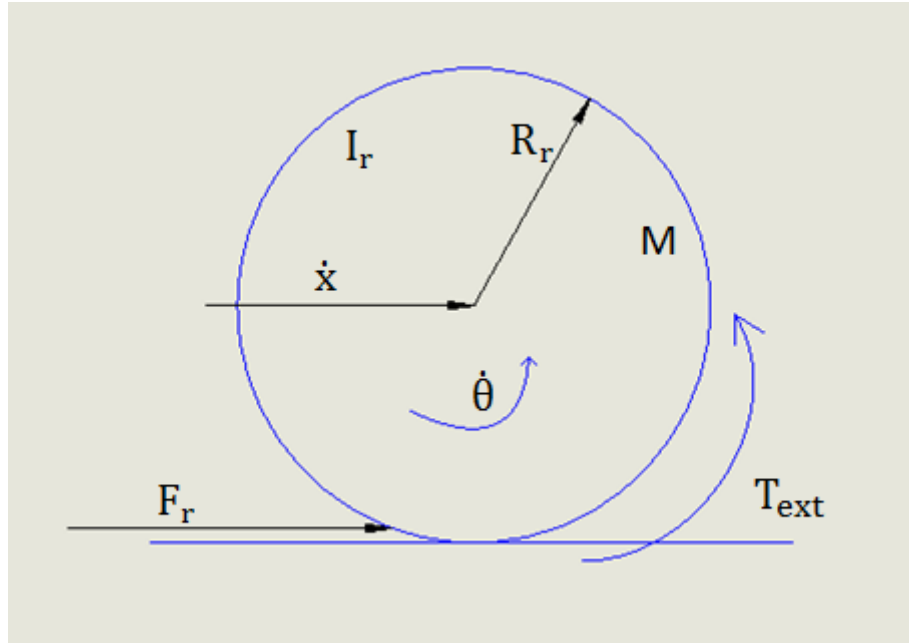


Figura 5.2: Modelo real rueda - vía

Donde:

- I_r : Momento inercia rueda
- F_r : Fuerza rueda – vía
- \dot{x} : velocidad lineal del centro de la rueda
- $\dot{\theta}$: velocidad angular rueda
- T_{ext} : Momento exterior sobre rueda
- R_r : radio rueda
- M : masa rueda

Análisis del sistema rueda – vía:

Para calcular el momento exterior a aplicar en este sistema, primero hacemos sumatorio de momentos exteriores. Los momentos de inercia se consideran siempre positivos, suponiendo el sentido de giro antihorario.

$$\sum M_{ext} = F_r \cdot R_r + T_{ext} = + I_r \cdot \ddot{\theta}$$



Para obtener la aceleración lineal, se utiliza la velocidad lineal, teniendo en cuenta que el sentido de giro de la velocidad angular es contrario al de la velocidad lineal. Así se calcula \dot{x} :

$$\dot{x} = -\dot{\theta} \cdot R_r$$

$$\ddot{x} = -\ddot{\theta} \cdot R_r$$

Una vez obtenida la aceleración lineal, se calcula la fuerza de rozamiento, realizando sumatorio de fuerzas en el eje x:

$$\sum F_x = M \cdot \ddot{x}$$

$$F_r = M \cdot \ddot{x}$$

Se sustituye F_r en la ecuación de los momentos y se obtiene:

$$M \cdot R_r \cdot \ddot{x} + T_{\text{ext}} = -M \cdot R_r^2 \cdot \ddot{\theta} + T_{\text{ext}} = +I_r \cdot \ddot{\theta}$$

Se despeja T_{ext} :

$$(M \cdot R_r^2 + I_r) \cdot \ddot{\theta} = -T_{\text{ext}} \quad (1)$$

5.1.2. MODELO PROTOTIPO

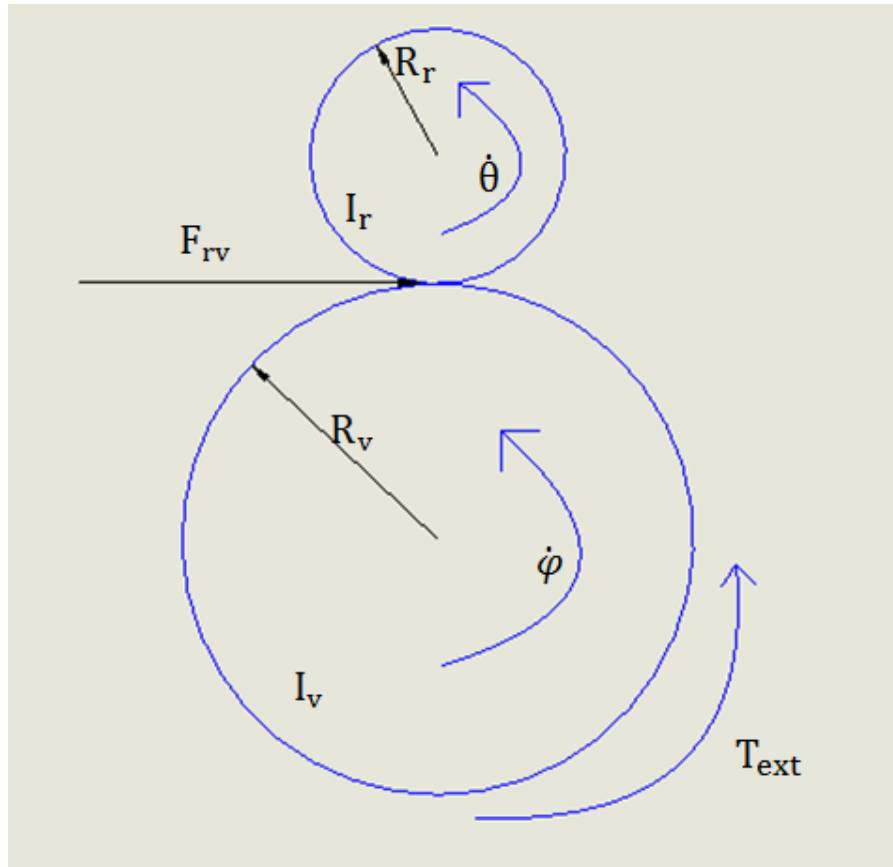


Figura 5.3: Modelo prototipo rueda - vía

Donde:

- T_{ext} : Momento exterior sobre rueda vía
- I_v : Momento inercia vía
- $\dot{\phi}$: velocidad angular rueda vía
- R_v : radio rueda vía
- F_{rv} : fuerza rueda – vía
- I_r : momento inercia rueda bogie
- $\dot{\theta}$: velocidad angular rueda bogie
- R_r : radio rueda bogie

Análisis del sistema rueda vía – rueda bogie:



En este sistema el momento exterior a calcular se aplica sobre la rueda vía, para poder relacionarlo con el obtenido en el sistema anterior.

Se realiza sumatorio de momentos exteriores para cada rueda por separado.

En este caso hay dos velocidades angulares, una para cada rueda, con sentido de giro antihorario para que los momentos de inercia se consideren positivos.

Rueda bogie:

$$\sum M_{\text{ext}} = F_{rv} \cdot R_r = + I_r \cdot \ddot{\theta}$$

De la ecuación anterior, se despeja F_{rv} , para sustituirlo en la ecuación rueda vía:

$$F_{rv} = \frac{+ I_r \cdot \ddot{\theta}}{R_r}$$

Antes de aplicar el sumatorio de momentos exteriores a la rueda vía, se explica la relación entre las aceleraciones angulares, que junto con F_{rv} , serán utilizadas en el cálculo de T_{ext} :

Existe una relación de giro entre las ruedas, similar a un tren de engranajes. Las ruedas que producen movimiento sobre otras, giran en sentido contrario a éstas. Por ello, se obtiene la siguiente relación cinemática:

$$\ddot{\phi} \cdot R_v = - \ddot{\theta} \cdot R_r \quad \rightarrow \quad \ddot{\phi} = \frac{- \ddot{\theta} \cdot R_r}{R_v}$$

Rueda vía:

$$\sum M_{\text{ext}} = F_{rv} \cdot R_v + T_{\text{ext}} = + I_v \cdot \ddot{\phi}$$

Se sustituye $\ddot{\phi}$ y F_{rv} :

$$T_{\text{ext}} + \frac{+ I_r \cdot \ddot{\theta}}{R_r} \cdot R_v = - I_v \cdot \frac{\ddot{\theta} \cdot R_r}{R_v}$$



Se despeja T_{ext} :

$$(I_r + I_v) \cdot \frac{R_r}{R_v} \cdot \ddot{\theta} = -T_{\text{ext}} \quad \rightarrow \quad (I_r + I_v) \cdot \ddot{\phi} = -T_{\text{ext}}$$
$$(I_r + I_v) \cdot \ddot{\theta} = -T_{\text{ext}}' \cdot \frac{R_r}{R_v} \quad (2)$$

5.1.3. EQUIVALENCIAS ENTRE MODELOS EN MASA Y PAR EXTERNO

Realizado cada sistema por separado, se analizan los resultados obtenidos de forma conjunta.

Para que los modelos real y del prototipo sean equivalentes, se tiene que cumplir que:

- $I_v = M_r \cdot R_r^2$, el momento de inercia de la vía tiene que ser igual a la masa de la rueda por su radio al cuadrado.
- $T_{\text{ext}} = \frac{R_r}{R_v} \cdot T_{\text{ext}}'$, esto significa que el par a aplicar sobre el sistema depende de la relación entre radios. Si la relación entre radios es distinta a 1, habrá que compensarlo con el momento producido sobre el prototipo en relación al momento producido en el caso real.

5.2 CÁLCULO DEL GIRO DEL BASTIDOR RESPECTO AL EJE LONGITUDINAL

El proceso de diseño del prototipo se determina en función de las coordenadas y velocidades que se van a medir. Por ello es importante saber si es necesario medir el giro del bastidor con respecto del eje longitudinal.

En este apartado se analizará este giro acoplado con el desplazamiento lateral del bogie. Para la determinación de este ángulo se utiliza el centro instantáneo de rotación porque el cálculo es en un plano (2D), si fuese en 3D se utilizaría el eje instantáneo de rotación.

Como valores iniciales se utilizan los referentes al punto de contacto nominal.

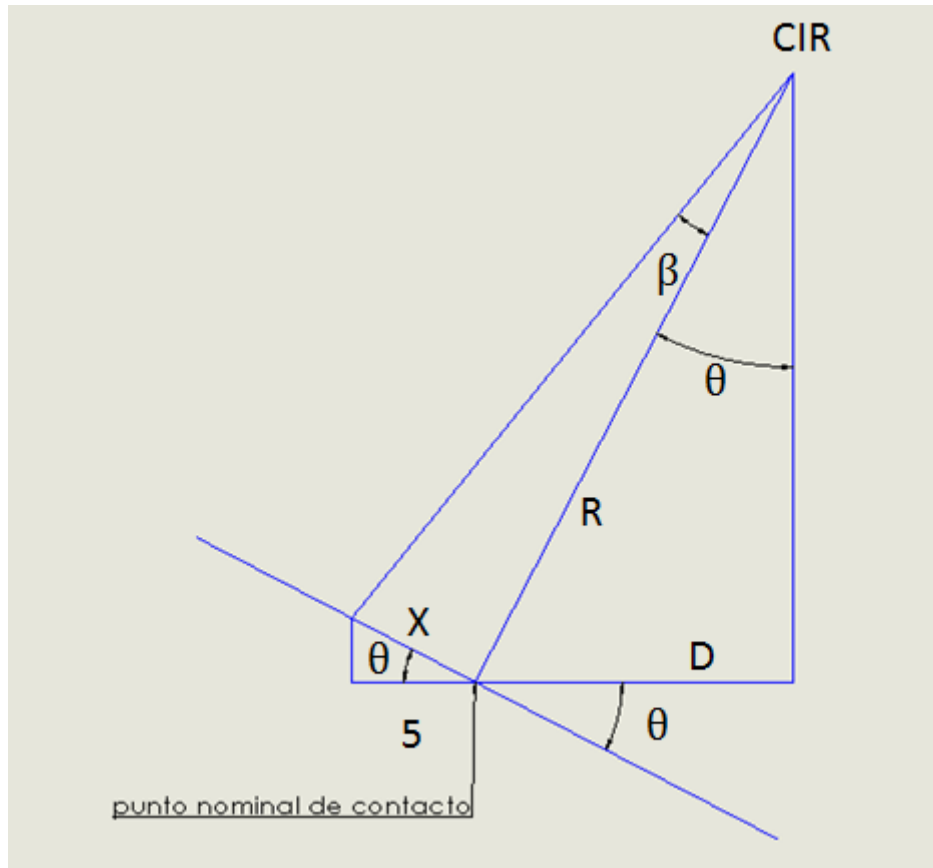


Figura 5.4: modelo ángulo de giro bastidor respecto eje longitudinal

En la figura 5.4 se representa el esquema del ángulo formado por el desplazamiento lateral del bogie sobre la tangente al punto de contacto.

Donde:

- θ : ángulo que forma la perpendicular a la tangente con el eje de simetría
- R: distancia del punto de contacto al centro instantáneo de rotación
- D: distancia punto de contacto – eje de simetría
- 5: desplazamiento lateral
- X: desplazamiento lateral sobre la tangente
- β : ángulo de giro del bastidor con respecto al CIR sobre la tangente al contacto

Se toma como referencia el valor D calculado con el programa Matlab para señalar el punto de contacto, con este valor se obtiene gráficamente por ordenador los valores R y θ . Después, se traza la tangente a la curva del perfil de la vía que pasa por el punto de contacto, sobre la cual se calcula la distancia correspondiente (X) a un desplazamiento lateral del bogie en el eje x de 5mm. Dicho desplazamiento es el máximo que puede sufrir la rueda bogie en el prototipo. Obtenida X, se calcula el ángulo de giro respecto al centro instantáneo de rotación correspondiente al radio de curvatura R.

$$D = R \cdot \sin(\theta)$$



$$R = \frac{D}{\sin(\theta)} = \frac{113.2181}{\sin(0.8526)} = 7608.6778 \text{ mm}$$

$$5 = X \cdot \cos(\theta)$$

$$X = \frac{5}{\cos(0.8526)} = 5.0005536 \text{ mm}$$

$$X = \beta \cdot R$$

$$\text{Tg}(\beta) = \frac{X}{R} = \frac{5.0005536}{7608.6778} = 6.57217 \cdot 10^{-4}$$

$$\beta = 0.03765^\circ$$

El ángulo de giro obtenido es 0.03765 grados.

Con este resultado se demuestra que el bastidor del bogie gira de forma despreciable respecto al eje instantáneo de rotación (eje x) de acuerdo al análisis previo realizado sobre el prototipo, en el cual solo gira respecto al eje z.



6. DISEÑO

6.1 DESARROLLO PROTOTIPO

La evolución del prototipo del banco de ensayos, requiere previamente analizar algún sistema similar que ya se haya realizado. En este caso, se toma como referencia el prototipo construido en la universidad de Louvain del bogie entero, al contrario que en la universidad politécnica de Torino que solo construyen medio bogie.

Este diseño consta de una bancada dividida en dos partes: la parte inferior, en la cual está colocado el motor con el cuadro de mandos, y la parte superior que contiene el conjunto del bogie. El análisis se centra en la parte referente al bogie.

El conjunto del bogie está formado por tres partes principales:

1. Eje de la vía y ruedas
2. Eje del bogie y ruedas
3. Bastidor con forma de H (en el modelo de Bruselas)

Tiene dos puntos de unión a la bancada, dividiendo al bogie en dos partes, las cuales se juntan en el contacto rueda vía – rueda bogie. El eje de la vía fija su posición en el conjunto, por medio de unos rodamientos sujetos al perfil de la bancada, que soportan el peso de los ejes rueda vía y el peso correspondiente al conjunto superior del bogie al apoyarse unas ruedas sobre otras. El bastidor está unido a la bancada por medio de una traviesa colocada en dirección transversal en la parte superior de la bancada, sobre la cual se suspende el conjunto eje rueda bogie y bastidor.

El funcionamiento consiste en el movimiento de las ruedas de la vía utilizando un motor, transmitiendo ese movimiento a las ruedas bogie, consiguiendo simular el movimiento de un tren. Tiene el desplazamiento longitudinal restringido por la bancada, pero se puede desplazar transversalmente, al tener la traviesa una ranura que permite ese movimiento.

Tras haber realizado el análisis anterior, se inicia el proceso de desarrollo de nuestro prototipo.

6.1.1. ETAPA 1: DIMENSIONADO DEL PROTOTIPO DE REFERENCIA

En esta primera etapa del proceso de diseño, se sigue el diseño del prototipo de la Universidad de Louvain ajustándolo a nuestras medidas.

Primero se analiza la parte inferior donde irá sujeto el motor que transmite el movimiento a las ruedas a través de poleas. Con el objetivo de ajustar la tensión de la correa el sistema que se va a diseñar tiene que permitir el desplazamiento vertical del motor, para ello el diseño más adecuado consiste en una chapa unida al motor en posición vertical sujeta a la bancada mediante dos pletinas dobladas.

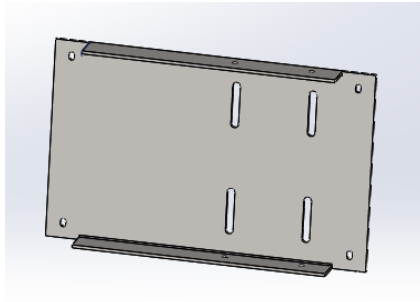


Figura 6.1: chapa soporte del motor

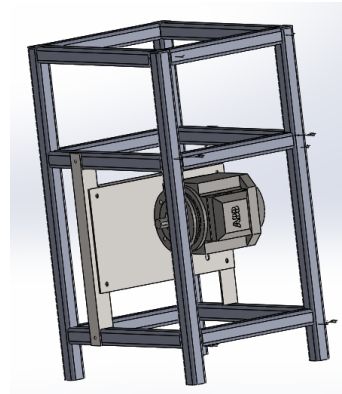


Figura 6.2 unión motor - bancada

Para desplazar el motor verticalmente, la chapa tiene unos carriles en los puntos de unión al motor, que le permiten ajustar la altura. La chapa consta de unos salientes cuya función consiste en dar rigidez al conjunto para soportar el peso del motor.

Las pletinas que unen la chapa a la bancada, aportan rigidez al mecanismo en la dirección perpendicular al plano al estar dobladas.

Con respecto a la parte superior donde está contenido el bogie, se comienza el diseño por los ejes de la vía sujetos a la bancada por rodamientos, estos ejes están compuestos por las ruedas de la vía y las poleas, con la intención de diferenciar cada parte se divide el eje en tres secciones de distinto diámetro.

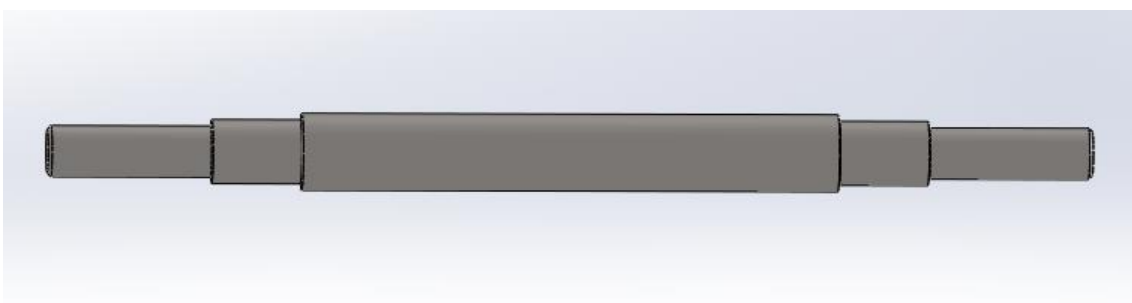


Figura 6.3: secciones eje vía

Sobre este eje se coloca el eje de las ruedas del bogie, para que las ruedas reproduzcan el contacto rueda – vía, este eje está unido al bastidor por medio del conjunto rodamiento – silentblock. Los rodamientos están colocados en la parte interior de las ruedas limitando con ello las dimensiones del bastidor para que no entre en contacto con las ruedas bogie.

El bastidor tiene forma de H por semejanza a la realidad, su movimiento está limitado por una traviesa a la que está unido mediante un bulón, que solo le permite moverse transversalmente por medio de una ranura, y además se encarga de hacer de tope con la traviesa para soportar el peso de esa parte.

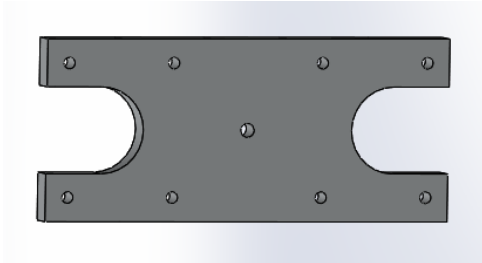


Figura 6.4: bastidor H

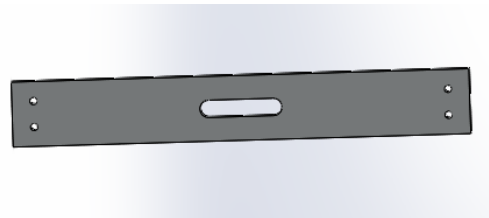


Figura 6.5 traviesa con ranura

6.1.2. ETAPA 2: DISTRIBUCIÓN DE LOS SENSORES

Realizado el diseño inicial, se empieza a modificar en función de las magnitudes que nos interesa medir.

En principio el conjunto de las ruedas y el motor se mantiene, centrandó el estudio en los movimientos del bastidor y como medirlos.

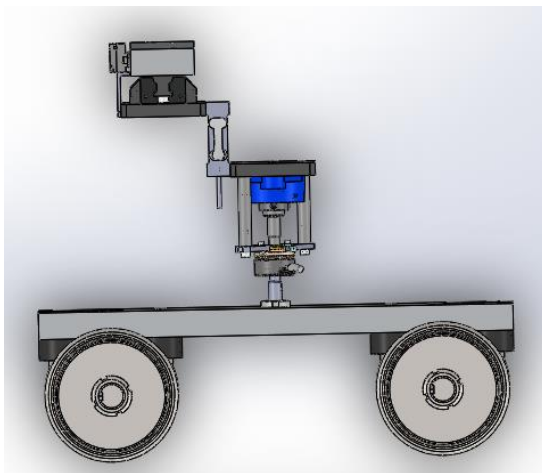


Figura 6.6: vista 1 diseño etapa 2

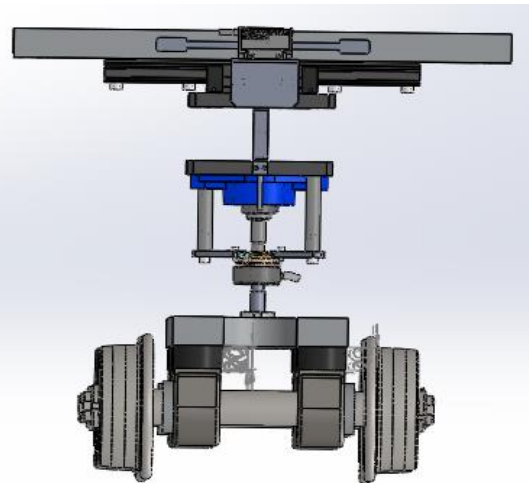


Figura 6.7: vista 2 diseño etapa 2

Primero se decide los valores que queremos medir y que tipo de sensor se va a utilizar para ello, y después se analiza como colocar dichos sensores en el prototipo de una manera eficiente.

Los valores que se deciden medir son:

1. Fuerza en dirección longitudinal del bogie
2. Ángulo de guiñada del bogie
3. Desplazamiento transversal del bogie

Para introducir los diferentes sensores, se modifica el diseño en su parte superior, es decir, la zona de unión entre el bastidor y la traviesa, en la cual se colocarán todos los elementos estructurales necesarios.

El nuevo diseño realizado consta de un conjunto patín – guía unido a la traviesa que permite el desplazamiento lateral del bogie, para poder medirlo se sujeta el encoder lineal al lateral de la traviesa como parte fija para colocar el fleje de medición o pegatina. La cabeza lectora que es la parte móvil tiene que desplazarse a la vez que el patín, para ello se une la pletina sujeta al patín con una pletina en forma de L sujeta a la cabeza lectora como se puede ver en la imagen 7.8. La forma en L de la pletina se debe a la posición de los tornillos de unión en la cabeza lectora. Para regular la altura de la pletina L con respecto a la cabeza lectora, se realizan en la pletina unos agujeros rasgados que permiten la variación de altura al unirla con los agujeros roscados fijos de la pletina patín.

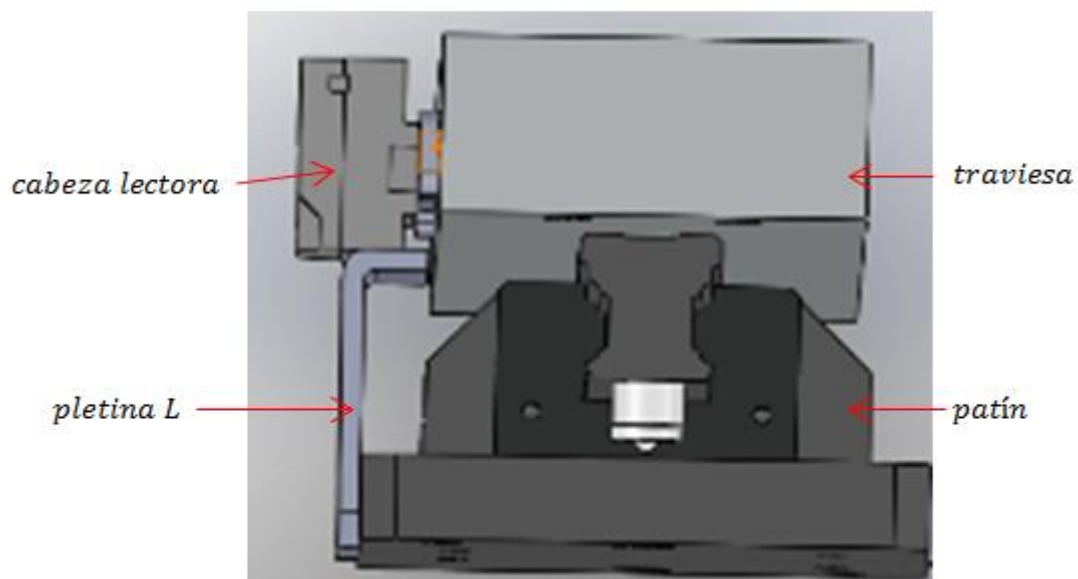


Figura 6.8: unión pletina L a cabeza lectora

Para medir la fuerza longitudinal se coloca una célula de carga de flexión que está unida al conjunto por dos pletinas, una a cada lado y a diferentes alturas debido a la posición de los agujeros de unión de la célula de carga, esto conlleva el desplazamiento respecto al eje central de la estructura de la traviesa y los elementos unidos a ella. Por último, se coloca el encoder rotativo en dos fases, parte fija y parte móvil. Para medir el ángulo de guiñada se une al



bastidor por medio de un eje solidario a él que transmite el giro del bogie al encoder que tiene su parte fija unida a la pletina de la célula de carga por medio de un sistema que consta de un bulón y una pletina.

El eje es solidario al bastidor por la unión roscada de un tornillo allen. Se realiza un agujero pasante en el bastidor para poder insertar el tornillo que se une al eje mediante el agujero roscado que tiene en la base, logrando así transmitir el movimiento de forma solidaria.

Se utiliza un rodamiento unido a la pletina de la célula de carga con la función de absorber la mayor parte de la carga que cae sobre el encoder utilizando un eje como unión.

Este nuevo diseño de la parte superior del bogie conlleva el ajuste de las dimensiones de la bancada al variar la altura. Esto es muy importante porque la parte inferior de la traviesa debe coincidir con la parte superior de la bancada, sirviendo como apoyo para soportar el peso de la parte superior que se apoya sobre las rueda vía.

6.1.3. ETAPA 3: MODIFICACIÓN DE LA POSICIÓN DE LOS RODAMIENTOS DEL BOGIE

En esta etapa se produce un cambio bastante importante dentro del esquema de diseño del prototipo y que afecta a diferentes elementos.

Respecto del diseño inicial de la Universidad de Louvain, en el cual los rodamientos pertenecientes al bogie están situados en la zona interior del eje, se decide modificar la posición de los rodamientos tomando como referencia el diseño de un tren real, donde se colocan en la parte exterior del eje. Este cambio afecta a diferentes elementos del prototipo que también son modificados.

El eje del bogie tiene que aumentar el diámetro de sus diferentes secciones porque se dispone de unos rodamientos con un diámetro determinado a partir del cual se habían diseñado las diferentes secciones del eje. En un principio los rodamientos estaban colocados en la zona interior, cuyo diámetro correspondiente al de los rodamientos era el mayor. Al trasladar los rodamientos al exterior del eje, los diámetros de cada sección se modifican de acuerdo a la relación de diámetros establecida en el diseño anterior del eje para los nuevos valores, que también influye en el diámetro del agujero de la rueda bogie a través del cual se une el eje a la rueda.

Otro elemento modificado es el bastidor que va unido a los rodamientos, por ello se tienen que ajustar sus dimensiones a la nueva posición de los rodamientos. El problema que surge es que ahora las ruedas entran en contacto con el bastidor porque la distancia respecto del eje es menor que el radio de la rueda. Como solución se decide colocar un silentblock de mayor altura entre el rodamiento y el bastidor consiguiendo así que la altura respecto del eje sea mayor que el radio de la rueda.

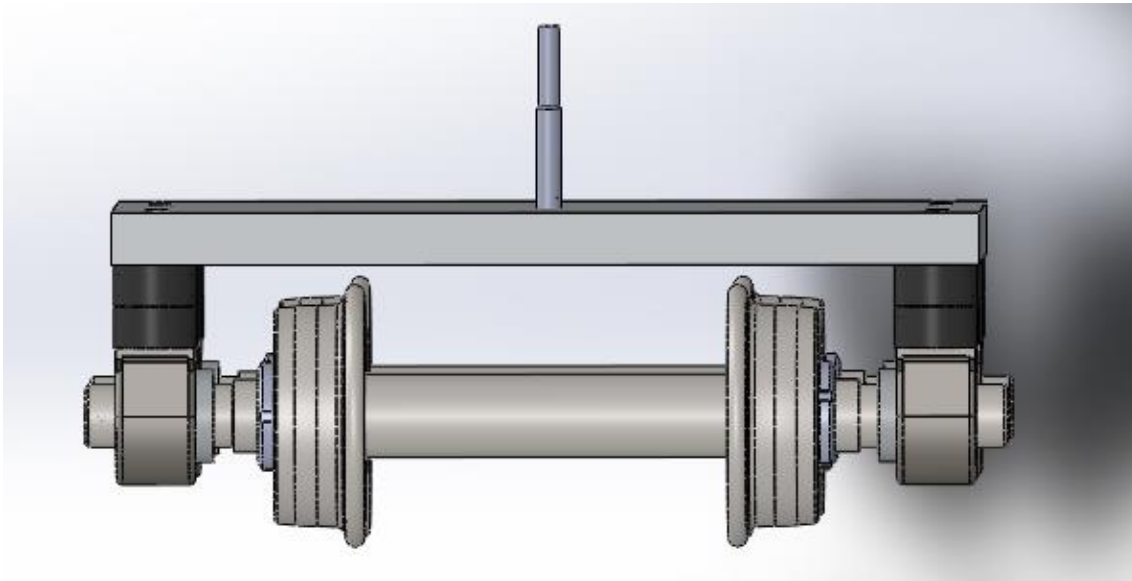


Figura 6.9: nueva posición rodamientos bogie

Se puede observar en la imagen que la forma del bastidor se ha modificado en un rectángulo. La razón es que en proyectos futuros con el prototipo, se pueda utilizar la superficie del bastidor para representar imágenes, lo cual no se podía hacer con la pieza en forma de H.

6.1.4. ETAPA 4: SISTEMA DE UNIÓN ENCODER ROTATIVO - EJE

Al disponer de varias unidades de encoder rotativo, se decide medir la velocidad de giro de los ejes adecuando el diseño del prototipo para ello. El principal problema que surge es cómo unir el encoder al eje al tener diferentes diámetros. La solución que se considera más adecuada, teniendo en cuenta que el diámetro del eje es mayor que el agujero del encoder, es unir ambos elementos mediante un bulón solidario al eje, cuyo diámetro es igual al agujero del encoder ajustándose a este para poder medir el giro. La unión eje – bulón se realiza por medio de un agujero en el extremo del eje y un prisionero para sujetar el bulón, ajustándolo a la profundidad del eje que sea más adecuada.

Solucionado el problema de la parte móvil del encoder, se estudia como unir la parte fija a la bancada. Una forma es colocar una pletina doblada sujeta en la posición de los rodamientos. En la parte horizontal tiene los agujeros iguales al rodamiento para estar unida a la bancada y en la parte vertical se realizan los agujeros para la sujeción del encoder.

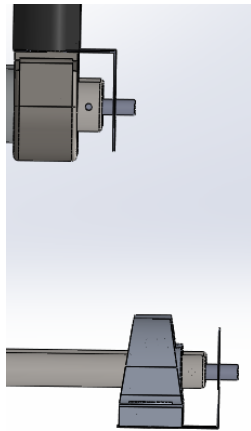


Figura 6.10: vista 1 diseño etapa 4

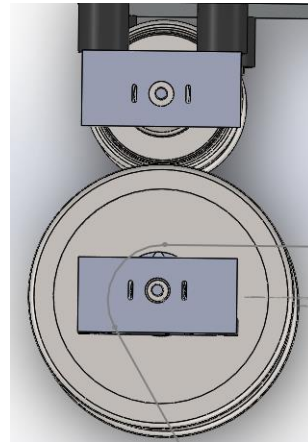


Figura 6.11: vista 2 diseño etapa 4

6.1.5 ETAPA 5: MONTAJE ENCODER ROTATIVO Y CÉLULAS DE CARGA

En principio se había colocado una célula de carga para medir la fuerza longitudinal, pero tras realizar un análisis del conjunto, se decide que la mejor opción es colocar dos células de carga en el mismo plano porque se consigue evitar la posible rotación de la célula de carga. Otra variación que se aplica al prototipo es suprimir el rodamiento que está unido a la pletina encoder (figura 7.7). Estas dos modificaciones principales se tienen que acoplar al diseño del conjunto de la forma más efectiva.

El nuevo diseño de la parte superior se divide en dos fases.

En la primera fase se analiza el encoder que mide el ángulo de guiñada del bogie, éste sigue unido al bastidor mediante un eje solidario, pero ahora está unido a la pletina inferior de la célula de carga. Dentro de la pletina se coloca con ajuste un rodamiento de agujas por el cual pasa el eje antes de llegar al encoder.

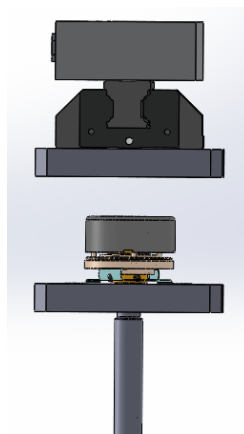


Figura 6.12: nueva posición encoder rotativo



De esta manera se evita que el encoder tenga que soportar tensiones debidas al peso del conjunto, y la pletina le sirve como elemento de unión fijo para poder medir el giro del bogie. También mencionar que se utiliza el espacio entre chapas que sujetan la célula de carga para colocar el encoder, realizando una buena distribución del espacio.

En la segunda fase se sitúan las dos células de carga, una a cada lado de las pletinas y en la posición central respecto al eje de simetría transversal del prototipo. El problema que surge es la situación de los agujeros para unir las células de carga a las pletinas. Para poder realizar la unión entre ambas se introducen unas pletinas pequeñas que sirven de nexo. El nuevo conjunto formado por las pletinas y células de carga desplazan el conjunto superior del eje de simetría longitudinal. Al desplazarlo se toma como referencia la posición del encoder rotativo en la pletina inferior, porque tiene que estar en el centro al estar unido al eje de unión con el bastidor. Las dos pletinas correspondientes a la unión célula de carga pletina inferior, tienen los agujeros rasgados para tener un pequeño margen al ajustar la posición de las células de carga.

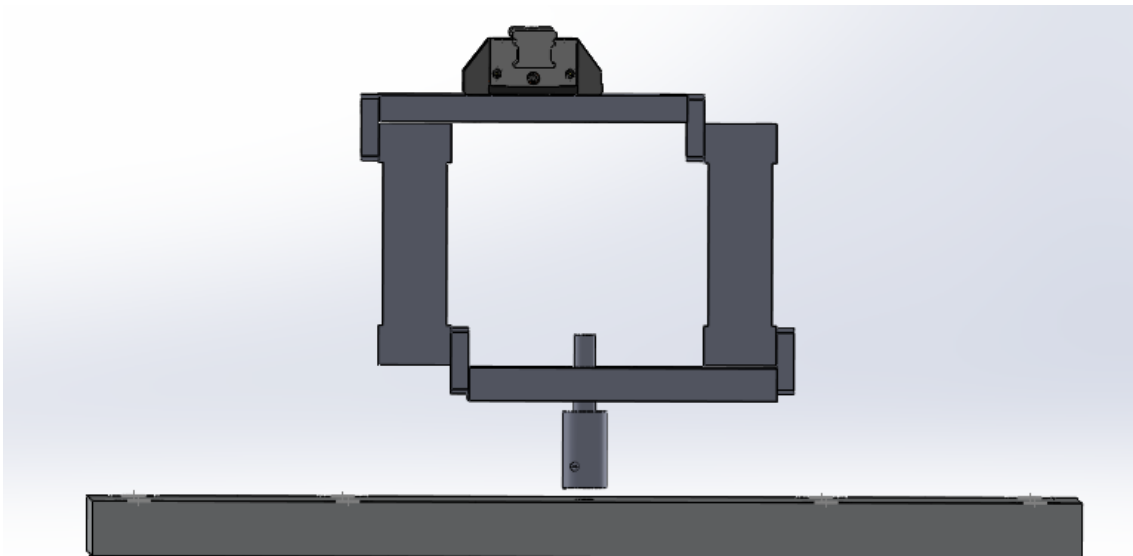


Figura 6.13: conjunto formado por células de carga y pletinas

En la anterior imagen se puede observar el cambio realizado en la unión encoder – bastidor, se decide cambiar el sistema debido al análisis de montaje realizado, en el cual se prefiere tener una distancia de margen para ajustar la unión del prototipo, teniendo en cuenta los posibles problemas de ajuste en el montaje. La idea es sustituir el agujero roscado en el eje por un agujero sin roscar con prisionero para poder variar la altura; como unión entre bastidor y eje se utiliza una clavija con ajuste al bastidor sobre la cual se desplazará verticalmente el eje y se ajustará a la altura deseada con el prisionero.

6.1.6. ETAPA 6: SECCIONAR CHAPA SOPORTE DEL MOTOR

Durante la simulación de la correa para calcular su longitud, se aprecia un inconveniente en el modelo 3D, la correa atraviesa parte de la chapa soporte del motor, lo cual no es posible, imposibilitando la unión entre poleas y con ello el funcionamiento del prototipo, al no poder transmitir el movimiento del motor. Analizando diferentes soluciones, se opta por realizar un corte de la longitud necesaria en la chapa, que permita la unión entre poleas en cualquiera de las posiciones que se encuentre el motor, al poder ser desplazado verticalmente.

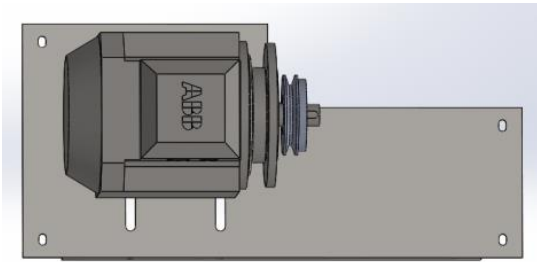


Figura 6.14: sección chapa soporte del motor

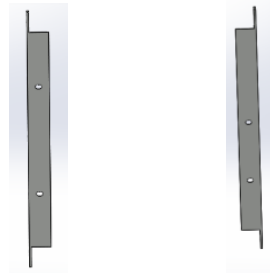


Figura 6.15: posición agujeros perfiles laterales

Este cambio repercute en el diseño de los perfiles laterales que unen la chapa a la bancada, modificando en el perfil correspondiente al lado donde se ha realizado la sección, la posición de los agujeros de unión, ya que antes eran los dos perfiles simétricos

Otra modificación realizada en la chapa soporte del motor es la eliminación de la aleta superior, debido a que se considera que con la aleta inferior se aporta la rigidez suficiente, y los agujeros para introducir varillas que contrarresten el peso del motor solo tienen utilidad en la parte inferior. También tiene su justificación en el tema constructivo debido a que al doblar la chapa en la máquina por los dos lados, se pueden ocasionar problemas, al ser una chapa de pequeñas dimensiones la parte ya doblada puede molestar al doblar la otra parte.

6.1.7 ETAPA 7: DISEÑO DE PIEZAS PARA POSICIONAR ENCODER LINEAL

Inicialmente se había supuesto una posición para el encoder lineal que pudiera ser válida para medir el desplazamiento transversal de forma adecuada. Después de adquirir el modelo de encoder lineal que por sus características técnicas más se adecúa al prototipo, se tiene que ajustar el diseño del prototipo para sus dimensiones y correcta colocación.

Las principales características a tener en cuenta para el diseño son:

- Pegatina en dirección paralela con la guía
- Situación agujeros para unión de cabeza lectora
- Unión cabeza lectora a parte fija del conjunto
- Ajuste posición cabeza lectora

Se diseñan una serie de piezas cuya función será cumplir las premisas anteriores. La primera pieza es una placa de aluminio donde se coloca la pegatina o fleje, se posiciona de forma paralela respecto a la guía y se sujeta a la traviesa. Debido a esto, se tienen que aumentar las dimensiones de la traviesa.

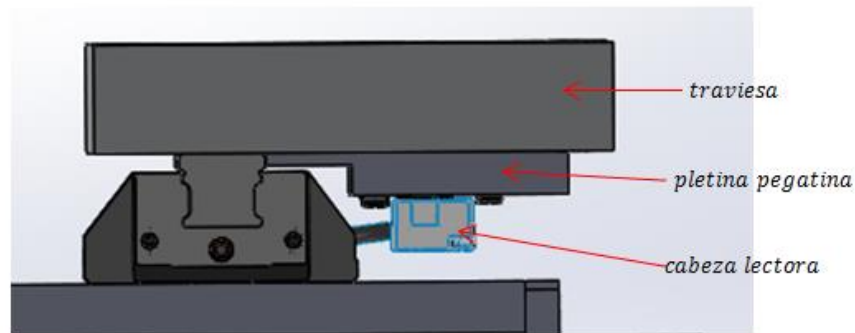


Figura 6.16: diseño etapa 7 encoder lineal

La segunda pieza tiene la función de unir la cabeza lectora del encoder a la pletina sobre la que está el patín, la cual realizará la función de elemento fijo al desplazarse el encoder. En el diseño de esta pieza se tiene en cuenta la posición en la parte inferior de la cabeza de los agujeros, y que una de sus caras tiene que ser paralela a la superficie de la pletina donde va unida para ajustar la cabeza correctamente. Dentro del apartado de ajuste de la posición, se realizan unos agujeros rasgados en la nueva pieza en la zona de unión con la pletina para tener la posibilidad de ajustar a la distancia correcta la posición de la cabeza lectora respecto de la pegatina.

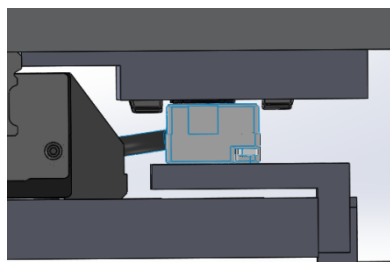


Figura 6.17: posición cabeza lectora

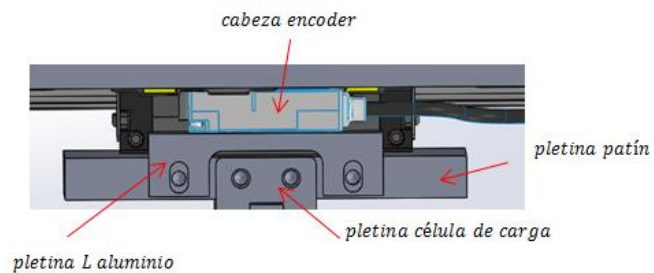


Figura 6.18: posición pletina L aluminio

6.1.8 ETAPA 8: NIVELADO DE LA BANCADA

Diseñado el conjunto del prototipo, se analiza por último la bancada. Se ajustan las dimensiones después de las modificaciones realizadas y se calcula la posición de los agujeros a realizar en ella.



Un aspecto muy importante es que la bancada esté siempre nivelada independientemente de la superficie en la que se encuentre situada, por ello se decide colocar pies niveladores en las patas de la bancada. Para su correcta colocación se diseñan unas pletinas que van soldadas a la superficie del perfil de la bancada con un agujero roscado que sirve de unión con el pie nivelador.

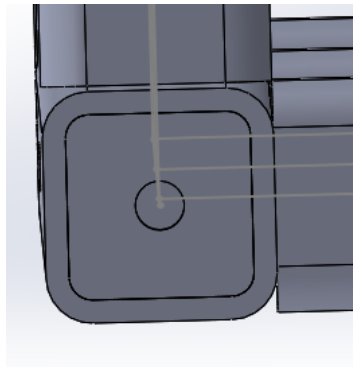


Figura 6.19: pletina soldada pie nivelador

Como sistema de unión entre el variador de velocidad y la bancada, se coloca una pletina soldada al perfil con unos agujeros roscados.

Por último se calculan las dimensiones de los cristales protectores y la posición de sus agujeros en la bancada.

6.2 ANÁLISIS PIEZA A PIEZA

En este apartado se analizarán las medidas y forma de cada pieza que compone el prototipo.

6.2.1 Bancada perfil 40x40x4

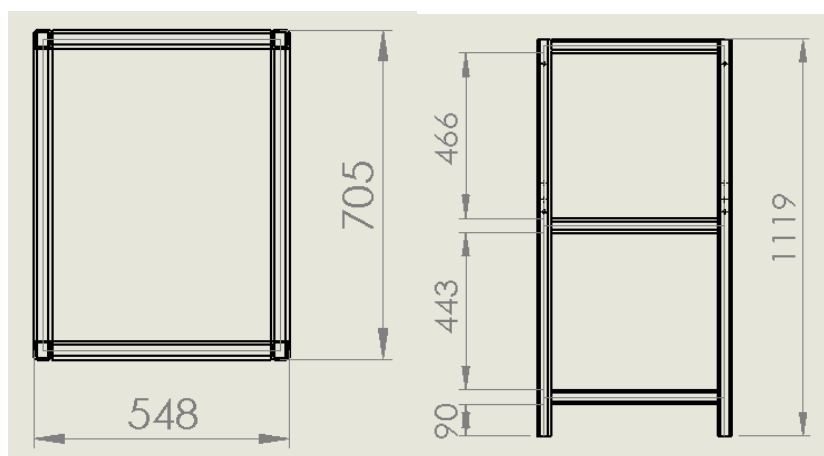


Figura 6.20: medidas bancada perfil 40x40x4 (mm)



La bancada está dividida en tres partes, la parte inferior que permite el transporte por traspaleta, la parte intermedia donde se coloca el motor y la parte superior donde se coloca el bogie. Las dimensiones de cada parte se justifican de la siguiente manera:

Parte inferior: 90 mm = mínima distancia para introducir una traspaleta y poder transportar el prototipo.

Parte intermedia: $443 = 90 + 260 + 60.55 + 32.45$ mm

90 mm: distancia chapa - perfil inferior

260 mm: longitud chapa soporte del motor

60.55 mm: distancia chapa – extremo rueda

32.45 mm: distancia hasta perfil superior bancada

Estas medidas tienen como referencia la distancia mínima a la que debe estar situado el eje del motor con respecto a las poleas.

Parte superior: $466 = 34.3 + 159.375 + 33.3 + 1 + 40 + 25 + 15 + 112 + 12 + 30 + 4.025$ mm

34.3 mm: distancia perfil inferior– centro eje vía

159.375 mm: radios rueda vía y bogie (106.25 mm + 53.125 mm)

33.3 mm: centro rodamiento hasta superficie de apoyo

1 mm: espesor pletina L para sujetar encoder

25 mm: espesor bastidor

15 mm: pletina encoder

112 mm: longitud célula de carga (110 mm + 2 mm holgura para que no rocen con las pletinas)

12 mm: pletina patín

30 mm: conjunto guía – patín

4.025 mm: distancia para ajustar la altura del prototipo



Distancia transversal: $548 = 444 + 40 + 12.6 + 51.4$ mm

444 mm: longitud eje bogie

40 mm: eje unión encoder sobresale 20 mm a cada lado

12.6 mm: distancia extremo eje encoder – final encoder 6.3 mm a cada lado

51.4 mm: distancia de seguridad hasta parte exterior del perfil donde se coloca el cristal, 25.7 mm a cada lado

Distancia longitudinal: $705 = 312.5 + 212.5 + 80 + 100$ mm

312.5 mm: distancia entre ejes, se obtiene de escalar 1:8 el empate del bogie original (2500mm)

212.5 mm: suma de radios rueda vía, 106.25 mm de radio a cada lado

80 mm: 40 mm de perfil a cada lado

100 mm: 50 mm de distancia a cada lado entre extremo rueda y parte interior perfil, para poder ver el prototipo sin que moleste el perfil estructural.

6.2.2. Perfil lateral izquierda

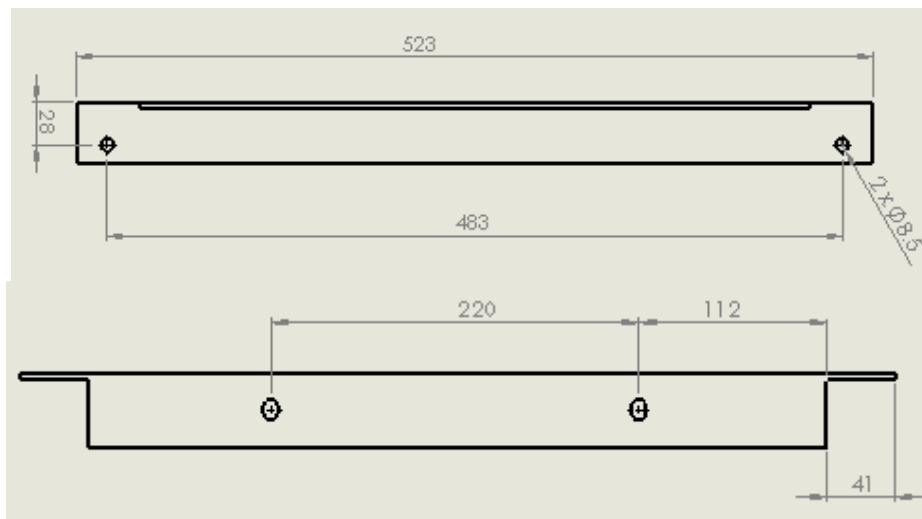


Figura 6.21: medidas perfil lateral izquierdo (mm)



En el diseño de las medidas de esta pieza, se ha tomado como referencia las medidas de la parte intermedia de la bancada y la altura entre poleas y motor. El perfil tiene un espesor de 4 mm, suficiente para dar rigidez y no demasiado grueso para ser doblado.

$$523 = 443 + 80 \text{ mm}$$

443 mm: longitud parte intermedia bancada

80 mm: 40 mm a cada lado correspondientes al tipo de perfil de la bancada, la finalidad es poder hacer los agujeros de unión a la bancada en el medio del perfil, es decir, a una distancia de 20 mm

D8.5 mm: agujeros de unión a la bancada de diámetro 8.5 mm pasantes para tornillo de M8.

28 mm: en este caso el agujero no está centrado, porque debido a la posición del conjunto perfil -chapa motor en la dirección longitudinal de la bancada para que el motor esté en el centro entre los dos ejes, los agujeros del perfil coinciden con los del rodamiento, por ello se decide desplazar estos agujeros la distancia mínima necesaria para evitar el contacto con los otros tornillos.

$$41 = 40 + 1 \text{ mm}$$

40 mm: longitud perfil bancada

1 mm: distancia de seguridad para que no entren en contacto la parte doblada del perfil y la bancada, porque al cortar y doblar el perfil en la máquina no queda un ángulo recto, aparece un radio de curvatura.

112 mm: esta distancia de los agujeros de unión del perfil con la chapa, se debe a la posición vertical que debe ocupar el motor con respecto a las poleas.

220 mm: distancia entre agujeros debido a las dimensiones de la chapa soporte del motor.

Los agujeros del perfil que sirven de unión con la chapa tienen forma rasgada, con la finalidad de mejorar la unión.

El perfil L derecho es completamente igual en todo, excepto la posición de los agujeros de unión con la chapa, debido a la forma de la chapa, la cual se explica a continuación.

6.2.3. Chapa soporte del motor

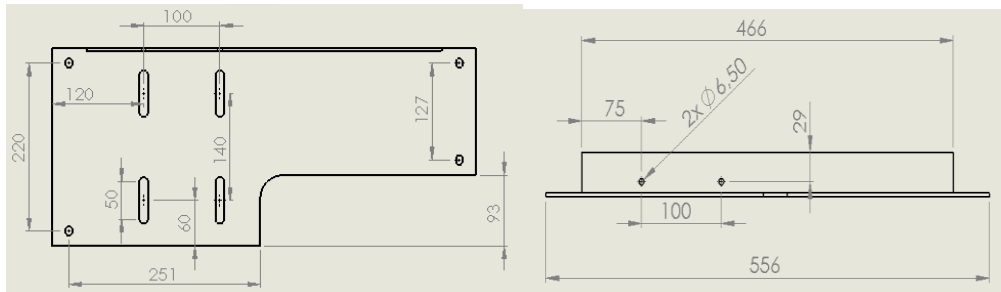


Figura 6.22: medidas chapa soporte del motor (mm)

La chapa motor está diseñada en función de las dimensiones del motor, de su posición en el prototipo tanto en el plano horizontal como vertical y la correa. Tiene un espesor de 4 mm.

220 y 127 mm: posición agujeros unión con perfil L

120 mm: posición de las ranuras para colocar el motor con la finalidad de que se vea el motor entero y no lo tape el perfil estructural de la bancada.

100 y 140 mm: distancia entre ranuras para colocar el motor, basada en el catálogo del motor.

50 mm: distancia para ajustar el motor a la altura que se necesita para tensar la correa.

251 mm: distancia hasta sección de la chapa para no interseccionar con la correa, en función de la posición del motor.

93 mm: distancia que permite al motor desplazarse verticalmente por la ranura sin tener problemas con la correa.

En la sección de la chapa, hay una parte curva, esto se debe a que es más sencillo de mecanizar una parte curva que un ángulo recto, además de aliviar una posible concentración de tensiones.

556 mm: distancia entre perfiles L, para que la chapa esté perfectamente apoyada sobre ellos.

$466 = 468 - 2 \text{ mm}$

468 mm: distancia transversal entre caras internas de la bancada

2 mm: se deja 1mm a cada lado para que no exista roce.

75 mm: distancia respecto a la posición de los agujeros del motor.

100 mm: distancia entre agujeros del motor.

D6.5 mm: agujeros de diámetro 6.5 mm para varillas de sujeción contra tornillos motor para contrarrestar el efecto del peso, si fuese necesario utilizarlo.

29 mm: esta distancia se ha calculado teniendo en cuenta la longitud del vástago del tornillo, para que la varilla realice el contacto sobre la tuerca.

6.2.4. Pletina L encoder

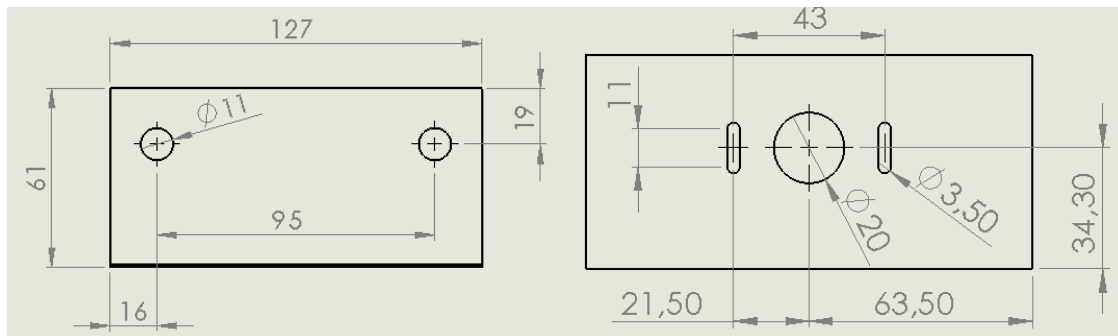


Figura 6.23: medidas pletina L encoder (mm)

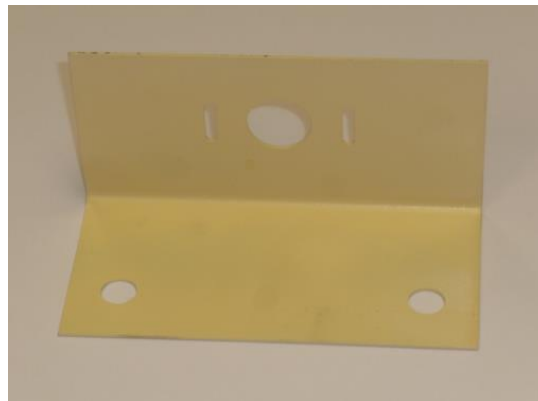


Figura 6.24: foto pletina L encoder

La pletina de sujeción del encoder rotativo para medir el giro de los ejes, está diseñada a partir de las dimensiones de los soportes de rodamiento y del encoder. El espesor es 1 mm porque para cortar por láser y doblar era el espesor más adecuado dentro de una gama de espesores pequeña.

127 mm: longitud del soporte

95 mm: distancia entre agujeros del soporte

D11 mm: El soporte de rodamiento tiene unos agujeros rasgados de diámetro 13 mm para métrica 10, con el objetivo de reducir la holgura se elige diámetro 11 mm.

19 mm: la anchura del soporte es 38 mm, así no sobresale la pletina.

61 mm: distancia necesaria para colocar el encoder a una cierta distancia del eje de las ruedas, con la finalidad de facilitar el montaje.

63.5 y 34.3 mm: el agujero de unión del encoder con el eje debe estar centrado respecto al eje.

21.5 mm: ranura de unión de los tornillos del encoder, medida basada en catálogo del encoder.

43 mm: distancia entre ranuras, basada en catálogo.

D20 mm: agujero de diámetro 20 mm para colocar el encoder de diámetro exterior 10 mm, su función es ajustarse a la posición del eje que transmite el giro, el cual puede no estar centrado.

D3.5 mm: Los tornillos del encoder son métrica 3.

11 mm: distancia para ajustar los tornillos a la posición del encoder.

6.2.5. Bastidor

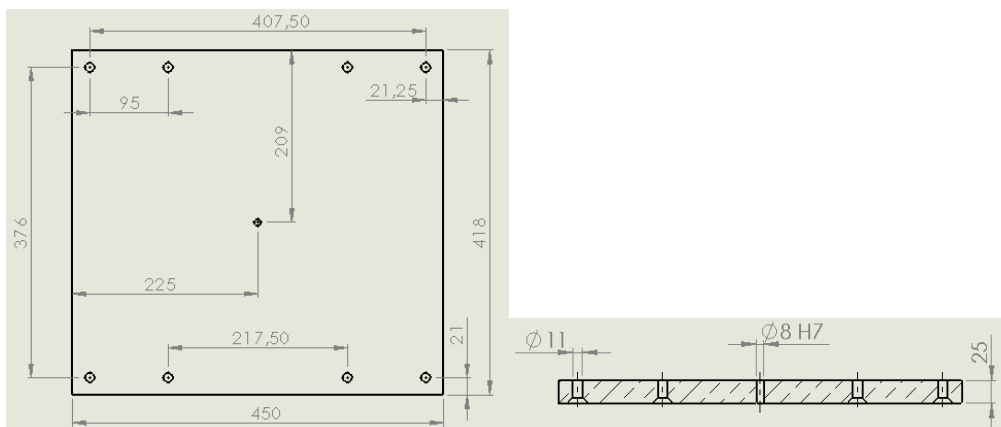


Figura 6.25: medidas bastidor (mm)

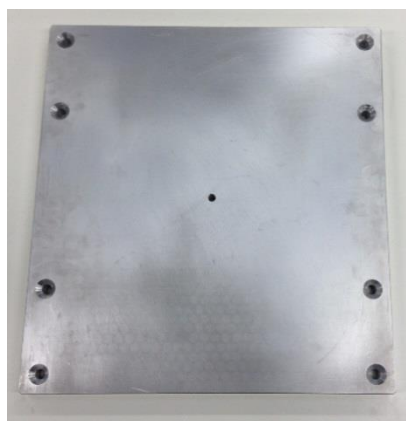


Figura 6.26: foto bastidor

El bastidor ha sido diseñado tomando como referencia las distancias de los rodamientos a los cuales está unido por medio de los silentblocks. Su espesor es de 25 mm para dar rigidez y evitar la flexión, el material es aluminio para que el peso no sea excesivo.

450 x 418 mm: medidas bastidor, se toma como referencia las distancias entre rodamientos y se le añade un margen para poder realizar bien los agujeros, se redondean sin decimales para que sea más fácil cortar el trozo de aluminio.

95 mm: distancia entre agujeros del rodamiento

376, 407.5 y 217.5 mm: distancias de referencia entre agujeros de los rodamientos.

225 y 209 mm: distancias para que el eje moleteado que sirve de unión con la parte superior esté en el centro.

21 y 21.25 mm: distancias de margen respecto al centro de los agujeros al límite del bastidor para que la medida del bastidor final sea exacta.

D11 mm: agujero para tornillo de cabeza avellanada, insertado en el bastidor por cuestión estética.

D8 H7 mm: agujero con tolerancia para ajustar la clavija templada.

6.2.6. Eje encoder parte superior

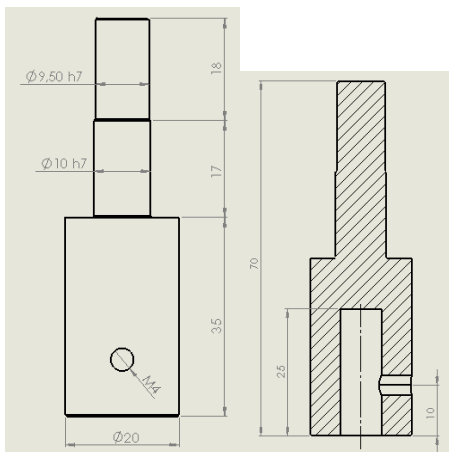


Figura 6.27: medidas eje encoder parte superior (mm)

Figura 6.28: foto eje encoder parte superior

Este eje está relacionado con el encoder rotativo, rodamiento de agujas y eje moleteado.

25 mm: longitud de la ranura para ajustar la altura de la parte superior del prototipo.

10 mm: distancia al centro del agujero para el prisionero. El prisionero está posicionado a una distancia que le permita al eje moleteado ajustar su altura y posición, al tener el prototipo una distancia menor de 5 mm para ajustar la altura.

35 mm: longitud de la sección de mayor tamaño del eje, la cual tiene que ser mayor que la longitud de la ranura para el eje moleteado.

D20 mm: este valor de diámetro tiene que ser lo suficientemente grande para poder realizar el agujero de la ranura del eje moleteado sin problemas.

17 mm: longitud de la sección intermedia del eje que está unida con el rodamiento de agujas, es unos mm mayor que la anchura del rodamiento para que al ajustar la altura siga estando en contacto con toda la superficie del rodamiento.

D10 H7 mm: ajuste de la sección intermedia del eje con el rodamiento de agujas.

18 mm: longitud de la sección final del eje que está unida al encoder rotativo, es mayor que la profundidad del encoder para que haya una distancia entre el inicio del encoder y el final de la sección intermedia del eje de diámetro mayor.

D9.5 H7 mm: ajuste de la sección final del eje con el encoder rotativo.

6.2.7. Pletina encoder

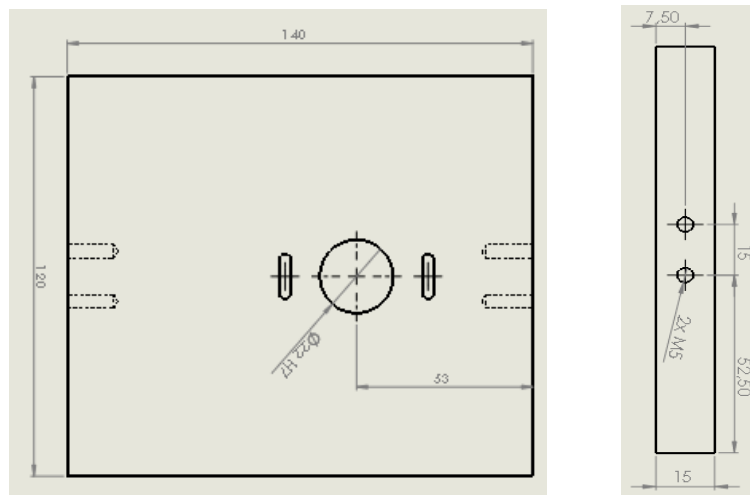


Figura 6.29: medidas pletina encoder (mm)



Figura 6.30: foto pletina encoder

Esta pletina está definida a partir del rodamiento de agujas, el encoder rotativo y la célula de carga. Su espesor es de 15 mm debido a la anchura del rodamiento.

140 x 120 mm: dimensiones de la pletina.

D22 H7 mm: diámetro exterior del rodamiento de agujas que va ajustado en el interior de la pletina.

53 mm: diseñada la parte superior del prototipo, esta es la posición que le corresponde al centro del encoder para estar situado en el eje de simetría del prototipo. A su izquierda hay distancia suficiente para colocar la célula de carga.

15 y 52.5 mm: distancia entre los centros de los agujeros de métrica 5 mm para situar en el centro la pletina de unión con la célula de carga.

6.2.8. Pletina célula de carga

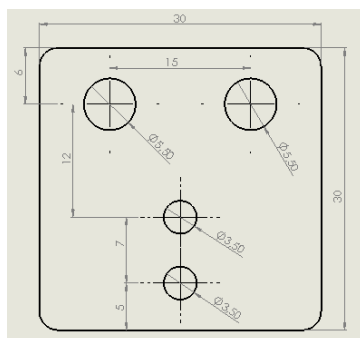


Figura 6.31: medidas pletina célula de carga (mm)



Figura 6.32: foto pletina célula de carga

Esta pletina tiene como referencia la pletina patín y las células de carga. Su espesor es de 8 mm para aportar rigidez al movimiento de la célula de carga.

30 x 30 mm: dimensiones de la pletina

15 mm: distancia entre centros para no tener problemas en el montaje.

D5.5 mm: agujero pasante para métrica 5

D3.5 mm: agujero pasante para métrica 3 para unión con célula de carga, como indica en sus especificaciones.

12 mm: distancia entre centros de agujeros de distinto diámetro, se diseña para que la célula de carga no roce con la pletina del patín o encoder, dejando 1 mm de separación.

7 mm: distancia entre centros agujeros célula de carga según especificaciones.

6.2.9. Pletina célula de carga con holgura

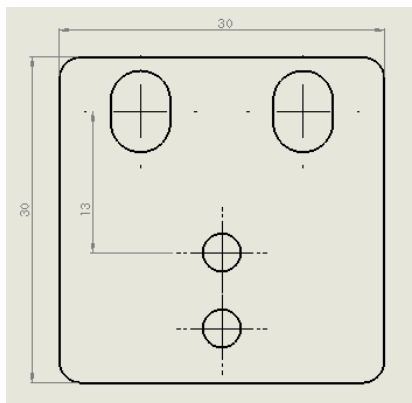


Figura 6.33: medidas pletina célula de carga holgura (mm)

Figura 6.34: foto pletina célula de carga

Está basada en la pletina célula de carga, pero con una modificación, se rasgan los agujeros de unión con la pletina encoder para tener la posibilidad de ajustar la altura de la célula de carga.

6.2.10. Pletina patín

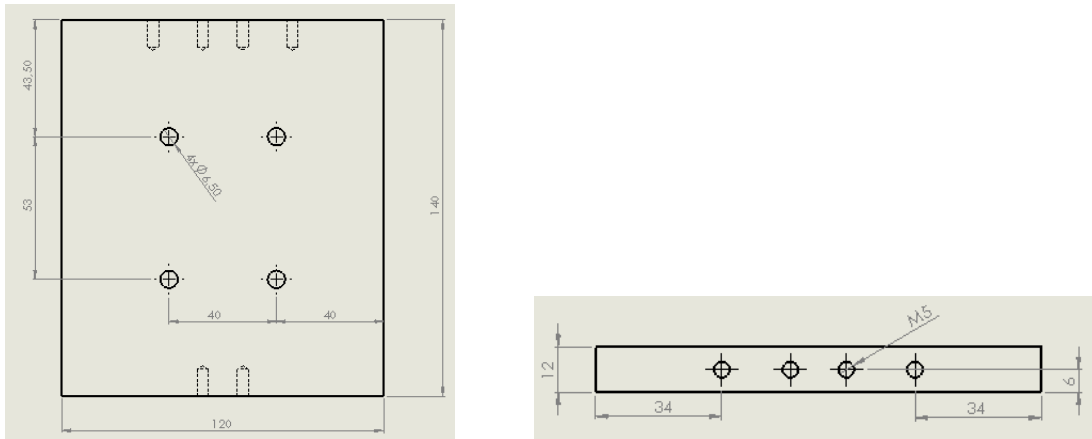


Figura 6.35: medidas pletina patín (mm)

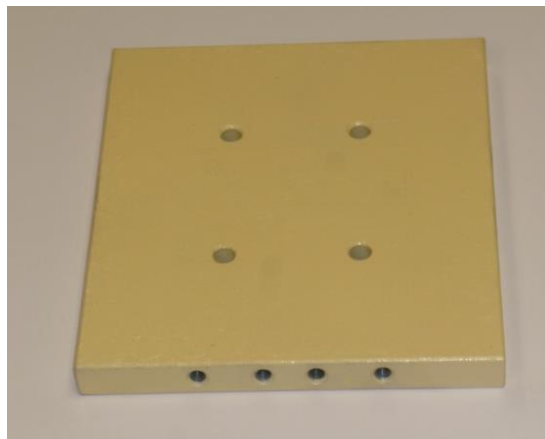


Figura 6.36: foto pletina patín

La siguiente pletina depende del patín y de la pletina de aluminio que sirve de unión con el encoder lineal. Su espesor es 12 mm.

120 x 140 mm: dimensiones de la pletina

40 x 53 mm: distancia entre agujeros del patín según especificaciones.

43.5 y 40 mm: distancias para situar el patín en el centro de la pletina.

D6.5 mm: agujeros pasantes para unión con el patín con rosca de métrica 6.

34 mm: distancia agujeros para situar la pletina de aluminio que está unida al encoder lineal.

6.2.11. Pletina pegatina

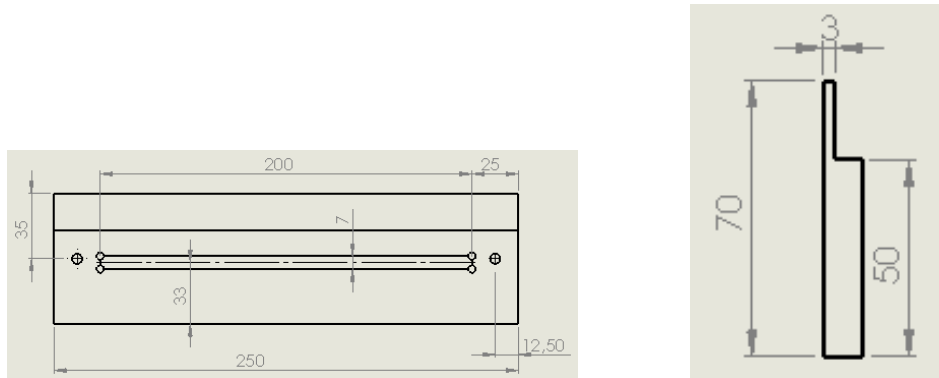


Figura 6.37: medidas pletina pegatina (mm)

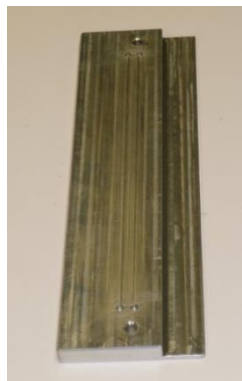


Figura 6.38: foto pletina pegatina

Para el diseño de esta pletina se tiene en cuenta el encoder lineal y su posición con respecto al patín. Su espesor es de 10 mm porque es más sencillo de mecanizar y aporta rigidez.

250 x 70 mm: dimensiones pletina

200 mm: longitud de la huella para colocar la pegatina del encoder lineal.

50 mm: distancia hasta sección para evitar entrar en contacto con el patín.

3 mm: espesor de la sección que está en contacto con la guía para evitar el contacto con el patín.

33 mm: posición de la pegatina del encoder lineal para poder realizar los agujeros de unión con la cabeza lectora en la pletina L de aluminio.

7 mm: anchura de la huella con 1 mm de margen sobre la pegatina. Medidas de la pegatina según especificaciones.

35, 25 y 12.5 mm: distancias para posicionar de forma centrada los agujeros y la huella.

6.2.12. Pletina L aluminio

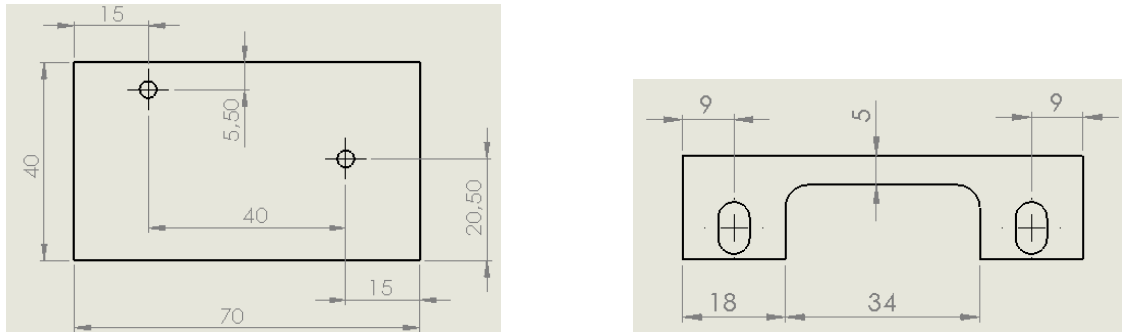


Figura 6.39: dimensiones pletina L aluminio (mm)



Figura 6.40: foto pletina L aluminio

La pletina L aluminio se ha diseñado según los agujeros de la cabeza del encoder, la pletina patín y la pletina de la célula de carga. Su espesor es de 18 mm. Se realiza de aluminio y no se usa chapa doblada para tener más precisión en el ángulo de 90°. De esta forma, se pretende lograr una mayor precisión en la distancia entre la pegatina del encoder y su cabeza lectora.

40 x 70 mm: dimensiones pletina.

15 mm: posición centrada de la cabeza lectora.

40, 20.5 y 5.5 mm: distancia entre agujeros según especificaciones.

5 mm: espesor de la cara unida a la cabeza lectora para tener una distancia de margen con respecto a la pletina patín, con la finalidad de poder ajustar la cabeza lectora por medio de los agujeros rasgados situados en la cara de unión con la pletina patín.

18 y 34 mm: distancias para realizar la sección en la cual va situada la pletina de la célula de carga.

Se usan tornillos de cabeza avellanada insertados en la pieza porque no hay suficiente distancia desde la superficie hasta la pletina patín para la cabeza de un tornillo Allen.

6.2.13. Traviesa

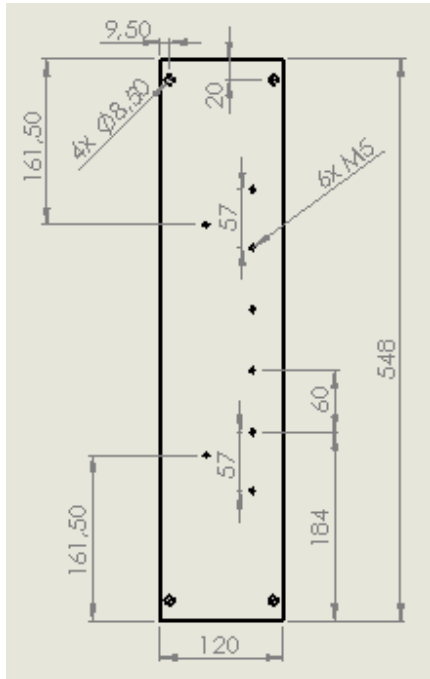


Figura 6.41: medidas traviesa (mm)



Figura 6.42: foto traviesa

La traviesa depende de la distancia transversal de la bancada, la guía, topes para la guía y pletina pegatina. Su espesor es de 25 mm para dar rigidez y su material es aluminio para disminuir el peso.

548 x 120 mm: dimensiones travesañ

184 y 161.5 mm: distancias para situar en el centro la guía y la pletina pegatina.

60 mm: distancia entre agujeros de la guía según especificaciones.

57 mm: distancia para situar el tope para la guía.

20 mm: posición agujeros en el centro del perfil de la bancada

M5: agujeros guía y tope según especificas

D8.5 mm: agujeros de diámetro 8.5 mm pasantes para M8, unión traviesa y bancada.

6.2.14. Pletina pie nivelador

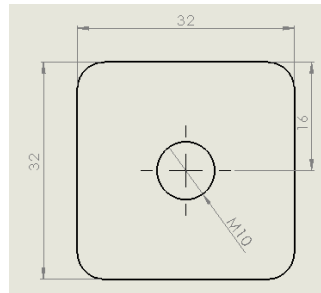


Figura 6.43: medidas pletina pie nivelador (mm)

La pletina pie nivelador depende de la forma del perfil estructural de la bancada, ya que se encuentra soldada a él en la parte inferior. Su espesor es de 10 mm para roscar el pie nivelador.

32 x 32 mm: dimensiones pletina, según tubo del perfil estructural.

M10: agujero roscado para unión con pie nivelador.

16 mm: posición centrada del agujero.

6.2.15. Eje bogie

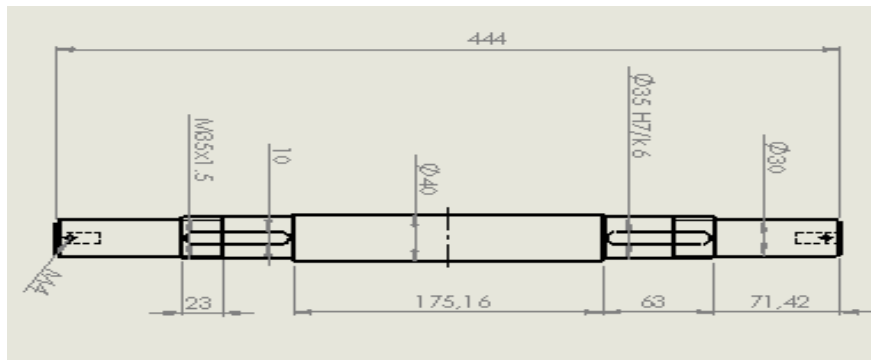


Figura 6.44: medidas eje bogie (mm)



Figura 6.45: foto eje rueda bogie



El eje bogie está diseñado en función de los rodamientos disponibles, anchura de las ruedas, distancia entre plano de rodadura y posible desplazamiento de la rueda.

444 mm: longitud total del eje, la medida tiene que ser exacta para facilitar el corte del eje.

175.16 mm: longitud correspondiente al plano de rodadura.

$63 = 44 + 10 + 5 + 4$ mm

44 mm: ancho rueda escalado 1:3

10 mm: anchura tuerca autoblocante

5 mm: posible desplazamiento de la rueda

4 mm: margen hasta cambio de sección del eje

23 mm: zona roscada para poder desplazar la rueda y la tuerca.

71.42 mm: longitud de la sección final del eje, la medida con decimales se debe a que se ajusta para que la longitud total del eje sea exacta.

D30 mm: los rodamientos están situados en esta sección del eje, y su diámetro es de 30 mm.

D35 H7/k6 mm: diámetro de la sección intermedia del eje, se utiliza un diámetro mayor que el anterior para producir un cambio de sección y su valor tiene que estar normalizado para la tuerca de seguridad. Está ajustada con la rueda.

M35 x 1.5 mm: tipo de rosca acorde al valor normalizado para la tuerca de seguridad.

D40 mm: sigue la relación de diámetros entre los dos anteriores.

10 x 8 mm: dimensión normalizada del chavetero para diámetro mayor de 30 mm.

La chaveta que se va a utilizar tiene una longitud de 40 mm para poder enlazar con la rueda entera, aunque el chavetero ocupe toda la longitud de la sección, se prefiere utilizar una chaveta del tamaño de la rueda y desplazarla con esta, porque de esta manera no afecta al diseño de la tuerca de seguridad.

La función de la chaveta es transmitir sin deslizamiento el giro del eje a la rueda, y permitir el desplazamiento de la rueda.

En los extremos se hacen unos agujeros con prisionero para introducir un bulón que permita medir el giro del eje por un encoder rotativo.

6.2.16. Rueda bogie

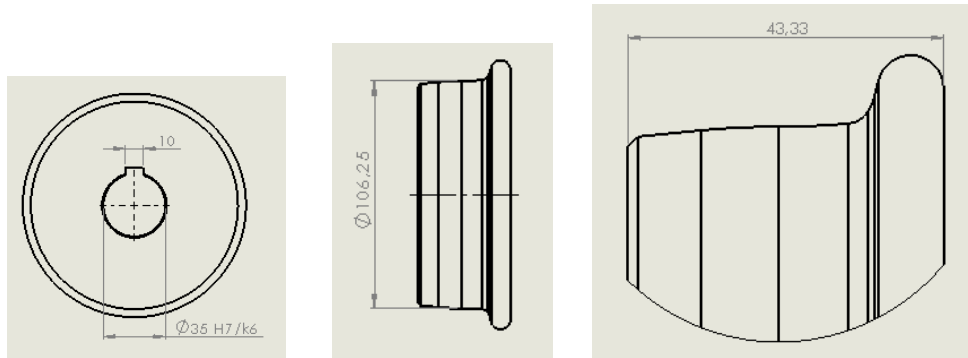


Figura 6.46: dimensiones rueda bogie (mm)

La rueda bogie depende del diseño del eje bogie y de la escala utilizada respecto de la rueda real. Se utilizan dos escalas, 1:3 para el perfil de la rueda y 1:8 para el diámetro de la rueda.

10 mm: referente al chavetero, dimensiones según normativa.

D35 H7 /k6 mm: diámetro de la sección del eje bogie donde va situada la rueda.

D106.25 mm: diámetro 850 mm de rueda nueva escalado 1:8.

43.33 mm: anchura perfil rueda escalado 1:3.

6.2.17. Eje vía

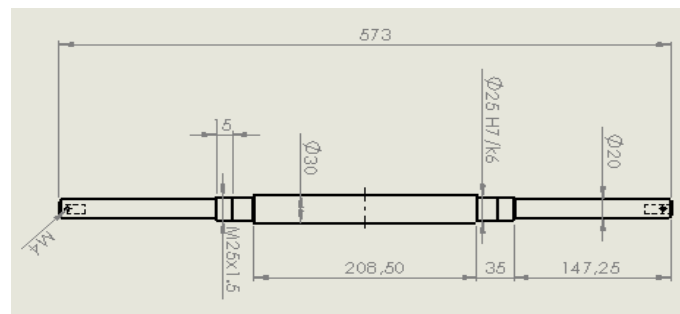


Figura 6.47: dimensiones eje vía (mm)



Figura 6.48: foto eje rueda vía



El eje de la vía se ha diseñado de forma similar al eje bogie, se divide en tres secciones de diferente diámetro manteniendo una relación entre ellos. Los rodamientos, ya disponibles para sujetar el eje a la bancada, sirven de referencia para el valor del diámetro de dicha sección y a partir de ese, calcular el resto. Otro valor muy importante a respetar es el ancho de vía escalado 1:8. Al igual que en el eje bogie se prefiere un valor exacto para la longitud total del eje que facilite su proceso de fabricación.

573 mm: longitud total del eje

208.5 mm: ancho de vía ibérico (1668 mm) escalado 1:8.

35 = 24 + 7 + 4 mm

24 mm: ancho de rueda vía escalado 1:3

7 mm: ancho tuerca de seguridad

4 mm: margen para el cambio de sección del eje

En este caso la rueda está fija en su posición con la finalidad de respetar siempre el ancho de vía.

15 mm: longitud de la rosca calculada 3 mm dentro de la rueda, para no tener problemas al colocar la tuerca de seguridad.

147.25 mm: esta longitud está en función de la anchura de la bancada, debido a que los rodamientos que se colocan en esta sección deben colocarse sobre el perfil de la bancada.

D20 mm: diámetro de los rodamientos disponibles.

D25 H7/k6 mm: diámetro normalizado superior a 20 mm para colocar la rueda y la tuerca de seguridad.

M25 x 1.5 mm: tipo de rosca acorde al valor normalizado para la tuerca de seguridad.

D30 mm: mayor diámetro siguiendo la relación establecida entre ellos. Tiene que estar normalizado porque en esta sección se van a colocar las poleas.

En los extremos se hacen unos agujeros con prisionero para introducir un bulón que permita medir el giro del eje por un encoder rotativo.

En este caso la rueda bogie tiene que estar fija, por ello se une al eje en caliente logrando una unión perfecta.

6.2.18. Rueda vía

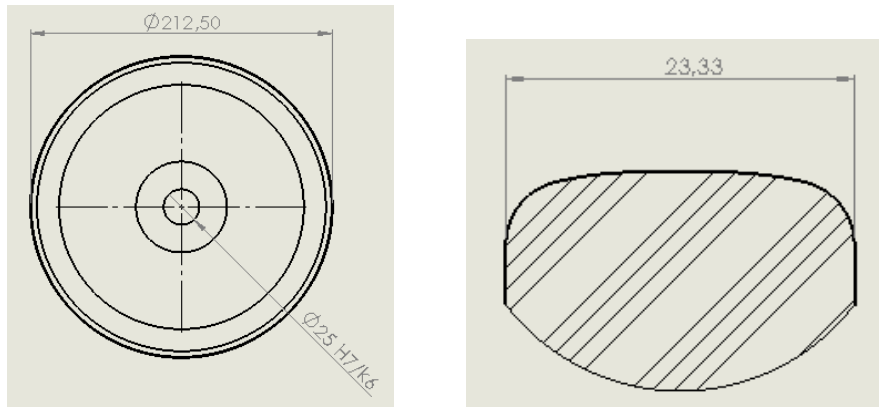


Figura 6.49: dimensiones rueda vía (mm)

La rueda vía depende del perfil seleccionado de vía, el diámetro de la sección del eje y del valor calculado para el diámetro según la teoría de Hertz.

23.33 mm: ancho perfil UIC 54 escalado 1:3

D212.5 mm: el diámetro obtenido es el doble que el diámetro de la rueda bogie.

D25 H7/k6 mm: diámetro que corresponde a la sección del eje donde se une la rueda.

Se quita material a la rueda para aligerar su peso, ya que no es necesario que sea maciza.

6.2.19. Bulón encoder - eje

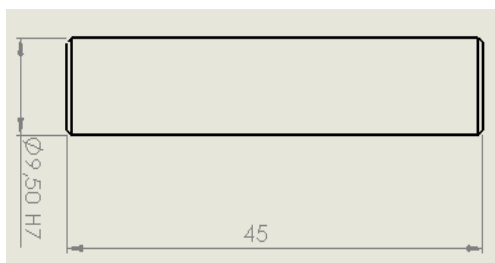


Figura 6.50: medidas bulón encoder - eje (mm)



Figura 6.51: foto bulón encoder - eje

El siguiente bulón tiene la función de transmitir el giro del eje al encoder rotativo, para que pueda ser medido. Ambos tienen que ser solidarios por ello la unión se realiza con ajuste.

45 mm: longitud del bulón teniendo en cuenta la profundidad del encoder, distancia entre encoder y extremo del eje, y longitud del agujero con prisionero del eje para desplazar el bulón.

D9.5 H7 mm: diámetro del agujero del encoder y del eje.

6.2.20. Eje moleteado



Figura 6.52: foto eje moleteado

Eje rectificando de 50 mm de longitud y diámetro 8 mm. Con el objetivo de fijar la posición en su unión con el rectángulo sin sufrir deslizamiento, se moletean 20 mm del eje, aumentando así el diámetro de esa zona una décima. El resto del eje permanece con su medida original que le permite desplazarse sin problemas por el agujero de unión con el eje encoder parte superior.

6.2.21. Pletina 1 mm

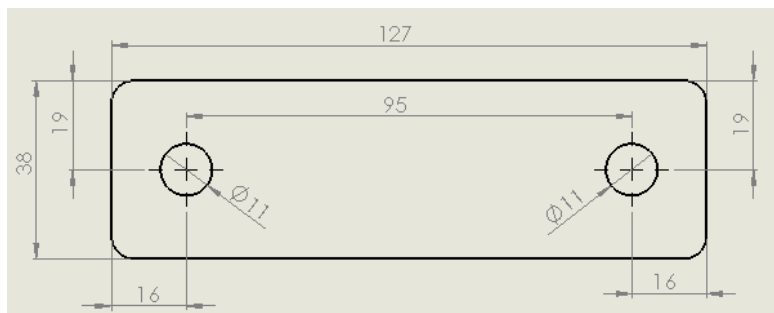


Figura 6.53: medidas pletina 1 mm



Figura 6.54: foto pletina 1 mm

La función de esta pletina es nivelar los ejes, en los extremos del eje que tienen encoder rotativo para medir se sitúa la pletina encoder junto con el rodamiento, esto provoca que el extremo que no tiene encoder esté desnivelado con respecto al otro. Solo depende de los agujeros del rodamiento. Su espesor es 1 mm como la pletina encoder.

127 x 38 mm: dimensiones de la pletina, son similares al soporte de rodamiento.

95 mm: distancia entre agujeros según catálogo

19 y 16 mm: medidas para centrar los agujeros en la pletina.

D11 mm: diámetro 11 mm para tornillo de métrica 10.

6.2.22. Pletina variador de velocidad

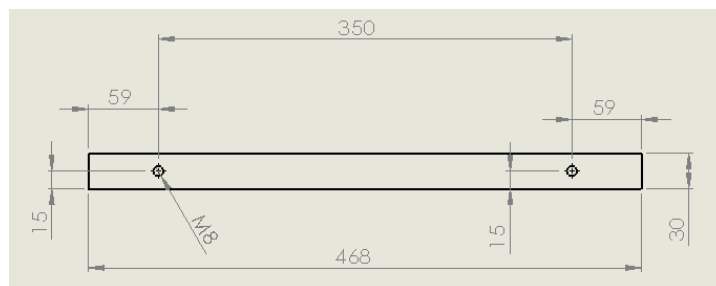


Figura 6.55: medidas pletina variador de velocidad (mm)

Se une a la bancada por soldadura, por ello depende de la distancia entre caras internas del perfil donde va soldada, también depende de las dimensiones del variador de velocidad para los agujeros. Su espesor es 10 mm, para roscar los tornillos de unión.

468 x 30 mm: dimensiones de la pletina

468 mm: distancia entre caras internas del perfil de la bancada

15 y 59 mm: medidas para centrar los agujeros en la pletina.

M8: métrica correspondiente a los tornillos del variador de velocidad.

6.2.23. Cristales

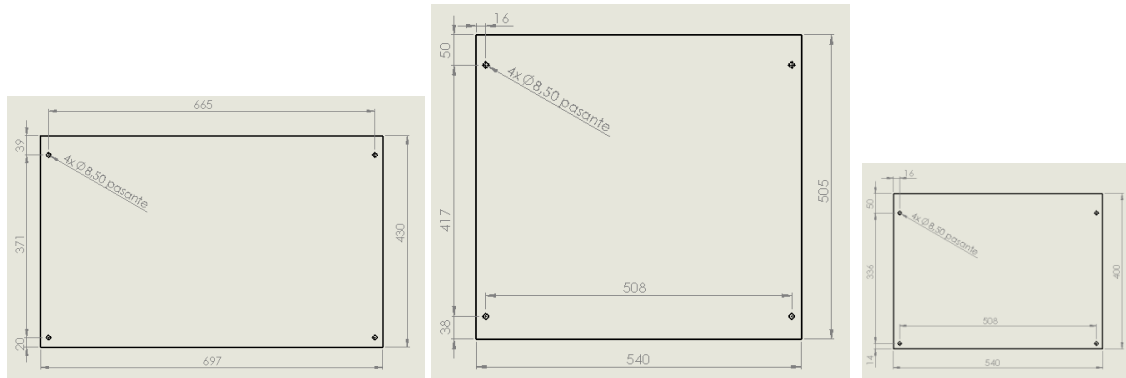


Figura 6.56: medidas cristales (mm)

Se diseñan tres tipos de cristales de policarbonato, los agujeros en cada uno está situados de forma que no entren en contacto con otros tornillos en la bancada.

El primer cristal se coloca en las dos caras longitudinales, para su diseño se tiene en cuenta que el cristal no puede cubrir toda la zona porque el eje vía sobresale de la bancada.

El segundo cristal está situado en la cara transversal que no tiene cuadro de mandos por ello es más largo que el otro cristal y ocupa toda la zona.

El tercer cristal está situado en la cara transversal que tiene cuadro de mandos, debido a esto es más corto.



6.3 PROCESOS DE FABRICACIÓN PIEZAS

Las piezas que forman el prototipo han sido fabricadas por medio de diferentes procesos de mecanizado, los cuales se describen a continuación.

CORTE POR LASER:

Técnica empleada para cortar piezas de chapa. Se utiliza un gas a presión para poder evacuar el material cortado.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Perfil lateral izquierdo
- Perfil lateral derecho
- Chapa motor
- Pletina 1 mm
- Pletina L encoder

DOBLADO:

El doblado es un proceso de conformado sin separación de material y con deformación plástica utilizado para dar forma a chapas.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Perfil lateral izquierdo
- Perfil lateral derecho
- Pletina L encoder

TALADRADO:

Se llama taladrar a la operación de mecanizado que tiene por objeto producir agujeros cilíndricos en una pieza cualquiera utilizando como herramienta una broca.

Se realizan procesos de roscado y avellanado en algunos casos.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Travesía
- Pletina patín



- Pletina encoder
- Pletina pegatina
- Pletina célula de carga
- Eje encoder parte superior
- Rueda bogie
- Rueda vía
- Bastidor

FRESADO:

El fresado consiste en el corte del material que se mecaniza con una herramienta rotativa de varias plaquitas de metal duro.

Se utiliza el fresado periférico y el fresado axial.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Pletina patín
- Pletina encoder
- Pletina L aluminio
- Rectángulo
- Pletina pegatina

En el caso de ajustes de tolerancia para agujeros interiores como el rodamiento de agujas en la pletina encoder, es importante diferenciar que una fresa no taladra, por ello antes de fresar el agujero necesita estar taladrado.

CILINDRADO:

El cilindrado es una operación realizada en el torno mediante la cual se reduce el diámetro de la barra de material que se está trabajando.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Eje encoder parte superior
- Bulón
- Rueda vía
- Rueda bogie
- Eje vía
- Eje bogie



REFRENTADO:

El refrentado es la operación realizada en el torno mediante la cual se mecaniza el extremo de la pieza en el plano de perpendicular al eje de giro.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Eje encoder parte superior
- Ruedas vía
- Ruedas bogie
- Eje vía
- Eje bogie
- Bulón

SOLDADURA POR HILO:

Se deposita el metal a una gran velocidad y en todas las posiciones, este procedimiento es muy utilizado en espesores pequeños y medios en estructuras de acero, especialmente donde se requiere un gran trabajo manual.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Bancada
- Pletina variador de velocidad

TEMPLADO:

El templado es un tratamiento que se emplea para incrementar la dureza de las aleaciones de hierro.

Este proceso se ha utilizado en la fabricación de las siguientes piezas:

- Rueda de la vía
- Rueda del bogie

Es importante realizar este tratamiento sobre las ruedas debido a que el contacto que se produce entre ellas puede dañar la superficie. También se pretende lograr un menor desgaste debido al rozamiento entre las ruedas.

6.4. SELECCIÓN DE COMPONENTES COMERCIALES

6.4.1 SOPORTE DE RODAMIENTO

MODELO UCP 204



Figura 6.57: foto soporte de rodamiento UCP 204

Está situado en el perfil de la bancada. Se dispone para rodamiento de diámetro 20. Los cálculos realizados en el apartado 8.2 verifican que el rodamiento elegido soporta las cargas del prototipo.

MODELO SBPP 206



Figura 6.58: foto soporte de rodamiento SBPP 206



Está unido a los silentblock y sujeta el eje bogie. Este modelo de soporte tiene más holgura para ajustar la posición del rodamiento con respecto al soporte que tiene su posición fija a los silentblock, con esto se puede ajustar mejor la posición de las ruedas bogie. Se dispone para rodamiento de 30. Los cálculos realizados en el apartado 8.3 verifican que el rodamiento elegido soporta las cargas del prototipo.

6.4.2. TUERCA DE SEGURIDAD

MODELO KM 5 AUTO

Se utiliza para diámetro 25 mm que corresponde a la sección del eje donde está situada la rueda vía, con paso de rosca 1.5 mm. Se elige autoblocante para asegurar la posición de la tuerca con respecto a la rueda debido a su movimiento.

MODELO KM 7 AUTO

Se utiliza para diámetro 35 mm que corresponde a la sección del eje donde está situada la rueda bogie, con paso de rosca 1.5 mm.

6.4.3. POLEA

MODELO SPZ 85

Las poleas adecuadas para esta aplicación son trapeciales de perfil estrecho de un canal, debido a que se transmiten fuerzas pequeñas.

Para seleccionar el diámetro primitivo de la polea, se ha tenido en cuenta el diámetro de los ejes donde irán colocadas, 30 y 24 mm respectivamente.

La polea está compuesta por un casquillo que tiene que tener la misma referencia que la polea, por ello primero se elige el tipo de casquillo cónico que contiene los diámetros anteriores. (Ref. 1210)

Obtenida la referencia, se selecciona el diámetro correspondiente con la referencia del casquillo.



6.4.4. CORREA

MODELO SPZ 1237



Figura 6.59: foto correa SPZ 1237

La correa seleccionada corresponde al mismo tipo de perfil que las poleas, perfil trapecial estrecho. La longitud de la correa se calcula en el apartado 8.4. Los resultados obtenidos indican que la longitud más adecuada al prototipo es 1237.

6.4.5. SILENTBLOCK

MODELO H 40 – 40 M 10



Figura 6.60: foto silentblock H 40 – 40 M10

Se coloca entre el bastidor y los rodamientos que soportan el eje de las ruedas para amortiguar las vibraciones internas producidas. De las distintas formas que se disponen, la forma cilíndrica es la que más se adapta a nuestro diseño.



El resto de especificaciones del silentblock se eligen a partir de las dimensiones del soporte de rodamiento con agujeros para métrica 10 mm. El valor mínimo de diámetro exterior para métrica 10 mm es 40 mm.

La altura mínima del silentblock debe ser 40 mm para evitar que el bastidor roce con la rueda bogie. Hay dos opciones: dos silentblocks de altura 20 mm o un silentblock de altura 40 mm, para seleccionar el más indicado se realizan los cálculos referentes al recorrido de deformación que sufren. (apartado 7.5)

Los resultados indican que el más adecuado es el silentblock de 40 mm modelo H, el cual dispone de dos agujeros roscados para unirlos al rodamiento y al bastidor respectivamente.

6.4.6. RODAMIENTO DE AGUJAS

MODELO NA – 4900

Este rodamiento está compuesto por una camisa que evita el contacto entre el acero y las agujas, lo que ocasionaría un problema al clavarse las agujas en el acero. La camisa es una arandela gruesa cuya función es separar las agujas del material que pasa por el rodamiento. El diámetro tiene que ser mayor al diámetro del encoder (9.5 mm), debido a que el eje pasa por el rodamiento antes de llegar al encoder. Se selecciona diámetro interior 10 mm cumpliendo la premisa anterior.

La anchura del rodamiento y el diámetro exterior son medidas importantes al ir ajustado dentro de la pletina encoder. Estas medidas son 13 y 22 mm respectivamente, lo cual encaja perfectamente en nuestro diseño.

6.4.7. CONJUNTO GUÍA – PATÍN

MODELO KUVE 20 – B – L

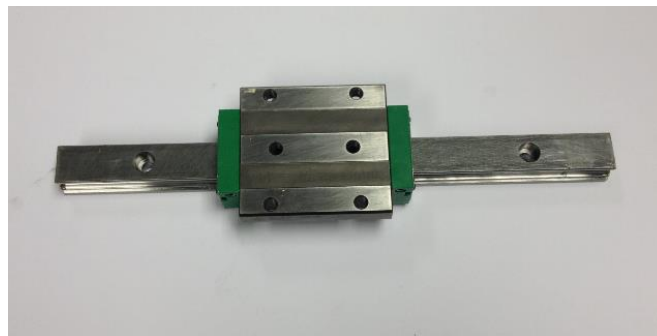


Figura 6.61: foto guía – patín KUVE 20 – B - L

El modelo más adecuado a nuestro diseño es el sistema con recirculación a bolas, la longitud de desplazamiento necesaria es de 50 mm y el tamaño del patín debe estar acorde a las dimensiones de la pletina patín al estar unida a ella.

Las dimensiones de la guía están normalizadas con longitudes mayores a la necesitada, por ello se tiene que escoger un modelo con longitud de guía superior a la necesaria pero que encaja de forma adecuada en la estructura del prototipo.

6.4.8. CÉLULA DE CARGA A FLEXIÓN

MODELO 104 - 0.6



Figura 6.62: foto célula de carga a flexión 104 – 0.6

Para elegir la célula de carga a utilizar se realiza un estudio previo aproximado del valor de las fuerzas a medir en el prototipo. En nuestro caso tenemos dos posibles células según la forma de medir: tracción/compresión y flexión.

En el apartado 7.6 se realizan los cálculos para obtener una aproximación de la fuerza que tienen que medir las células de carga.

Con los resultados obtenidos se buscan las capacidades de carga más próximas. Los modelos a tracción/compresión se desechan porque los valores de carga nominal eran muy altos respecto a los obtenidos para el prototipo.

El modelo 104 a flexión tiene los valores más próximos dentro del intervalo de medición. De los diferentes valores nominales que tiene el modelo seleccionamos el de 0.6 (6 N) antes que el de 0.3 (3 N) porque es mejor que la célula de carga no exceda de su valor nominal (100%) durante el proceso de medición, aunque lo puede superar como se indica en las especificaciones.

6.4.9. ENCODER ROTATIVO

MODELO 15 T ACCU CODER



Figura 6.63: foto encoder rotativo 15 T

La elección de este modelo de encoder se ajusta principalmente a razones económicas, al tratarse de un modelo con valores de medición suficientes para nuestro caso y sus dimensiones encajan perfectamente en el prototipo.

6.4.10. ENCODER LINEAL

MODELO EXA CM – 70



Figura 6.64: foto cabeza lectora



Figura 6.65: foto pegatina

Se elige el modelo EXA sobre el modelo EXG, porque aunque el modelo guiado es más sencillo de colocar y tiene menos riesgo de equivocación al posicionarlo que el modelo de pegatina, el curso de medición mínimo en el caso guiado es superior de forma considerable al modelo EXA. Las señales de medición son suficientes, así que se selecciona el modelo cuya longitud está en proporción con la guía comprada.

6.4.11. PIES NIVELADORES

MODELO SV 00

La elección de este modelo de pie nivelador se debe a que sus dimensiones encajan perfectamente con el perfil estructural de la bancada y soporta la carga del prototipo.

6.4.12. TOPE

Tope de aluminio con forma de escuadra atornillado a base de aluminio, cuya función es fijar el límite del movimiento del patín sobre la guía.



Figura 6.66: foto tope guía

6.4.13. VARIADOR ELECTRÓNICO DE VELOCIDAD

MODELO ALTIVAR 18

Tiene como función regular la velocidad del motor.



Figura 6.67: foto variador de velocidad

6.4.14. MOTOR

MODELO 3GAA091001 –ASA



Figura 6.68: foto motor

6.4.15. TORNILLOS

La selección de tornillos se realiza en función del tipo de unión que tiene lugar, seleccionando la métrica, longitud del vástago y tipo de tornillo. Normalmente se utilizará tornillo Allen (DIN 912), pero si interesa que la cabeza del tornillo esté dentro del material se utilizará tornillo de cabeza hexagonal (DIN 7991), la longitud de los tornillos DIN 7991 corresponde a la longitud total incluida la cabeza. Las tuercas son del modelo DIN 934, y las arandelas finas modelo DIN 125 – A. Los prisioneros utilizados se designan DIN 913.

Se divide la selección de tornillos por el tipo de unión:

TRAVIESA – ESTRUCTURA: DIN 912 M8 x 80 mm

Distancia mínima para vástago = $25 + 40 + 1.6 + 6.5 = 73.1$ mm

25 mm: espesor traviesa

40 mm: perfil bancada

6.5 mm: espesor tuerca M8

1.6 mm: espesor arandela M8



GUÍA – TRAVESAÑO: DIN 912 M5 X 25 mm

Distancia máxima para vástago = $9.1 + 25 = 34.1$ mm

9.1 mm: profundidad agujero guía según catálogo

25 mm: espesor traviesa

PLETINA PEGATINA – TRAVIESA: DIN 912 M5 X 25 mm

Distancia máxima para vástago = $10 + 1 + 25 = 36$ mm

10 mm: espesor pletina pegatina

25 mm: espesor traviesa

1 mm: espesor arandela M5

PATÍN –PLETINA PATÍN: DIN 912 M6 X 25 mm

Distancia mínima para vástago = $1.6 + 12 = 13.6$ mm

1.6 mm: espesor arandela M6

12 mm: espesor pletina patín

PLETINA CÉLULA – CÉLULA: DIN 912 M3 X 16 mm

Distancia máxima para vástago = $8 + 10 + 0.5 = 18.5$ mm

8 mm: espesor pletina célula

0.5 mm: espesor arandela M3

10 mm: profundidad agujero célula según especificaciones

PLETINA L ALUMINIO – CABEZA ENCODER: DIN 7991 M3 X 8 mm

Distancia máxima para longitud tornillo = $5 + 4.5 = 9.5$ mm

5 mm: espesor pletina L aluminio (cara en contacto con cabeza encoder)

4.5 mm: profundidad agujero cabeza encoder según especificaciones.



PLETINA L ALUMINIO – PLETINA PATÍN: DIN 912 M5 X 16 mm

Distancia máxima para vástago = $6.5 + 1 + 10 = 17.5$ mm

6.5 mm: espesor pletina L aluminio (cara en contacto con pletina patín)

1 mm: espesor arandela M5

10 mm: profundidad agujero roscado en pletina patín

PLETINA ENCODER – ENCODER: DIN 912 M3 X 25 mm

Distancia mínima para vástago = $0.5 + 0.5 + 15 + 2.4 = 18.4$ mm

0.5 mm: espesor arandela M3

0.5 mm: espesor material encoder

15 mm: espesor pletina encoder

2.4 mm: espesor tuerca M3

BASTIDOR – SILENTBLOCK: DIN 7991 M10 X 30 mm

Distancia máxima para longitud tornillo = $25 + 7 = 32$ mm

25 mm: espesor bastidor

7 mm: profundidad agujero roscado silentblock

SILENTBLOCK – RODAMIENTO: DIN 912 M10 X 16 mm

Distancia máxima para vástago = $7 + 5 + 4 + 1 = 17$ mm

7 mm: profundidad agujero roscado silentblock

5 mm: espesor soporte de rodamiento

4 mm: espesor doble arandela M10

1 mm: espesor pletina 1 mm



PLETINA L ENCODER – ENCODER: DIN 912 M3 X 8 mm

Distancia mínima para vástago = $0.5 + 0.5 + 1 + 2.4 = 4.4$ mm

0.5 mm: espesor arandela M3

0.5 mm: espesor material encoder

1 mm: espesor pletina L encoder

2.4 mm: espesor tuerca M3

RODAMIENTO – BANCADA: DIN 912 M10 X 70 mm

Distancia mínima para vástago = $40 + 1 + 2 + 8 + 15.5 = 66.5$ mm

40 mm: perfil bancada

1 mm: espesor pletina L encoder

2 mm: espesor arandela M10

8 mm: espesor tuerca M10

15.5 mm: espesor soporte de rodamiento

PERFIL LATERAL – BANCADA: DIN 912 M8 X 60 mm

Distancia mínima para vástago = $40 + 4 + 6.5 + 1.6 = 52.1$ mm

40 mm: perfil bancada

4 mm: espesor perfil lateral

6.5 mm: espesor tuerca M8

1.6 mm: espesor arandela M8

PERFIL LATERAL – CHAPA SOPORTE DEL MOTOR: DIN 912 M8 X 25 mm

Distancia mínima para vástago = $1.6 + 6.5 + 4 + 4 = 16.1$ mm

1.6 mm: espesor arandela M8

6.5 mm: espesor tuerca M8



4 mm: espesor perfil lateral

4 mm: espesor chapa motor

MOTOR – CHAPA SOPORTE DEL MOTOR: DIN 961 M10 X 30 mm

Distancia mínima para vástago = $11.35 + 4 + 6.5 = 21.85$ mm

11.35 mm: ancho base del motor

4 mm: espesor chapa motor

6.5 mm: espesor tuerca M8

CRISTAL – BANCADA: DIN 912 M8 X 60 mm

Distancia mínima para vástago = $5 + 40 + 1.6 + 6.5 = 53.1$ mm

5 mm: espesor cristal

40 mm: perfil bancada

1.6 mm: espesor arandela M8

6.5 mm: espesor tuerca M8

BULÓN – EJE: DIN 913 M4 X 10 mm

Distancia mínima para longitud del prisionero = 6 mm



COMPONENTE	UNIDADES
SOPORTE RODAMIENTO UCP 204	4
SOPORTE RODAMIENTO SBPP 206	4
RODAMIENTO AGUJAS NA -4900	1
POLEA SZP 85	3
CASQUILLO CÓNICO 30	2
CASQUILLO CÓNICO 24	1
CORREA SZP 1237	1
SILENTBLOCK H 40 – 40 M 10	8
CÉLULA DE CARGA A FLEXIÓN 104 – 0.6	2
ENCODER LINEAL EXA CM - 70	1
ENCODER ROTATIVO 15 T ACCU CODER	5
GUÍA – PATÍN KUVE 20 – B – L	1
TUERCA SEGURIDAD KM 5 AUTO	4
TUERCA SEGURIDAD KM 7 AUTO	4
CHAVETA 10 X 8 X 40	4
MOTOR 3GAA091001 – ASA	1
CUADRO DE MANDOS ALTIVAR 18	1
PIE NIVELADOR SV – 00	4
TORNILLO DIN 912 M8 X 80	4
TORNILLO DIN 912 M5 X 25	6
TORNILLO DIN 912 M6 X 25	4
TORNILLO DIN 912 M5 X 16	10
TORNILLO DIN 912 M3 X 16	8
TORNILLO DIN 7991 M3 X 8	2
TORNILLO DIN 912 M3 X 25	2
TORNILLO DIN 7991 M10 X 30	8
TORNILLO DIN 912 M10 X 16	8
TORNILLO DIN 913 M4 X 10	5
TORNILLO DIN 912 M3 X 8	8
TORNILLO DIN 912 M10 X 70	8
TORNILLO DIN 912 M8 X 60	20
TORNILLO DIN 912 M8 X 25	4
TUERCA DIN 934 M10	8
TUERCA DIN 934 M8	28
TUERCA DIN 934 M3	10
ARANDELA DIN 125 – A M10	24
ARANDELA DIN 125 – A M8	28
ARANDELA DIN 125 – A M5	12
ARANDELA DIN 125 – A M3	18

Tabla 6.1: Listado de componentes

7. CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DE ELEMENTOS

7.1 CÁLCULO DE VIDA A FATIGA DEL EJE VÍA

Se analizan las fuerzas actuantes sobre el eje.

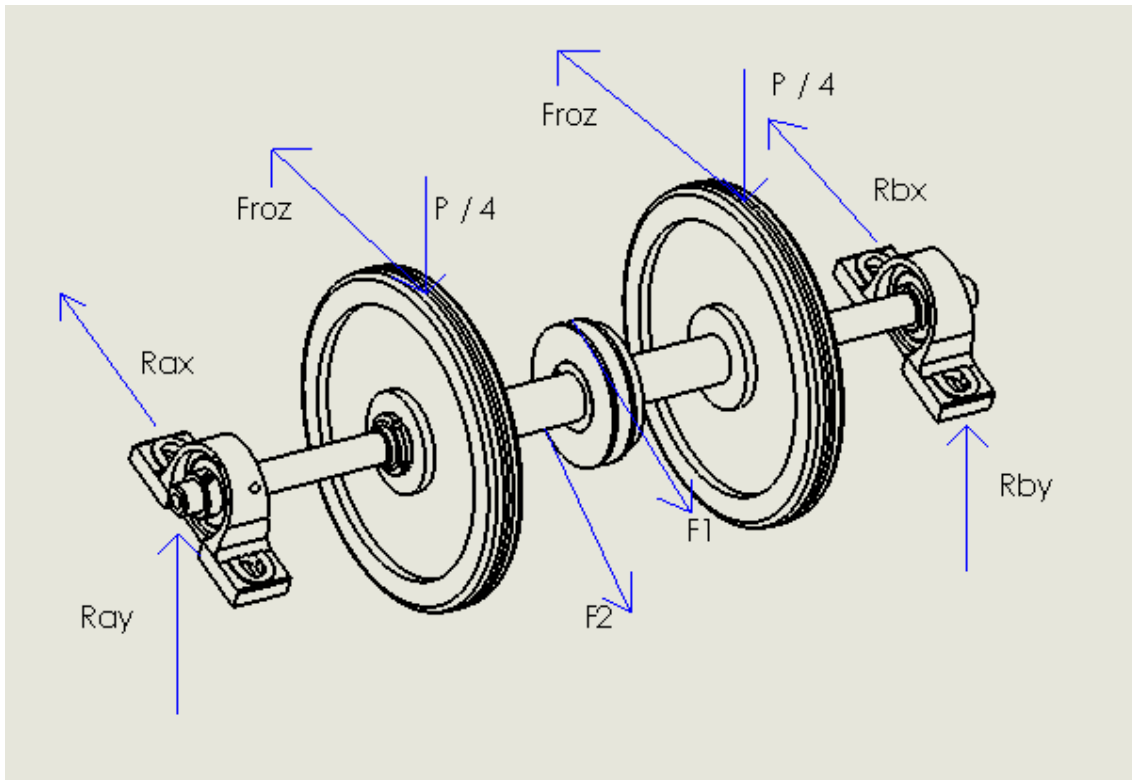


Figura 7.1: modelo fuerzas actuantes sobre eje vía

Donde:

- R_{ay} , R_{ax} , R_{by} , R_{bx} : reacciones de los rodamientos
- F_{roz} : fuerza de rozamiento en rueda vía
- P : peso que soportan los rodamientos
- F_1 , F_2 : fuerzas de la correa

En primer lugar se despeja la diferencia entre las fuerzas de la correa, a partir del par motor, y se obtienen los valores de F_1 y F_2 .

$$T_{motor} = (F_1 - F_2) \cdot R_{polea}$$

$$4.99 = (F_1 - F_2) \cdot 0.0425$$

$$F_1 - F_2 = 117.4117 \text{ N}$$



De las especificaciones para la correa según su modelo se obtiene un valor aproximado para $F_2 = 500$ N, por lo tanto $F_1 = 617.4117$ N

A continuación se calcula la F_{roz} realizando un equilibrio de torsión:

$$(F_1 - F_2) \cdot R_{polea} = 2 \cdot F_{roz} \cdot R_{rvia}$$
$$117.4117 \cdot 0.0425 = 2 \cdot F_{roz} \cdot 0.053125$$
$$F_{roz} = 46.96 \text{ N}$$

Obtenidos estos valores, se realiza el diagrama de momentos torsores:

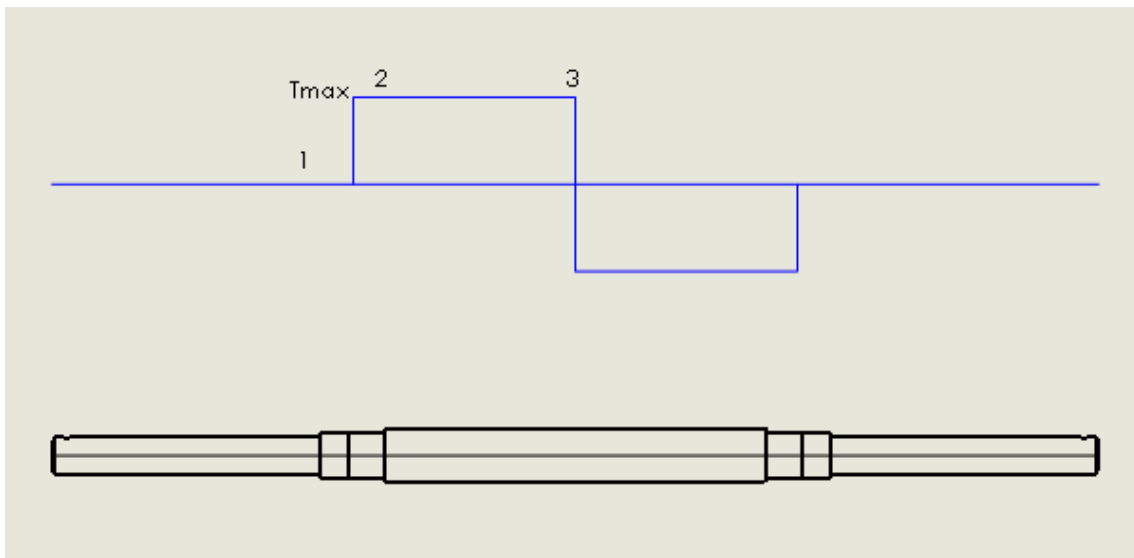


Figura 7.2: diagrama de momentos torsores

$$T_{max} = \frac{T_{motor}}{2} = \frac{F_{roz}}{R_{rvia}} = 2.495 \text{ Nm}$$

La polea está situada en el centro del eje para que el diagrama sea simétrico.

Los puntos 1, 2 y 3 representan las siguientes secciones:

- 1: cambio sección 20 – 25 mm
- 2: cambio sección 25 – 30 mm
- 3: centro del eje.

Tras dibujar el diagrama de momentos torsores, se calcula el valor τ correspondiente a cada sección y con él se obtiene σ_m .



$$\tau = \frac{T_{\max} \cdot r}{I_p}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot \tau^2}$$

Sección 1:

$$T_{\max} = 0 ; \tau = 0 ; \sigma_m = 0$$

Sección 2:

$$T_{\max} = 2.495 \text{ Nm}$$

$$\tau = \frac{2.495 \cdot 0.0125}{\frac{\pi \cdot 0.025^4}{32}} = 813243.562 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot 813243562^2} = 1408579.168 \text{ Pa} = 1.4 \text{ MPa}$$

Sección 3:

$$T_{\max} = 2.495 \text{ Nm}$$

$$\tau = \frac{2.495 \cdot 0.015}{\frac{\pi \cdot 0.03^4}{32}} = 470627.0614 \text{ Pa}$$

$$\sigma_m = \sqrt{3 \cdot 470627.0614^2} = 815149.98 \text{ Pa} = 0.815 \text{ MPa}$$

Obtenidos los valores de σ_m para cada sección, se calcula σ_a . En este caso se produce flexión rotativa. En el cálculo de σ_a hay que tener en cuenta las dos componentes x e y para obtener el vector momento resultante.

Para calcular los momentos correspondientes a cada sección, se tienen que despejar el resto de incógnitas: R_{ax} , R_{ay} , R_{bx} y R_{by}

El peso total soportado por los rodamientos es igual a:

Peso que soportan (P) = 2 · conjunto eje vía + 2 · conjunto eje bogie + rectángulo = 600 N, calculado con el programa SolidWorks.

Se realiza sumatorio de fuerzas en el eje x e y.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 0.5 \cdot P - F_2 \cdot \cos 30 = 0$$



Al suponer simetría $R_{ay} = R_{by}$

$$2 \cdot R_{ay} = 0.5 \cdot 600 + 500 \cdot \cos 30$$

$$R_{ay} = 366.5 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} + 2 \cdot F_{roz} - F1 - F2 \cdot \sin 30 = 0$$

Al suponer simetría $R_{ax} = R_{bx}$

$$2 \cdot R_{ax} = 617.4117 + 500 \cdot \sin 30 - 2 \cdot 46.96$$

$$R_{ax} = 386.75 \text{ N}$$

Se dibujan los diagramas para los momentos flectores en el x e y.

Eje X:

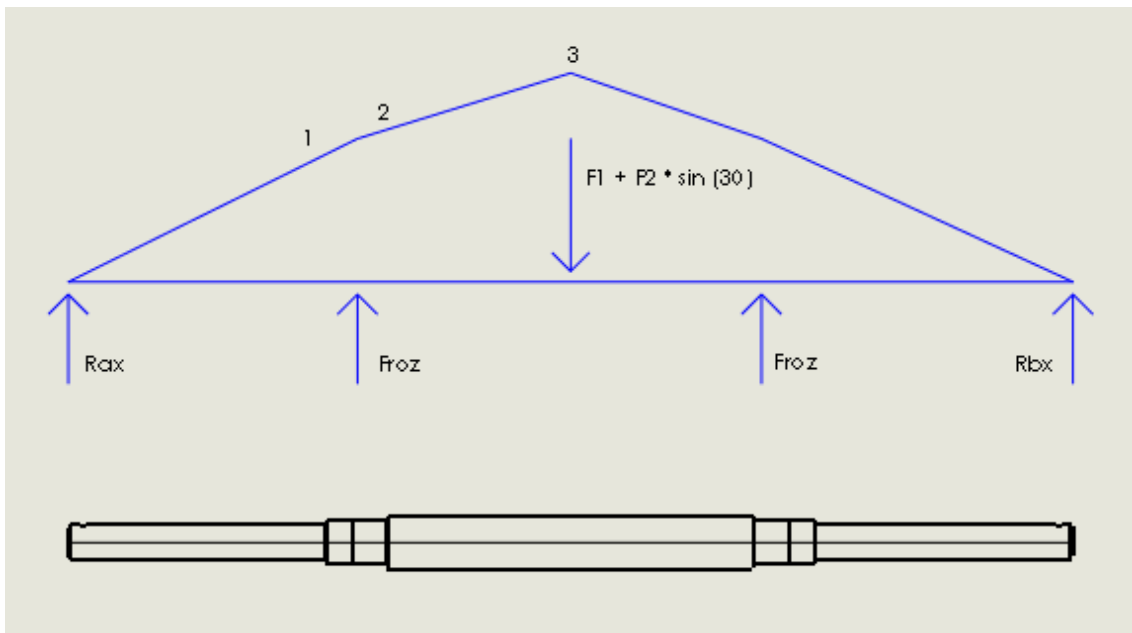


Figura 7.3: diagrama momentos flectores eje x

Sección 1:

$$M_x = 56.95 \text{ Nm}$$

Sección 2:

$$M_x = 71.06 \text{ Nm}$$

Sección 3:

$$M_x = 116.27 \text{ Nm}$$

Eje y:

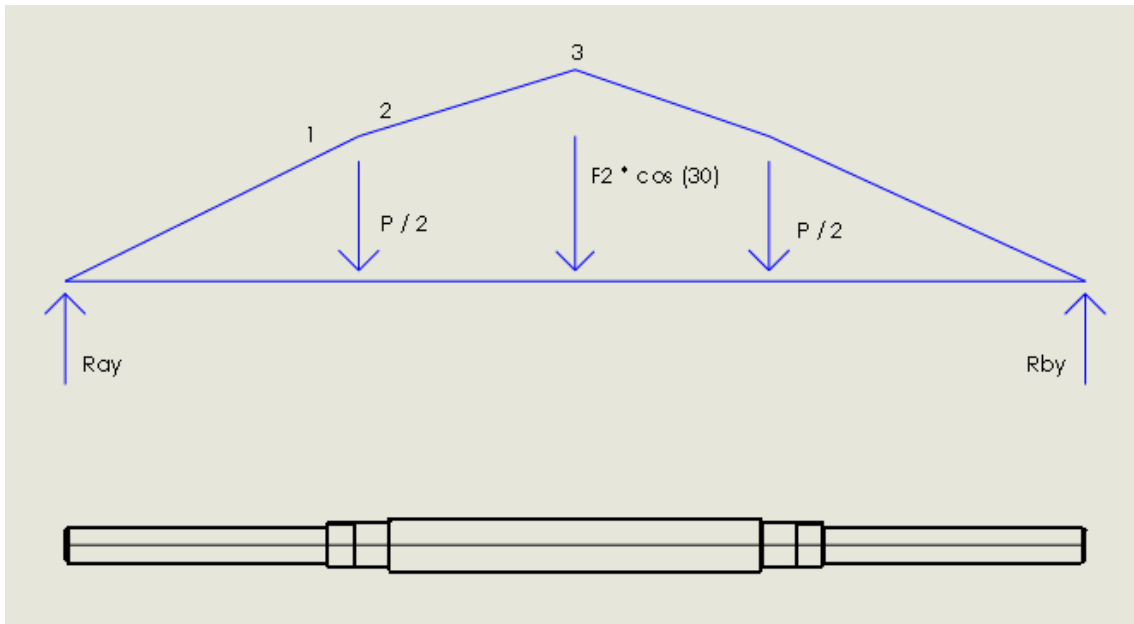


Figura 7.4: diagrama momentos flectores eje y

Sección 1:

$$M_y = 53.967 \text{ Nm}$$

Sección 2:

$$M_y = 64.96 \text{ Nm}$$

Sección 3:

$$M_y = 87.527 \text{ Nm}$$

Obtenidas las componentes x e y de los momentos en cada sección, se calcula el momento resultante.

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

Sección 1:

$$M = \sqrt{56.95^2 + 53.967^2} = 78.46 \text{ Nm}$$

Sección 2:

$$M = \sqrt{71.06^2 + 64.96^2} = 96.277 \text{ Nm}$$

Sección 3:

$$M = \sqrt{116.27^2 + 87.527^2} = 145.53 \text{ Nm}$$



Se sustituye para obtener σ_a .

$$\sigma_a = \frac{M \cdot c}{I}$$

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Sección 1:

$$\sigma_a = \frac{78.46 \cdot 0.01}{\frac{\pi \cdot 0.02^4}{64}} = 99898374.68 \text{ Pa} = 99.89 \text{ MPa}$$

Sección 2:

$$\sigma_a = \frac{96.277 \cdot 0.0125}{\frac{\pi \cdot 0.025^4}{64}} = 62762846.03 \text{ Pa} = 62.76 \text{ MPa}$$

Sección 3:

$$\sigma_a = \frac{145.53 \cdot 0.015}{\frac{\pi \cdot 0.03^4}{64}} = 54902089.17 \text{ Pa} = 54.9 \text{ MPa}$$

Después de calcular las componentes continua y alterna de la tensión, se utiliza el criterio de Goodman para comprobar la resistencia a fatiga del eje en las tres secciones suponiendo vida infinita.

Ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{cs}$$

El material utilizado para la construcción del eje es acero F125 tratado (DIN 1.7220), con las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 900 \text{ MPa}$$

$$S_y = 650 \text{ MPa}$$

Se calcula S_e para cada sección:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_q \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot K_c \cdot S_e'$$

Sección 1:

$$K_a = 1.58 \cdot 490^{-0.085} = 0.933$$

$$K_b = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.896$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$



q: sensibilidad a la entalla

En este caso se obtiene de la tabla 2.3 a flexión del anexo, para $r = 0.5$ mm (radio muesca) y $S_{ut} = 0.9$ GPa

$$q = 0.7$$

Este valor es válido para las dos secciones donde hay cambio de sección.

K_t : factor teórico de concentración de tensiones

Se utiliza la tabla 2.3 del anexo, figura 26.9 para:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5}{20} = 0.025$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{20} = 1.25$$

$$K_t = 2.4$$

Se sustituye:

$$K_f = 1 + 0.7 \cdot (2.4 - 1) = 1.98$$

$$K_e = \frac{1}{1.98} = 0.505$$

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Para un 90 % de probabilidad $\sigma = 0.08$ y $D = 1.3$

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot 1.3 = 0.896$$

$S_e' = 0.504 \cdot S_{ut}$ para valores de $S_{ut} < 1400$ MPa

$$S_e' = 0.504 \cdot 900$$

El resto de factores son iguales a 1.

Se obtiene S_e :

$$S_e = 0.933 \cdot 0.896 \cdot 0.505 \cdot 0.896 \cdot 0.504 \cdot 900 = 171.578 \text{ MPa}$$

Ecuación de Goodman: $\sigma_m = 0$

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{cs}$$

$$\frac{99.89}{171.578} = \frac{1}{cs}$$

$$Cs = 1.72 > 1 \text{ Correcto}$$



Sección 2:

$$K_a = 1.58 \cdot 490^{-0.085} = 0.933$$

$$K_b = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.874$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$q = 0.7$$

K_t : factor teórico de concentración de tensiones

Se utiliza la tabla 2.3 del anexo, figura 26.9 para:

$$\frac{r}{d} = \frac{0.5}{25} = 0.02$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2$$

$$K_t = 2.5$$

Se sustituye:

$$K_f = 1 + 0.7 \cdot (2.5 - 1) = 2.05$$

$$K_e = \frac{1}{2.05} = 0.488$$

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Para un 90 % de probabilidad $\sigma = 0.08$ y $D = 1.3$

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot 1.3 = 0.896$$

$S_e' = 0.504 \cdot S_{ut}$ para valores de $S_{ut} < 1400$ MPa

$$S_e' = 0.504 \cdot 900$$

El resto de factores son iguales a 1.

Se obtiene S_e :

$$S_e = 0.933 \cdot 0.874 \cdot 0.488 \cdot 0.896 \cdot 0.504 \cdot 900 = 161.731 \text{ MPa}$$

Ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{cs}$$



$$\frac{1.4}{900} + \frac{62.76}{161.731} = \frac{1}{cs}$$

$$Cs = 2.56 > 1 \text{ Correcto}$$

Sección 3:

$$K_a = 1.58 \cdot 490^{-0.085} = 0.933$$

$$K_b = \left(\frac{30}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.856$$

$$K_e = \frac{1}{K_f}$$

$K_f = 1$ porque no hay cambio de sección

$$K_e = 1$$

$$K_c = 1 - \sigma \cdot D$$

Para un 90 % de probabilidad $\sigma = 0.08$ y $D = 1.3$

$$K_c = 1 - 0.08 \cdot 1.3 = 0.896$$

$S_e' = 0.504 \cdot S_{ut}$ para valores de $S_{ut} < 1400$ MPa

$$S_e' = 0.504 \cdot 900$$

El resto de factores son iguales a 1.

Se obtiene S_e :

$$S_e = 0.933 \cdot 0.856 \cdot 1 \cdot 0.896 \cdot 0.504 \cdot 900 = 324.591 \text{ MPa}$$

Ecuación de Goodman:

$$\frac{\sigma_m}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{cs}$$

$$\frac{0.815}{900} + \frac{54.9}{324.591} = \frac{1}{cs}$$

$$Cs = 5.88 > 1 \text{ Correcto}$$

Analizadas las tres secciones, se observa que la sección 1 es la más crítica al tener el menor coeficiente de seguridad, el cual es mayor que 1 por lo tanto se demuestra que el eje soporta los esfuerzos a fatiga durante vida infinita.



7.2 CÁLCULO DE VIDA DEL RODAMIENTO UCP 204

Datos rodamiento: $C_r = 12800 \text{ N}$

$$C_{ro} = 6600 \text{ N}$$

Estos datos son para una probabilidad del 90 % y una vida de 10^6 revoluciones: $L_{10} = 1$ (millones de revoluciones).

Se utilizará C_r porque en nuestro caso solo tenemos fuerza radial.

Del cálculo a fatiga del eje vía se obtienen las componentes x e y de la reacción del rodamiento.

$$R_{ax} = 386.75 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 366.5 \text{ N}$$

$$R_a = \sqrt{386.75^2 + 366.5^2} = 532.82 \text{ N}$$

Con la siguiente fórmula se calcula la vida de nuestro rodamiento en función de la reacción sobre él.

$$\frac{L_{ra}}{L_{rb}} = \left(\frac{F_b}{F_a}\right)^a$$

En el caso de rodamiento de bolas $a = 3$

Según especificaciones: $L_{rb} = 1$ y $F_b = 12800 \text{ N}$

Según prototipo: $F_a = 532.82 \text{ N}$

$$\frac{L_{ra}}{1} = \left(\frac{12800}{532.82}\right)^3$$

$L_{ra} = 13863.99$ millones de revoluciones para una probabilidad del 90 %.

Se comprueba que los rodamientos son válidos para esta aplicación.



7.3 CÁLCULO DE VIDA DEL RODAMIENTO SBPP 206

Datos rodamiento: $C_r = 19500 \text{ N}$

$$C_{ro} = 11300 \text{ N}$$

Estos datos son para una probabilidad del 90 % y una vida de 10^6 revoluciones: $L_{10} = 1$ (millones de revoluciones).

Se utilizará C_r porque en nuestro caso solo tenemos fuerza radial.

La reacción sobre el rodamiento se calcula a partir de sus componentes x e y, para ello se necesita saber el peso total que soportan (P).

Peso que soportan (P) = 2 · conjunto eje bogie + rectángulo = 320 N, calculado con el programa SolidWorks.

Se realiza sumatorio de fuerzas en el eje x e y. La F_{roz} que aparece en el eje x es igual a la obtenida en el cálculo a fatiga del eje. $F_{roz} = 46.96 \text{ N}$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{by} - 0.5 \cdot P = 0$$

Al suponer simetría $R_{ay} = R_{by}$

$$2 \cdot R_{ay} = 0.5 \cdot 320$$

$$R_{ay} = 80 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{bx} - 2 \cdot F_{roz} = 0$$

Al suponer simetría $R_{ax} = R_{bx}$

$$2 \cdot R_{ax} = 2 \cdot 46.96$$

$$R_{ax} = 46.96 \text{ N}$$

$$R_{ax} = 46.96 \text{ N}$$

$$R_{ay} = 80 \text{ N}$$

$$R_a = \sqrt{46.96^2 + 80^2} = 92.76 \text{ N}$$



Con la siguiente fórmula se calcula la vida de nuestro rodamiento en función de la reacción sobre él.

$$\frac{L_{ra}}{L_{rb}} = \left(\frac{F_b}{F_a}\right)^a$$

En el caso de rodamiento de bolas $a = 3$

Según especificaciones: $L_{rb} = 1$ y $F_b = 19500$ N

Según prototipo: $F_a = 92.76$ N

$$\frac{L_{ra}}{1} = \left(\frac{19500}{92.76}\right)^3$$

$L_{ra} = 9290126.212$ millones de revoluciones para una probabilidad del 90

Se comprueba que los rodamientos son válidos para esta aplicación.

7.4 CÁLCULO LONGITUD DE LA CORREA

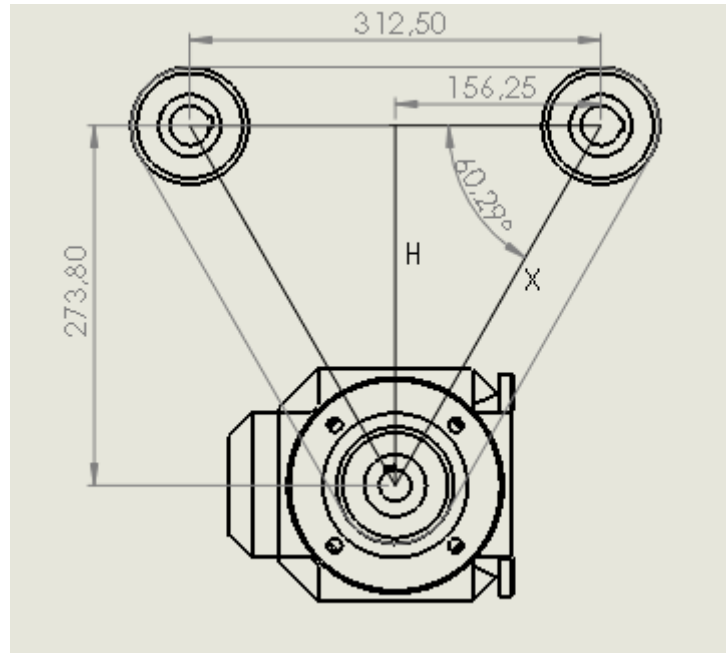


Figura 7.5: modelo triángulo formado por las poleas

Se calcula la longitud de correa mínima, tomando como referencia la altura mínima del triángulo que forman las poleas, para ello se coloca el motor en la posición más alta respecto del suelo que le permite la chapa motor.

$$H_{\text{mín}} = 273.8 \text{ mm}$$

$$X^2 = 156.25^2 + H^2$$

$$X = 315.247$$

La zona en contacto total entre correa y poleas tiene que ser igual a la longitud de la circunferencia de la polea. Se calcula la longitud primitiva, por lo tanto se utiliza el radio primitivo de la polea.

$$R_{\text{prim}} = 42.5$$

$$L_{\text{prim}} = 312.5 + 2 \cdot X + 2 \cdot \pi \cdot R_{\text{prim}} = 1210.03 \text{ mm}$$

Se busca en el catálogo una longitud de correa normalizada superior al valor obtenido. Hay dos opciones 1212 y 1237, con 1212 se tiene poco margen para ajustar la correa, en cambio con 1237 se dispone de un margen mayor para ajustar la tensión de la correa, de acuerdo a la idea inicial del diseño de las ranuras de desplazamiento en la chapa motor.

7.5 CÁLCULO RECORRIDO DE DEFORMACIÓN DEL SILENTBLOCK

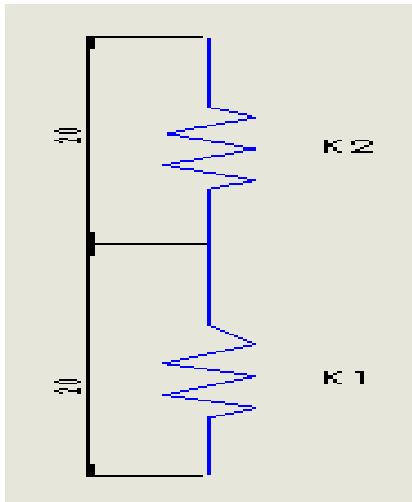


Figura 7.6: modelo deformación silentblocks 20

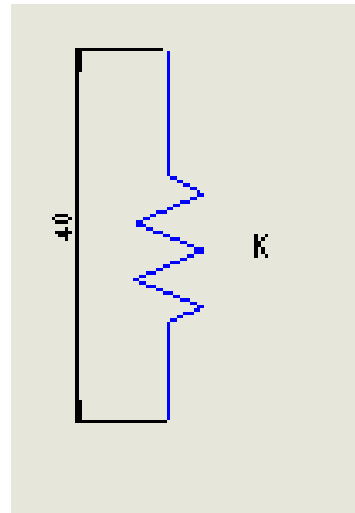


Figura 7.7: modelo deformación silentblock 40

$$k_1 = k_2 = k$$

$$k_t^{-1} = k_1^{-1} + k_2^{-1}$$

$$k_t^{-1} = \frac{2}{K}$$

$$k_t = \frac{K}{2}$$

Esta relación indica que la suma de las deformaciones de los silentblocks de tamaño 20 tiene que ser igual a la mitad de la deformación del silentblock de 40.

Se utiliza la gráfica fuerza – deformación correspondiente a cada modelo para comprobar si se cumple la relación anterior.

Se escoge un valor para $F = 1000$ N, es un valor superior al real pero sirve como modelo para caso crítico.

Caso dos silentblocks 20: $K_1 = 3.2$ mm

Caso un silentblock 40: $k = 9.2$ mm

Se sustituye:

$$K_t = 3.2 + 3.2 = 6.4 \text{ mm}$$



$$K_t = \frac{9.2}{2} = 4.6 \text{ mm}$$

Se observa que utilizando un silentblock de 40, el conjunto sufre un recorrido de deformación menor para fuerzas mayores.

7.6 CÁLCULOS DE LA FUERZA A SOPORTAR POR LAS CÉLULAS DE CARGA

Se realizan los cálculos para obtener una aproximación de la fuerza que tienen que medir las células de carga. Como datos orientativos se utilizan los momentos de inercia calculados con el programa SolidWorks y el par motor máximo según las especificaciones del motor.

I_{rueda} : sistema eje – rueda bogie

$I_{vía}$: sistema eje – rueda vía

$T_{motor} = 4.99 \text{ Nm}$ según especificaciones

$I_{motor} = 0.0019 \text{ kgm}^2$ según especificaciones

Se calcula la aceleración angular máxima del motor ($\ddot{\theta}_{max}$):

$$T_{motor} = (I_{motor} + I_{sist}) \cdot \ddot{\theta}_{max}$$

$$I_{sist} = 2 \cdot (I_{vía} + I_{rueda}) = 2 \cdot (52940252.49 + 10385120.34) = 0.1266507457 \text{ kgm}^2$$

$$4.99 = (0.0019 + 0.12665) \cdot \ddot{\theta}_{max}$$

$$\ddot{\theta}_{max} = 38.817 \text{ rad/s}$$

Se despeja la fuerza:

$$F = 2 \cdot \left(\frac{I_{rueda}}{R_{rueda}} \cdot \ddot{\theta}_{max} \right) = 2 \cdot \left(\frac{1085120.34 \cdot 10^{-9}}{53.125 \cdot 10^{-3}} \cdot 38.817 \right) = \mathbf{7.588 \text{ N}}$$

Con este resultado se eligen las células de carga citadas en el apartado 6.4.8



8. MONTAJE

8.1 ENSAMBLAJE DE PIEZAS

Realizadas todas las piezas y comprados todos los elementos comerciales, se analizan los pasos a seguir en el proceso de montaje y ajuste del prototipo.

Mediante un buen ajuste se pretende minimizar los errores de paralelismo, perpendicularidad, etc.



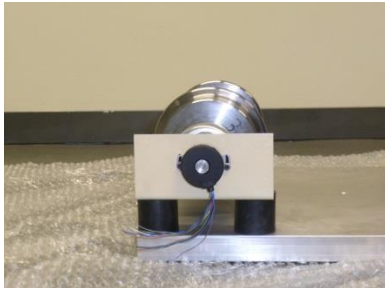
El proceso se divide en cuatro etapas independientes, para llegar a una última etapa común de ensamblaje en la bancada.

Antes de iniciar el montaje, mencionar que las ruedas de la vía y del bogie han sido ensambladas en el taller sobre sus respectivos ejes por dos métodos diferentes. Las ruedas del bogie están ajustadas por medio de una chaveta. De este modo se pretende dejar abierta la posibilidad de cambiar la distancia entre ejes y el punto de contacto entre la rueda y la vía.

Para el ajuste de las ruedas de la vía se ha utilizado un método por presión en caliente para fijar su posición. En el eje de la vía también se han colocado las poleas.

FASE Nº	DESCRIPCIÓN
1	Montaje perfiles laterales sobre bancada
2	Unión chapa motor – perfiles laterales
3	Posicionar motor en chapa motor, la posición no importa por ahora, más tarde se ajustará la altura con la correa
4	Sujetar variador de velocidad a la bancada por medio de la pletina soldada al perfil de ésta



	
5	Montar soporte de rodamiento en el eje vía
6	Unir con el soporte de rodamiento la pletina L encoder en el extremo del eje que se coloquen los encoder rotativos
7	Colocar encoder rotativo
8	Situar en el extremo opuesto del eje sin encoder, la pletina 1 mm para nivelar la altura del eje
9	<p>Antes de apoyar los soportes de rodamiento sobre la bancada, se coloca la correa alrededor de los dos ejes vía</p> 
10	Montar el conjunto de los ejes vía sobre la bancada
11	Ajustar posición soportes de rodamiento sobre la bancada con bloque patrón
12	Centrar y alinear posición ruedas vía en el prototipo
13	Nivelar altura ruedas vía con cristal
14	Montar soportes de rodamiento sobre eje bogie
15	Unir silentblocks con bastidor, pletina L encoder y pletina 1mm
16	Ajustar posición soporte de rodamiento en eje del bogie sobre silentblocks
17	Ajustar distancia entre ejes del bogie y unir a silentblocks
18	<p>Colocar encoder rotativo</p> 



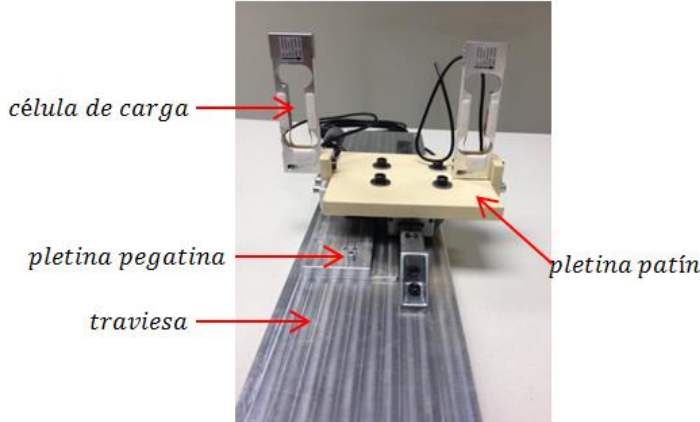
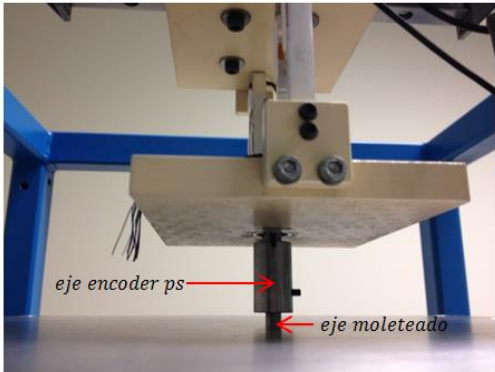
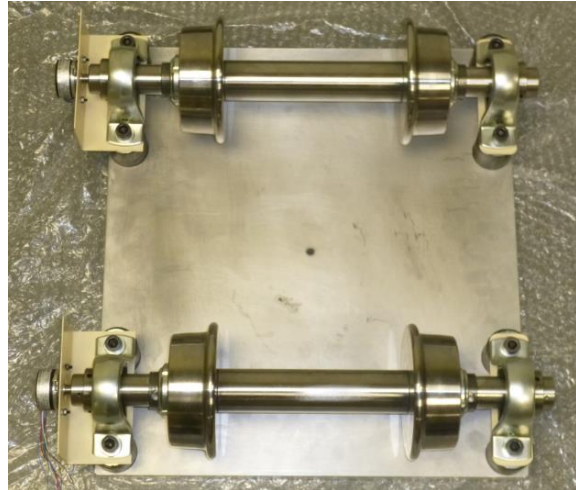
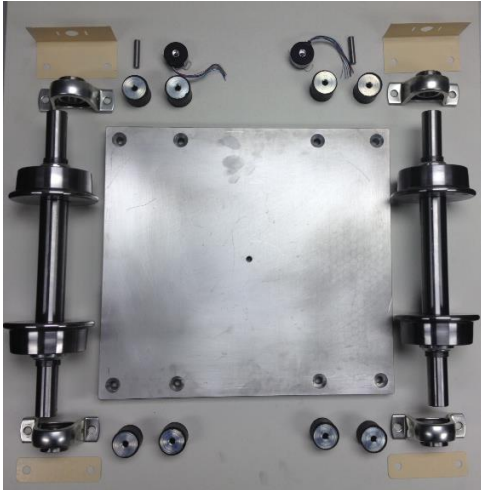
19	Situar guía – patín sobre traviesa
20	Alinear guía con traviesa
21	Fijar topes en los extremos de la guía mediante unión atornillada a la traviesa
22	Posicionar pegatina encoder lineal sobre huella de la pletina pegatina
23	Situar pletina pegatina paralela a la guía
24	Unir pletina pegatina a la traviesa
25	Ajustar posición rodamiento de agujas en pletina encoder
26	Montar pletina células de carga sobre pletina encoder
27	Unir células de carga con pletinas ya unidas a pletina encoder 
28	Montar el resto de pletinas sobre las células de carga
29	Unir pletina patin con las pletinas de la célula de carga
30	Ajustar la posición del conjunto células de carga, pletinas patín y encoder
31	Enlazar pletina patín con patín
32	Situar en la bancada el conjunto bastidor - ruedas bogie sobre las ruedas vía
33	Montar el conjunto traviesa sobre la bancada
34	Unir el eje encoder con el rodamiento de agujas y con el eje moleteado del bastidor
35	Ajustar la altura de unión entre el conjunto de la traviesa y el del bastidor 
36	Tensar la correa y ajustar la altura del motor

Tabla 8.1: proceso de montaje

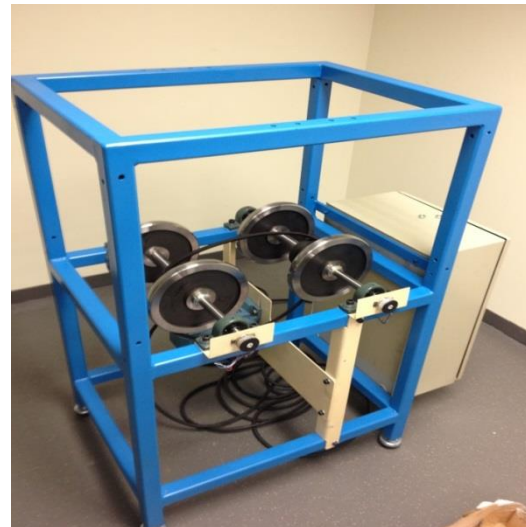
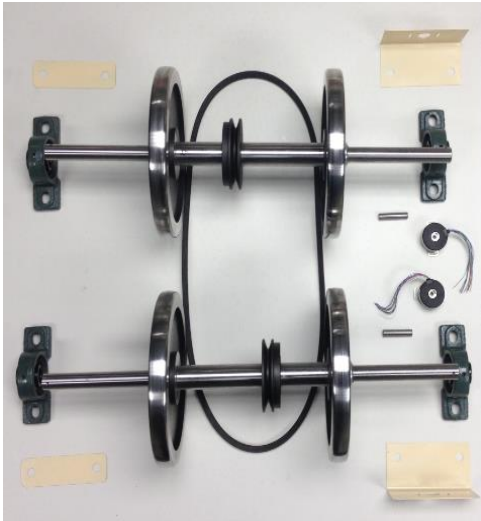
Se muestran a continuación los diferentes conjuntos del montaje con sus respectivos despieces.

CONJUNTOS DE MONTAJE

BASTIDOR – EJE RUEDAS BOGIE

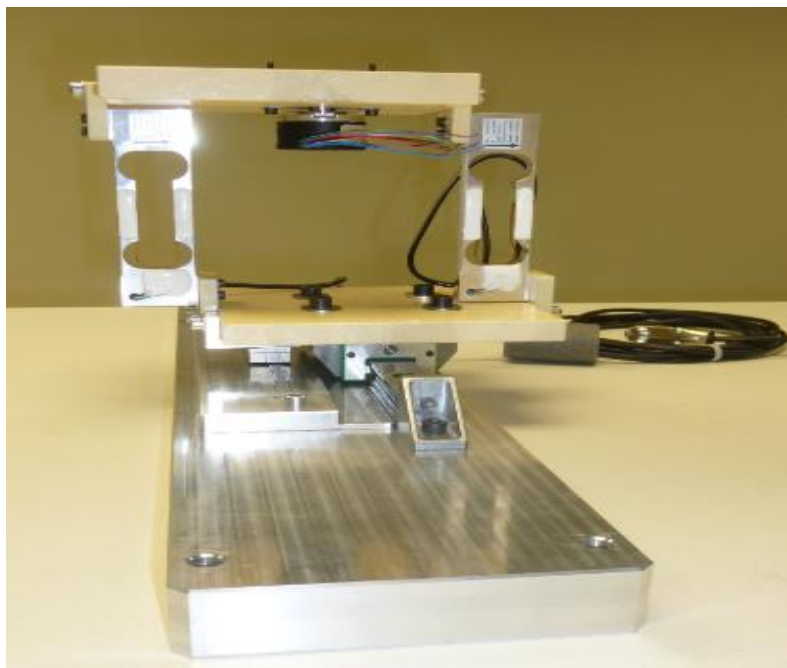


EJE RUEDAS VÍA





TRAVIESA





8.2 PROCESO DE AJUSTE

En el siguiente apartado se explican de forma más detallada los procesos seguidos para ajustar y alinear los componentes del prototipo.

Se realiza un proceso iterativo de ajuste debido a que al ajustar una medida, puede modificarse otra que ya lo estaba, por ello se realiza varias veces hasta conseguir un equilibrio entre todas las medidas consideradas.

Se comienza ajustando la posición de los soportes de rodamiento sobre el perfil de la bancada. Los agujeros realizados sobre la bancada tienen un diámetro 0.5 mm mayor para tener la posibilidad de afinar la posición de los elementos que están unidos a ella, porque pueden producirse pequeñas desviaciones de las medidas iniciales que se le han facilitado al operario para realizar los agujeros manualmente. La medida más importante a tener en cuenta para posicionar los soportes de rodamiento es la distancia entre ejes, que representa el empate del bogie real escalado 1:8. Se construye un bloque patrón de medida 292.5 mm, que es la distancia entre caras internas de los ejes; este bloque tiene los extremos redondeados para obtener un único punto de contacto con el eje y conseguir un ajuste más exacto.



Figura 8.1: foto bloque patrón 292.5



Figura 8.2: foto extremo redondeado

Hechas las aclaraciones anteriores, se procede a fijar la posición de un eje de la vía con respecto a la bancada; se utilizará como eje patrón para ajustar el resto de medidas a partir de este eje. A continuación se posiciona el otro eje utilizando el bloque patrón en cada extremo por separado para asegurar la alineación de ambos ejes.

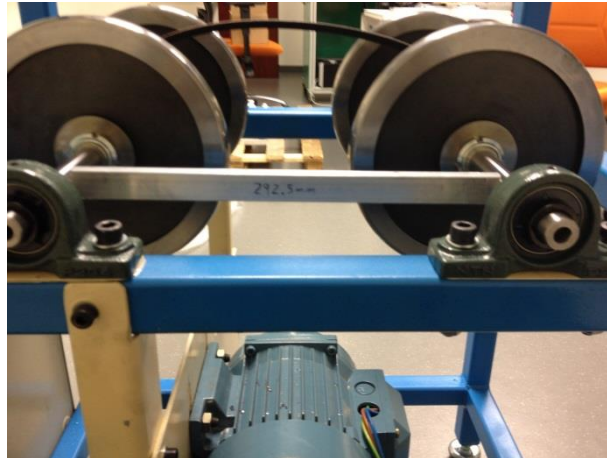


Figura 8.3: foto ajuste distancia entre ejes vía

El siguiente objetivo es alinear las ruedas de la vía. Con el prisionero del rodamiento se ajusta la posición de las ruedas respecto de la bancada utilizando un calibre. Tras fijar la posición del eje patrón, se alinean las otras dos ruedas por medio de una regla rígida en contacto con la superficie externa de la rueda. Esta primera etapa del proceso de ajuste se repite varias veces, como ya se ha explicado anteriormente, para asegurar el correcto posicionamiento de los elementos.

El siguiente paso es comprobar que las ruedas de la vía están niveladas. Un método sencillo es situar un cristal encima de las cuatro ruedas aplicando una pequeña fuerza en los extremos del cristal para comprobar si se balancea, esto significaría que en ese punto no tiene punto de apoyo, por lo tanto esa rueda está más baja que el resto y habrá que colocar un calce. Se elige un cristal porque es una superficie que por sus procesos de fabricación está completamente nivelada, y se procede a la colocación del mismo en diferentes posiciones para comprobar los resultados. En nuestro caso hay una rueda desnivelada; como solución, se introduce entre el cristal y la rueda un trozo de pletina y se vuelve a realizar el proceso anterior comprobando que están las cuatro ruedas niveladas.



Figura 8.4: foto ruedas niveladas con cristal



Figura 8.5: foto calce para rueda desnivelada



En la segunda etapa del proceso de ajuste, se monta el conjunto bastidor – ruedas bogie. En este sistema se utilizan un tipo de soportes de rodamiento con bastante holgura para poder ajustar la distancia entre ejes al unirlos a los silentblocks. El método seguido es similar al anterior, se fija la posición del calibre en la distancia requerida y se procede de forma iterativa hasta obtener una posición adecuada.

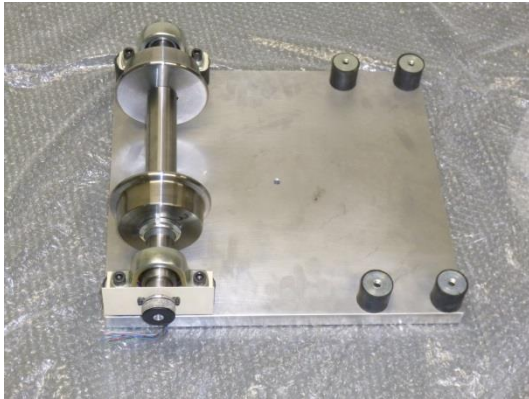


Figura 8.6: foto eje bogie referencia

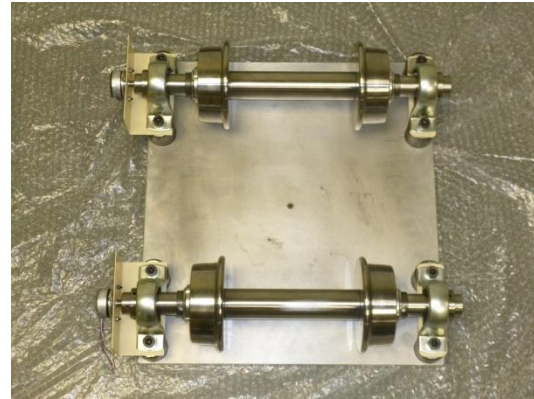


Figura 8.7: foto conjunto eje bogie - bastidor

La unión eje moleteado – bastidor ha sido diseñada para que el eje moleteado encaje de forma ajustada en el bastidor y mantenga fija su posición sin deslizarse. El método aplicado es golpear suavemente con un martillo de plástico hasta introducir el eje en la posición deseada. Es muy importante que el eje quede centrado y a nivel de la superficie inferior del bastidor. Con esta finalidad se introduce la parte del eje rectificado de menor diámetro por la parte inferior del bastidor hasta que hace tope con la zona moleteada del eje, de esta manera se ha conseguido introducir la mayor parte del eje de forma centrada, después se introduce el resto con el martillo.

La tercera etapa corresponde al conjunto superior del prototipo unido a la traviesa. Los diferentes agujeros de unión realizados entre elementos están diseñados con una pequeña holgura para tener la posibilidad de ajustar la posición de unión entre ambos.

Se utiliza el calibre para alinear la guía respecto de la traviesa midiendo la distancia entre sus caras externas en los extremos de la guía.

La pletina pegatina tiene una huella de una décima en la superficie que sirve para posicionar la pegatina del encoder lineal alineada con la guía y centrada. Encima de la pegatina se coloca un plástico de un determinado espesor que sitúa la cabeza lectora a la distancia para medir correctamente, esta distancia se ajusta con la pletina L aluminio, que está diseñada con unos agujeros rasgados para poder variar su altura al unirse a la pletina patín, con la cual debe estar alineada. El objetivo de alinear las pletinas anteriores es conseguir que la cabeza lectora realice un movimiento paralelo al patín, consiguiendo una medida exacta del desplazamiento.

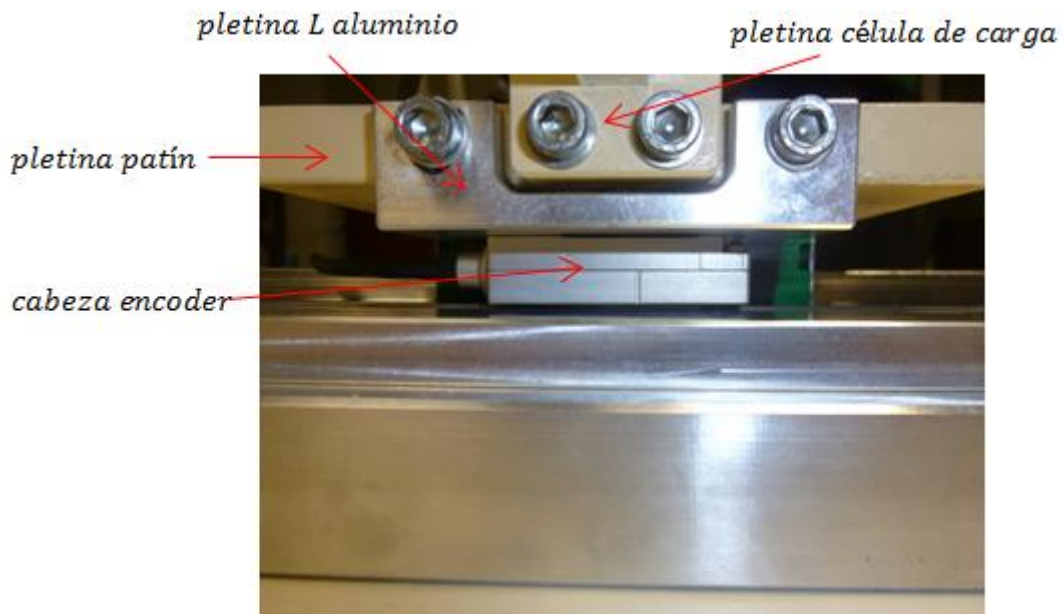


Figura 8.8: foto cabeza encoder alineada

Por otra parte se ajusta el conjunto formado por las pletinas y las células de carga. Este proceso también se realiza de modo iterativo. En primer lugar se nivelan las pletinas patín y encoder, y a continuación se fija la posición de la célula de carga con una escuadra formando 90 grados con el plano horizontal. Las células de carga no pueden estar en contacto con las pletinas patín y encoder para evitar roces que ocasionen su rotura, por ello se diseñan las pletinas de unión con la pletina encoder con los agujeros rasgados permitiendo ajustar la altura de las células de carga.

Una vez finalizado el acoplamiento de cada conjunto por separado, se monta todo en la bancada. El método diseñado para ajustar el montaje del prototipo consiste en un eje que une el eje moleteado del bastidor con el rodamiento de agujas. La profundidad del agujero del eje es mayor que la longitud de la clavija logrando un margen de desplazamiento vertical para posicionar el prototipo a la altura necesaria por medio de un prisionero. Con este eje también se consigue centrar la posición del conjunto bastidor – bogie.

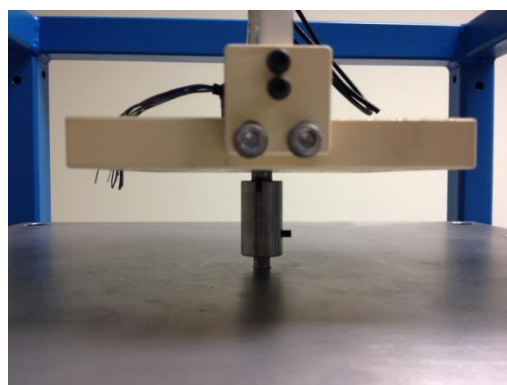


Figura 8.9: foto ajuste altura del prototipo



Por último se tensa la correa ajustando la posición del motor; esto se puede realizar porque al diseñar la chapa motor se hicieron unas ranuras que permitieran el desplazamiento vertical del motor con el fin de ajustarlo a la altura adecuada para tensar la correa.



9. CONCLUSIONES

Se ha diseñado un modelo a escala de bogie de tren que permite medir diferentes parámetros relacionados con el movimiento del mismo a lo largo de la vía.

El diseño está condicionado por:

- Cumplimiento de requerimientos: se respetan los parámetros dimensionales y dinámicos en los que se ha basado el diseño. Asimismo, las magnitudes que se quieren medir influyen en el diseño y colocación de las distintas piezas que tienen como función permitir a los distintos sensores realizar mediciones de la forma más precisa.
- Fabricable: se han diseñado las piezas de la forma más adecuada al proceso de fabricación en función del material utilizado.
- Montable: al diseñar las piezas se ha intentado simplificar el proceso de montaje y facilitar la unión de los distintos componentes
- Ajustable: se han tenido en cuenta las posibles imperfecciones en el proceso de fabricación que pudieran influir en el montaje

Tras la fabricación de las piezas, el montaje y ajuste del prototipo se ha realizado por medio de los procesos establecidos en el diseño inicial, sin tener que realizar reprocesos en las piezas a causa de fallos en el diseño.

Se han realizado procedimientos de ajuste iterativos con el objetivo de garantizar un correcto ensamblaje en el que se respeten las condiciones de posición, paralelismo y planitud.

Se ha puesto en funcionamiento el prototipo como se puede observar en los vídeos, comprobando satisfactoriamente que el sistema de poleas y la correa transmite perfectamente el movimiento al conjunto de las ruedas. La zona de contacto que se aprecia entre la rueda del bogie y la rueda de la vía se corresponde con la obtenida en las simulaciones.

LÍNEAS FUTURAS:

- Sensorizar el prototipo e implementar las conexiones para la toma de datos.
- Realizar un análisis dinámico del prototipo.
- Realizar la identificación y estimación de los parámetros dinámicos.



10. BIBLIOGRAFÍA

MECHATRONIC MODELING OF REAL – TIME WHEEL – RAIL CONTACT. Nicola Bosso, Maksym Spiriyagin, Antonio Gugliotta y Aurelio Somà. Ed Springer 2013.

A scaled – bogie test bench to understand and demystify Wheel/rail contact dynamics. Nicolas Docquier, Paul Fiset. Proceedings of the ECCOMAS MULTIBODY DYNAMICS Conference, Brussels, Belgium, 4-7 July 2011.

THE APPLICATION OF THE ROLLER RIGS TO RAILWAY VEHICLE DYNAMICS. Jaschinski A, Chollet H, Iwnicki S.D, Wickens A.H, Von Würzen J.

HANDBOOK OF RAILWAY VEHICLE DYNAMICS. Simon Iwnicki. Taylor & Francis Group

DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY. Richard G. Budynas y J.Keith Nisbett. Octava edición

FUNDAMENTALS OF MACHINE COMPONENT DESIGN. Juvinall R.C, Wiley. 3rd edition. 2000

ESTUDIO DEL DESCARRILAMIENTO DEL VAGÓN DE TREN DE MERCANCÍAS CON BOGIES Y25, Alberto García Serrano, Proyecto fin de carrera, Universidad Carlos III

DECLARACIÓN SOBRE LA RED 2014 ACTUALIZACIÓN ADIF, CAPÍTULO 3 DESCRIPCIÓN DE LA RED (BOE NÚM. 76 DE 28 DE MARZO DE 2014)

Apuntes de diseño y cálculo de máquinas, 5º Ingeniería Industrial UPNA. Parte de fatiga y cálculo de rodamientos

Catálogo NSK RODAMIENTOS

Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales. OPTIBELT

<http://www.abb.com/productdetails/ABB3GAA091001-ASA> Especificaciones motor

<http://www.indarbelt.es/html/main.htm> componentes comerciales

http://www.renfe.com/viajeros/nuestros_trenes/index.html modelo de tren

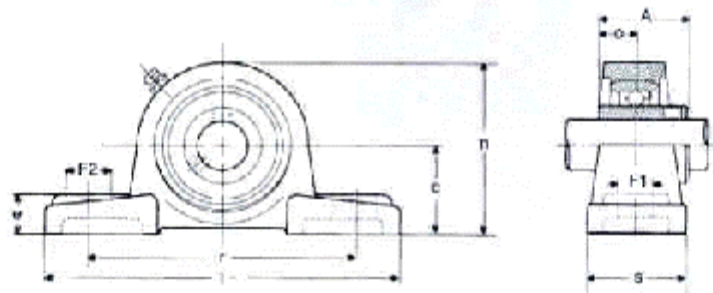
<http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/5938/5/04.pdf> contornos gálibos

11. ANEXO

11.1. ESPECIFICACIONES DE COMPONENTES COMERCIALES

11.1.1. SOPORTE DE RODAMIENTO UCP 204

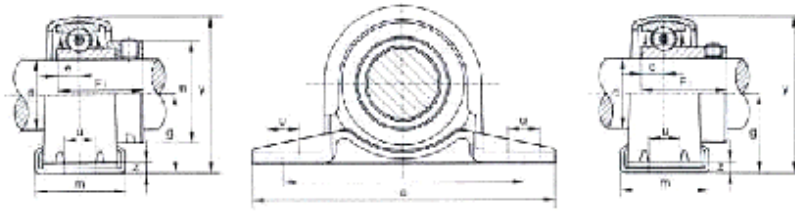
Soportes de rodamiento "Pillow Blocks" SERIE UCP 200



UCP	Diam. del eje/Agujero	Dimensiones en mm.										Rodamiento	Tornillo	Soporte	Peso
		c	l	r	s	F1	F2	e	n	A	o				
202	15	30,2	127	95	38	13	16	14	62	31	12,7	UC 202	M 10	P202	0,63
203	17	30,2	127	95	38	13	16	14	62	31	12,7	UC 203	M 10	P203	0,62
204	20	33,3	127	95	38	13	16	14	65	31	12,7	UC 204	M 10	P204	0,70
205	25	36,5	140	105	38	13	16	15	71	34	14,3	UC 205	M 10	P205	0,81
206	30	42,9	165	121	48	17	20	17	83	38,1	15,9	UC 206	M 14	P206	1,30
207	35	47,6	167	127	48	17	20	18	93	42,9	17,5	UC 207	M 14	P207	1,60
208	40	49,2	184	137	54	17	20	18	98	49,2	19	UC 208	M 14	P208	2,00
209	45	54	190	146	54	17	20	20	106	49,2	19	UC 209	M 14	P209	2,30
210	50	57,2	206	159	60	20	23	21	114	51,6	19	UC 210	M 16	P210	2,90
211	55	63,5	219	171	60	20	23	23	126	55,6	22,2	UC 211	M 16	P211	3,70
212	60	69,8	241	184	70	20	23	25	138	65,1	25,4	UC 212	M 16	P212	4,90
213	65	76,2	265	203	70	25	28	27	151	65,1	25,4	UC 213	M 20	P213	5,90
214	70	79,4	266	210	72	25	28	27	157	74,6	30,2	UC 214	M 20	P214	6,60
215	75	82,6	275	217	74	25	28	28	163	77,8	33,3	UC 215	M 20	P215	7,30
216	80	88,9	292	232	78	25	28	30	175	82,6	33,3	UC 216	M 20	P216	10,00
217	85	95,2	310	247	83	25	28	32	187	85,7	34,1	UC 217	M 20	P217	12,20
218	90	101,6	327	262	88	27	30	33	200	96	39,7	UC 218	M 22	P218	14,70

11.1.2. SOPORTE DE RODAMIENTO SBPP 206

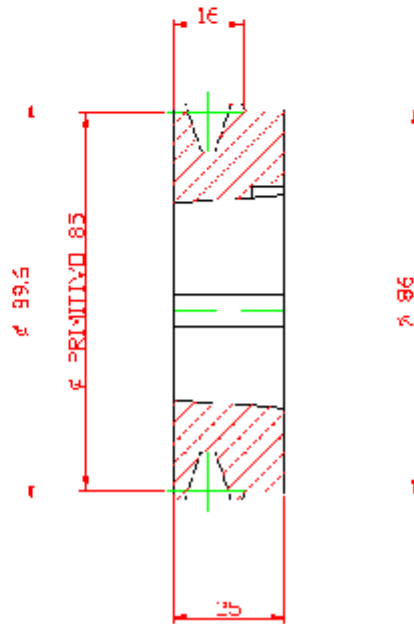
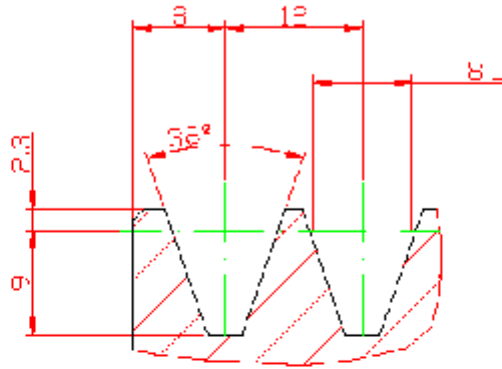
Soportes de rodamiento "Pillow Blocks" SERIE PP 200 (SAPP / SBPP)



pp	Diam. del eje/Agujero	Dimensiones en mm.								Tornillo	SAPP				SBPP			Soporte
		g	c	l	m	u	z	y	e		Fi	n	Rod.	Peso	Fi	Rod.	Peso	
201	12	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA201	0,19	22,0	SB201	0,16	PP201
202	15	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA202	0,19	22,0	SB202	0,16	PP202
203	17	22,2	86	68	25	9,5	3,0	43,8	6,0	M8	28,6	28,6	SA203	0,19	22,0	SB203	0,16	PP203
204	20	25,4	98	76	32	9,5	3,0	50,5	7,0	M8	31	33,3	SA204	0,23	25,0	SB204	0,23	PP204
205	25	28,6	108	86	32	11,5	4,0	56,6	7,5	M10	31	38,1	SA205	0,32	27,0	SB205	0,28	PP205
206	30	33,3	117	95	38	11,5	4,0	66,3	8,0	M10	35,7	44,5	SA206	0,50	30,0	SB206	0,47	PP206

11.1.3. POLEA SPZ 85

Polea Trapecial SPZ 85/1 Canal para T.L.1210



11.1.4. CASQUILLO CÓNICO 1210

Casquillos Cónicos “*Taper Bush*”

Índice:

I. Identificación del casquillo cónico “Taper Bush”

II. Características técnicas de los casquillos cónicos.

III. Instrucciones de montaje.



Un casquillo cónico se define por un grupo de seis cifras (por ejemplo 1610-20)
Las dos primeras cifras indican el eje máximo en pulgadas: 16 = 1.6 pulgadas: 40.64 mm

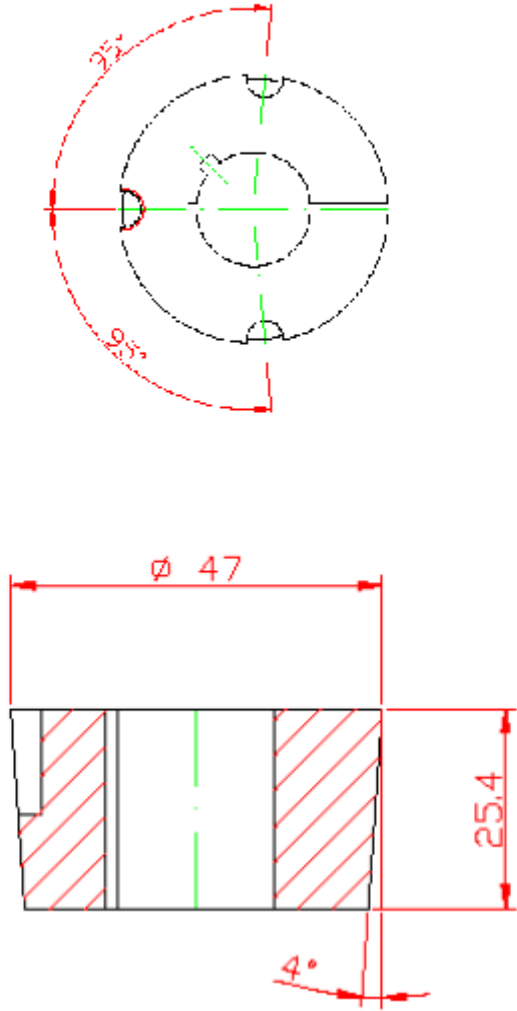
Las dos cifras siguientes indican el espesor del casquillo: 10 = 1.0 pulgadas: 25.40 mm

Las dos últimas cifras indican el diámetro del eje que queremos en mm: 20 = 20 mm.





Casquillo Cónico T.L.1210





11.1.5. CORREA SPZ 1237

Correas trapeciales perfil SPZ (9,7x8mm.) (DIN 7753)

Referencia	Lp	La
SPZ 587	600	
SPZ 607	620	
SPZ 612	625	
SPZ 630	643	
SPZ 637	650	
SPZ 662	675	
SPZ 670	683	
SPZ 687	700	
SPZ 710	723	
SPZ 722	735	
SPZ 737	750	
SPZ 750	763	
SPZ 762	775	
SPZ 772	785	
SPZ 787	800	
SPZ 800	813	
SPZ 812	825	
SPZ 825	838	
SPZ 837	850	
SPZ 850	863	
SPZ 862	875	
SPZ 875	888	
SPZ 887	900	
SPZ 900	913	
SPZ 912	925	
SPZ 922	935	
SPZ 925	938	
SPZ 937	950	
SPZ 950	963	
SPZ 962	975	
SPZ 975	988	
SPZ 987	1000	
SPZ 1000	1013	
SPZ 1012	1025	
SPZ 1024	1037	
SPZ 1037	1050	
SPZ 1047	1060	
SPZ 1060	1073	
SPZ 1077	1090	
SPZ 1087	1100	
SPZ 1112	1125	
SPZ 1120	1133	
SPZ 1137	1150	
SPZ 1147	1160	
SPZ 1150	1163	
SPZ 1162	1175	
SPZ 1180	1193	
SPZ 1187	1200	
SPZ 1202	1215	

www.indarbelt.es

Referencia	Lp	La
SPZ 1212	1225	
SPZ 1237	1250	
SPZ 1250	1263	
SPZ 1262	1275	
SPZ 1270	1283	
SPZ 1287	1300	
SPZ 1312	1325	
SPZ 1320	1333	
SPZ 1337	1350	
SPZ 1347	1360	
SPZ 1362	1375	
SPZ 1387	1400	
SPZ 1400	1413	
SPZ 1412	1425	
SPZ 1437	1450	
SPZ 1462	1475	
SPZ 1487	1500	
SPZ 1500	1513	
SPZ 1512	1525	
SPZ 1537	1550	
SPZ 1562	1575	
SPZ 1587	1600	
SPZ 1600	1613	
SPZ 1612	1625	
SPZ 1637	1650	
SPZ 1650	1663	
SPZ 1662	1675	
SPZ 1687	1700	
SPZ 1700	1713	
SPZ 1737	1750	
SPZ 1750	1763	
SPZ 1762	1775	
SPZ 1787	1800	
SPZ 1800	1813	
SPZ 1812	1825	
SPZ 1837	1850	
SPZ 1850	1863	
SPZ 1862	1875	
SPZ 1887	1900	
SPZ 1900	1913	
SPZ 1937	1950	
SPZ 1962	1975	
SPZ 1987	2000	
SPZ 2000	2013	
SPZ 2019	2032	
SPZ 2037	2050	
SPZ 2062	2075	
SPZ 2087	2100	
SPZ 2120	2133	

www.indarbelt.es

Referencia	Lp	La
SPZ 2137	2150	
SPZ 2187	2200	
SPZ 2240	2253	
SPZ 2262	2275	
SPZ 2287	2300	
SPZ 2360	2373	
SPZ 2437	2450	
SPZ 2487	2500	
SPZ 2500	2513	
SPZ 2650	2663	
SPZ 2800	2813	
SPZ 3000	3013	
SPZ 3150	3163	
SPZ 3350	3363	
SPZ 3550	3563	



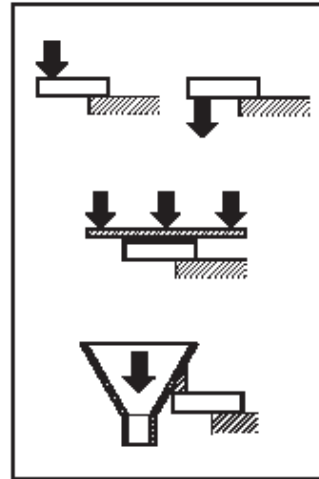
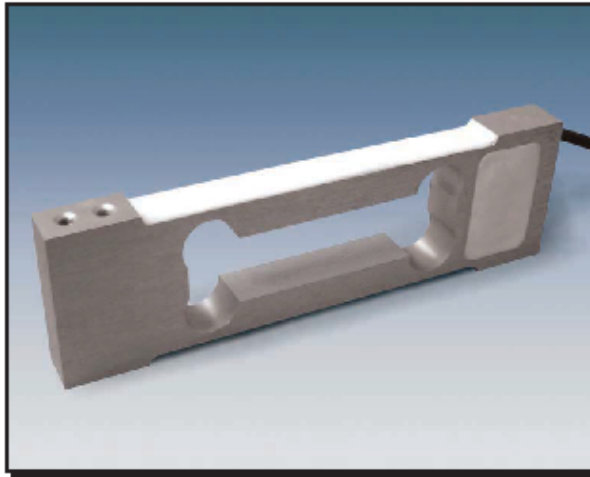
Li = Desarrollo interior en mm.
Lp(Lw) = Desarrollo primitivo en mm.
La = Desarrollo exterior en mm.

11.1.6. CÉLULA DE CARGA DE FLEXIÓN 104 – 0.6



MODELO 104

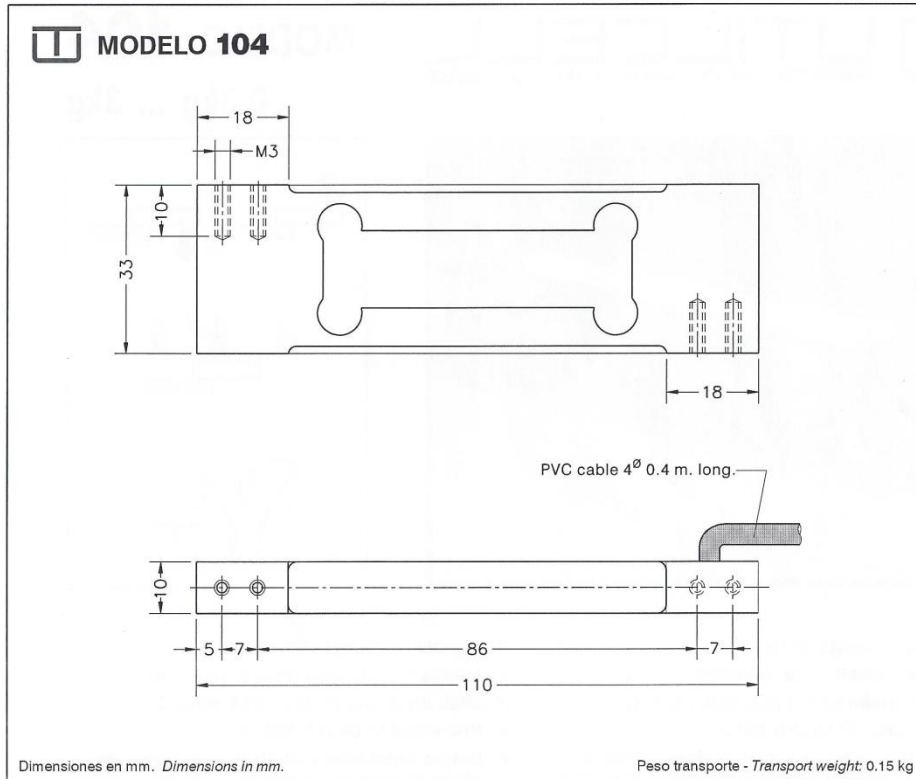
0.3kg ... 3kg



- Célula de carga de flexión
- Soporte elástico de aluminio
- 3000 divisiones O.I.M.L. R60 clase C
- Protección IP 66 (EN 60529)
- Gran precisión con cargas descentradas
- Aplicaciones:
 - Plataformas monocélula hasta 200 x 200 mm
 - Maquinaria envasado

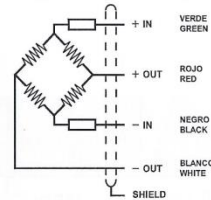
- Double bending beam load cell
- Measuring element from aluminium
- 3000 divisions O.I.M.L. R60 class C
- Protected IP 66 (EN 60529)
- Single point load cell. High accuracy with off-center loads
- Applications:
 - Direct platform up to 200 x 200 mm
 - Filling scales

Modelo Model	Carga nominal Nominal capacity Ln	Clase de precisión Accuracy class n. OIML	División mínima Minimum division vmin	Carga de servicio Service load 160 % Ln	Plataforma Platform A x B mm	Precisión Accuracy 1/3 Ln
104 0.3 kg	0.3 kg	3000	0.06 g	0.45 kg	200 x 200	3000 v
104 0.6 kg	0.6 kg	3000	0.12 g	0.9 kg	200 x 200	3000 v
104 1.2 kg	1.2 kg	3000	0.24 g	1.8 kg	200 x 200	3000 v
104 3 kg	3 kg	3000	0.6 g	4.5 kg	200 x 200	3000 v



ESPECIFICACIONES			SPECIFICATIONS
Cargas nominales (Ln)	0.3-0.6-1.2-3	kg	Nominal capacities (Ln)
Clase de precisión	3000	n. OIML	Accuracy class
Carga mínima	0	%Ln	Minimum dead load
Carga de servicio	150	%Ln (1)	Service load
Cargas límite	200	%Ln (1)	Safe load limit
Error combinado	< ±0.017	%Sn (2)	Total error
Error repetibilidad	< ±0.01	%Sn	Repeatability error
Efecto de la temperatura: en el cero en la sensibilidad	< ±0.01 < ±0.006	%Sn/5°K %Sn/5°K	Temperature effect: on zero on sensitivity
Error de fluencia (30 minutos)	< ±0.016	%Sn	Creep error (30 minutes)
Compensación de temperatura	-10...+40	°C	Temperature compensation
Límites de temperatura	-20...+70	°C	Temperature limits
Sensibilidad nominal (Sn)	0.9±0.2	mV/V	Nominal sensitivity (Sn)
Tensión de alimentación nominal	10	V	Nominal input voltage
Tensión de alimentación máxima	15	V	Maximum input voltage
Resistencia de entrada	400 ±20	Ω	Input impedance
Resistencia de salida	350 ±3	Ω	Output impedance
Desequilibrio inicial	< ±2	%Sn	No load output
Resistencia de aislamiento	> 5000	MΩ	Insulation resistance
Deformación máxima (a Ln)	0.3-0.5	mm	Maximum deflection (at Ln)
(1) En carga centrada sobre la célula. No para cargas excéntricas Only central loads on the load cell. Not for off-center loads			
(2) Error combinado: No Linealidad e Histéresis / Total error: Non Linearity and Hysteresis			

CONEXION ELECTRICA
ELECTRICAL CONNECTION:



0742



11.1.7. MOTOR ABB 3GAA091001 - ASA

29/10/13

ABB ABB3GAA091001-ASA

3GAA091001-ASA

Contacto de ABB para mirar vista
 España Print to Pdf..

Informacion General

Product ID: 3GAA091001-ASA
ABB Type Designation: M2AA 90S 2
Catalog Description: M2AA; AA Aluminium motor; Y; 2 poles; IMB3 IM1001



Categorías

Productos » Motores y Generadores » Motores de Baja Tensión » Legacy LV Motors » Motores de Aluminio de Aplicación General
 Productos » Motores y Generadores » Motores de Baja Tensión » Motores de Marina » Motores de Marina de Aplicación General

Información adicional

ABB Type Designation: M2AA 90S 2
Altitude: 1000 m
Ambient Temperature: 40 °C
Bearing: 6305-2Z/C3
Bearing NDE: 6204-2Z/C3
Catalog Description: M2AA; AA Aluminium motor; Y; 2 poles; IMB3 IM1001
Connection Configuration: Y
Core Credit: 0.00
Country of Origin: Spain (ES)
Customs Tariff Number: 85015220
Direction of Rotation: Both sides

Electrical Data:

Conn	Temp Class	Freq	Voltage	Power	Speed	Current	Power Factor	Torque
Y	–	60 Hz	440-480 V	1.75 kW	3460 r/min	3.50 A	0.820	4.83 N·m
D	–	60 Hz	250-280 V	1.75 kW	3460 r/min	6.10 A	0.820	4.83 N·m
Y	–	50 Hz	380-420 V	1.50 kW	2870 r/min	3.50 A	0.840	4.99 N·m
D	–	50 Hz	220-240 V	1.50 kW	2870 r/min	6.10 A	0.840	4.99 N·m

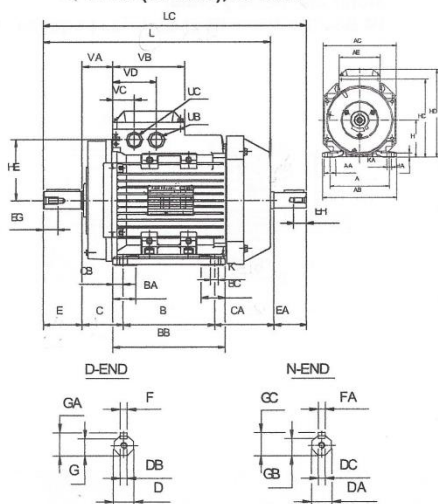
Enclosure Material: AA Aluminium motor
Frequency (f): 50 Hz
IC Class: IC411
IM Class: IMB3 IM1001
Input Voltage (U_{in}): 380...420 V
Insulation Class: ICLF
Invoice Description: 1.5kW255-275V/440-480V60HzIP55
IP Class: IP 55
Lubrication: For life
Made To Order: No
Minimum Order Quantity: 1.000 piece
Motor Type: M2AA
Mounting Type: IMB3 IM1001
Number of Poles: 2
Number of Speeds: single speed motor
Output Power: 1.5 kW
Package Level 1 Units: 0 carton



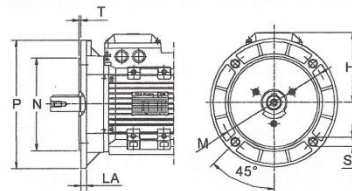
Motores de aluminio de aplicación general Tamaños 56-100

Dibujos de dimensiones

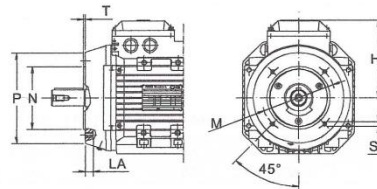
Motor con patas;
IM B3 (IM 1001), IM 1002



Motor con brida grande;
IM B5 (IM 3001), IM 3002



Motor con brida pequeña;
IM B14 (IM 3601)



IM B3 (IM 1001), IM 1002

Tamaño de carcasa	A	AA	AB	AC	AE	B	BB	C	CA	CB	D	DA	DB	DC	E	EA	EG	EH	F	FA
56	90	18	108	110	72	71	85	36	78	7	9	9	M3	M3	20	20	9	9	3	3
63	100	26	120	120	72	80	96	40	71	8	11	11	M4	M4	23	23	10	10	4	4
71	112	24	136	130	85	90	110	45	78	10	14	11	M5	M4	30	23	13	10	5	4
80	125	28	154	150	97	100	125	50	80	12,5	19	14	M6	M5	40	30	16	13	6	5
90 S	140	27	170	177	110	100	125	56	81	12,5	24	14	M8	M5	50	30	19	12,5	8	5
90 L	140	27	170	177	110	125	150	56	81	12,5	24	14	M8	M5	50	30	19	12,5	8	5
100	160	32	197	197	110	140	172	63	91	16	28	19	M10	M6	60	40	22	19	8	6

Tamaño de carcasa	G	GA	GB	GC	H	HA	HC	HD	HE	K	KA	L	LC	UB	UC	VA	VB	VC	VD
56	7,2	10,2	7,2	10,2	56	8	110	159	71	5,8	9	197	225	Pg11	M16x1,5	30	72	26	53
63	8,5	12,5	8,5	12,5	63	10	120	171	76	7	11	205	237	Pg11	M16x1,5	36	72	26	53
71	11	16	8,5	12,5	71	9	130	176	63	7	10	238	266	Pg16	M20x1,5	35	92	22	57
80	15,5	21,5	11	16	80	10	150	190	67	10	15	265	300	Pg16	M20x1,5	37	100	26	61
90 S	20	27	11	16	90	11	177	217	82,5	10	14	282	317	M25x1,5	M25x1,5	43,5	110	33	67
90 L	20	27	11	16	90	11	177	217	82,5	10	14	307	342	M25x1,5	M25x1,5	43,5	110	33	67
100	24	31	15,5	21,5	100	12	198	237	92,5	12	15	349	394	M25x1,5	M25x1,5	47	110	33	67

IM B5 (IM 3001), IM 3002

Tamaño de carcasa	HB	LA	M	N	P	S	T
56	103	10	100	80	120	7	3
63	108	10	115	95	140	10	3
71	105	10	130	110	160	10	3,5
80	110	12	165	130	200	12	3,5
90	127	10	165	130	200	12	3,5
100	137	11	215	180	250	15	4

IM B14 (IM 3601), IM 3602

Tamaño de carcasa	HB	LA	M	N	P	S	T
56	103	10	65	50	80	M5	2,5
63	108	10	75	60	90	M5	2,5
71	105	10	85	70	105	M6	2,5
80	110	10	100	80	120	M6	3
90	127	13	115	95	140	M8	3
100	137	14	130	110	160	M8	3,5

Tolerancias:

A, B	+ - 0,8	H	+0 -0,5
D, DA	ISO j6	N	ISO j6
F, FA	ISO h9	C, CA	+ - 0,8

En las tablas anteriores las dimensiones principales se expresan en mm.
 Para obtener planos detallados, consulte nuestras páginas Web:
www.abb.com/motors&drives, o póngase en contacto con nosotros.

11.1.8. SILENTBLOCK H 40 - 40 M 10

Amortiguador Cilíndrico - Silentblock . Serie H.

Imagen

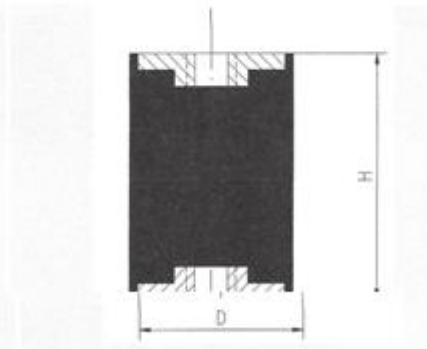
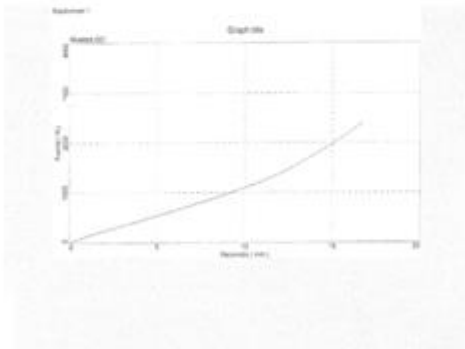
Ficha Técnica



- Carga Kgs. 120
- Rosca M-10
- Flecha m/m 10
- H m/m 40
- D m/m 40

Gráfica

Dibujo





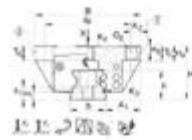
11.1.9. GUÍA - PATÍN KUVE 20 - B - L

Sistemas con recirculación a bolas KUVE20-B-L

carril largo, de cuatro filetes, en jaula; ejecución protegida contra la corrosión bajo consulta

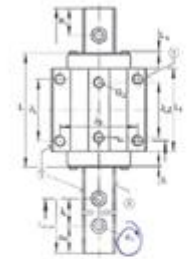


Accesorios



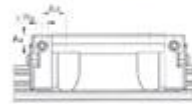
H	20 mm
B	63 mm
L	88,9 mm

1) Cara de apoyo
 2) Marcado
 3) Un engrasador con cabeza cónica según DIN 71 412-B M5 se incluye suelto en el suministro.



A1	21,5 mm
A2	8 mm
A3	7,7 mm
A4	4,6 mm
A5	33 mm
A6	20 mm
A7	53 mm
A8	20 mm
S	20 mm

e L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
 e L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
 e L y a R dependen de la longitud l máx. del carril-guía
 Tolerancia: $-0,005 / -0,03$
 para tornillos DIN ISO 4762-12.9
 Momento de apriete máx. Nm:
 M3 = 5,8
 M4 = 10
 M5 = 24
 M6 = 41
 M8 = 83
 M10 = 142



Conexión de lubricación lateral

H1	4,5 mm
H2	11 mm
H3	8,26 mm
h	17 mm
h1	9,1 mm
A1	53 mm
J1	40 mm
J2	19,2 mm
J3	35 mm
E	50 mm



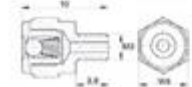
Conexión de lubricación horizontal

M5	para tornillos DIN ISO 4762-12.9
----	----------------------------------

Momento de apriete máx. Nm:
 M3 = 2,5
 M4 = 8
 M5 = 10
 M6 = 17
 M8 = 41
 M10 = 83
 M12 = 140
 M14 = 220
 M16 = 340



Engrasador 2)



Engrasador 3)

M5	para tornillos DIN ISO 4762-12.9
----	----------------------------------

Momento de apriete máx. Nm:
 M3 = 2,5
 M4 = 8
 M5 = 10
 M6 = 17
 M8 = 41



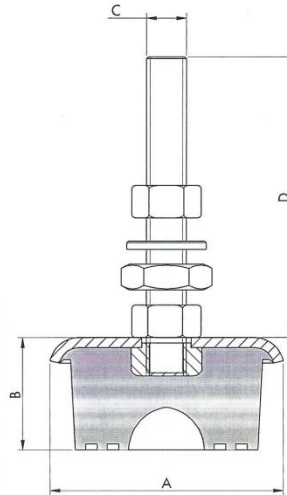
Direcciones de la carga		M16 = 340
	K₁	<p>Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación para tornillos DIN ISO 4762-12.9</p> <p>Momento de apriete máx. Nm: M3 = 2,5 M4 = 5 M5 = 10 M6 = 17 M8 = 41 M10 = 83 M12 = 140 M14 = 220 M16 = 340</p> <p>Apretar firmemente los tornillos, especialmente si pueden producirse pérdidas de precarga por mala fijación.</p>
	l₁	67,5 mm
	l₂	1,3 mm
	l₃	2960 mm
	N₁	<p>Longitud máxima de carriles-guía de un solo tramo: carriles más largos se suministran en varios tramos, convenientemente marcados.</p> <p>Carril-guía de un solo tramo de máx. 6 m, sobre consulta.</p> <p>Profundidad máxima admisible de atornillado de la conexión de lubricación: 7 mm</p>
	N₂	<p>Profundidad máxima admisible de atornillado de la conexión de lubricación: 5,5 mm</p>
	S	0,8 mm
Verlos ensamblaje	T₁	10 mm



11.1.10. PIE NIVELADOR SV 00



SV



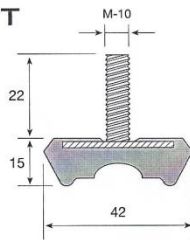
TIPO	DIMENSIONES mm.				CARGA Kg.		PESO (gr.)	CÓDIGO
	A	B	C	D	MIN	MAX		
000	40	23	M-8	48	20	80	89	143001
00	60	28	M-10	81	60	120	235	143002
0	70	32	M-12	89	90	160	350	143003
1	85	32	M-12	89	130	350	456	143004
2	100	40	M-14	109	270	600	702	143005
3	120	37	M-16	116	450	900	954	143006
4	140	55	M-16	116	700	1.200	1.513	143007
5	160	60	M-16	116	1100	1.750	1.865	143008
6	180	70	M-24	138	1500	2.500	3.034	143009
7	210	75	M-24	138	2100	3.750	4.248	143010



MECANOCAUCHO®
TIPO JT

APLICACIONES

Soportes para pies de máquina.



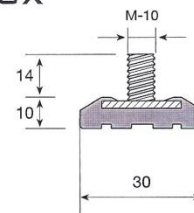
DUREZA	CARGA Kg.	CÓDIGO	PESO (gr.)
50	25-40	144001	53
75	75-100	144002	53



MECANOCAUCHO®
TIPO SX

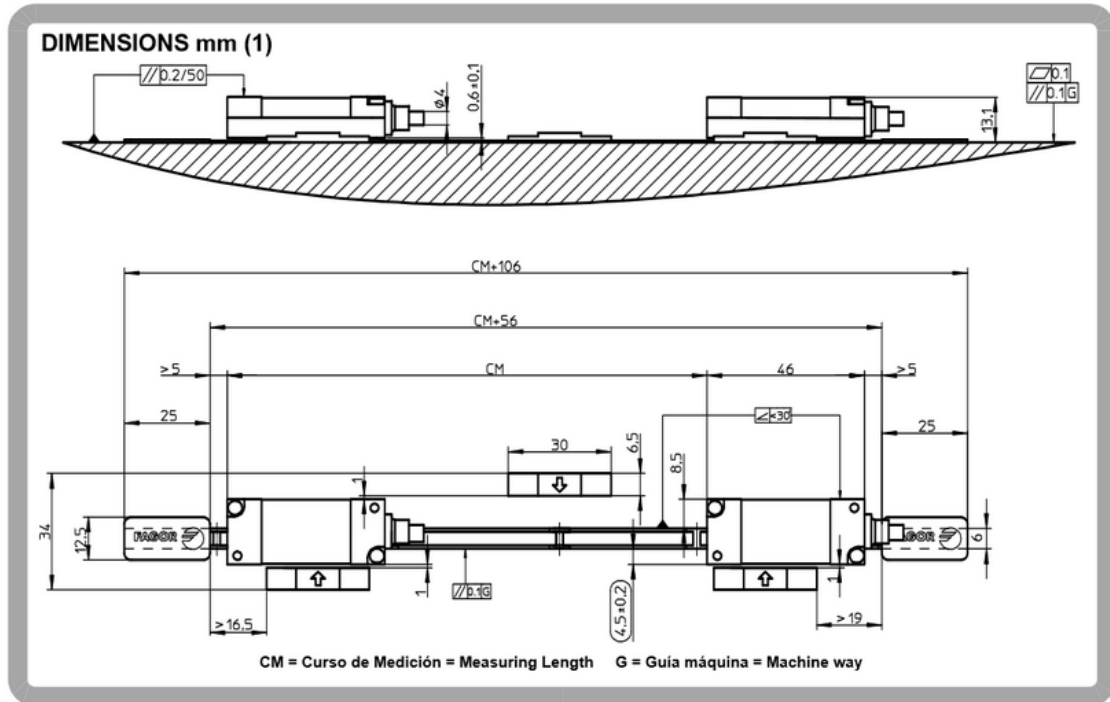
APLICACIONES

Soportes para pies de máquina.



DUREZA	CARGA Kg.	CÓDIGO	PESO (gr.)
50	10-25	145001	25

11.1.11. ENCODER LINEAL EXA CM = 70



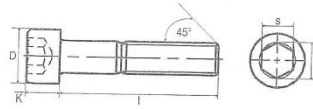


11.1.12. TORNILLOS, TUERCAS Y ARANDELAS

2. Tornillería Allen.

DIN 912

TORNILLO CABEZA ALLEN



d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M24
D	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30	36
s	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	14	17	19
k	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	22	24
b	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	60
e	-	3,44	4,58	5,72	6,86	9,15	11,43	13,72	16,00	16,00	19,44	21,73



Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox Ref. Catálogo	Medidas d x L
13011099	13011320	13011541	3x6	13011143	13011364	13011585	6x12	13011187	13011408	13011629	8x160
13011100	13011321	13011542	3x8	13011144	13011365	13011586	6x14	13011188	13011409	13011630	10x16
13011101	13011322	13011543	3x10	13011145	13011366	13011587	6x16	13011189	13011410	13011631	10x18
13011102	13011323	13011544	3x12	13011146	13011367	13011588	6x18	13011190	13011411	13011632	10x20
13011103	13011324	13011545	3x14	13011147	13011368	13011589	6x20	13011191	13011412	13011633	10x25
13011104	13011325	13011546	3x16	13011148	13011369	13011590	6x22	13011192	13011413	13011634	10x30
13011105	13011326	13011547	3x20	13011149	13011370	13011591	6x25	13011193	13011414	13011635	10x35
13011106	13011327	13011548	3x25	13011150	13011371	13011592	6x30	13011194	13011415	13011636	10x40
13011107	13011328	13011549	3x30	13011151	13011372	13011593	6x35	13011195	13011416	13011637	10x45
13011108	13011329	13011550	3x35	13011152	13011373	13011594	6x40	13011196	13011417	13011638	10x50
13011109	13011330	13011551	4x6	13011153	13011374	13011595	6x45	13011197	13011418	13011639	10x55
13011110	13011331	13011552	4x8	13011154	13011375	13011596	6x50	13011198	13011419	13011640	10x60
13011111	13011332	13011553	4x10	13011155	13011376	13011597	6x55	13011199	13011420	13011641	10x65
13011112	13011333	13011554	4x12	13011156	13011377	13011598	6x60	13011200	13011421	13011642	10x70
13011113	13011334	13011555	4x14	13011157	13011378	13011599	6x65	13011201	13011422	13011643	10x80
13011114	13011335	13011556	4x16	13011158	13011379	13011600	6x70	13011202	13011423	13011644	10x90
13011115	13011336	13011557	4x18	13011159	13011380	13011601	6x80	13011203	13011424	13011645	10x100
13011116	13011337	13011558	4x20	13011160	13011381	13011602	6x90	13011204	13011425	13011646	10x110
13011117	13011338	13011559	4x22	13011161	13011382	13011603	6x100	13011205	13011426	13011647	10x120
13011118	13011339	13011560	4x25	13011162	13011383	13011604	8x10	13011206	13011427	13011648	10x130
13011119	13011340	13011561	4x30	13011163	13011384	13011605	8x12	13011207	13011428	13011649	10x140
13011120	13011341	13011562	4x35	13011164	13011385	13011606	8x14	13011208	13011429	13011650	10x150
13011121	13011342	13011563	4x40	13011165	13011386	13011607	8x16	13011209	13011430	13011651	10x160
13011122	13011343	13011564	4x45	13011166	13011387	13011608	8x18	13011210	13011431	13011652	10x180
13011123	13011344	13011565	4x50	13011167	13011388	13011609	8x20	13011211	13011432	13011653	12x20
13011124	13011345	13011566	5x8	13011168	13011389	13011610	8x22	13011212	13011433	13011654	12x25
13011125	13011346	13011567	5x10	13011169	13011390	13011611	8x25	13011213	13011434	13011655	12x30
13011126	13011347	13011568	5x12	13011170	13011391	13011612	8x30	13011214	13011435	13011656	12x35
13011127	13011348	13011569	5x14	13011171	13011392	13011613	8x35	13011215	13011436	13011657	12x40
13011128	13011349	13011570	5x16	13011172	13011393	13011614	8x40	13011216	13011437	13011658	12x45
13011129	13011350	13011571	5x18	13011173	13011394	13011615	8x45	13011217	13011438	13011659	12x50
13011130	13011351	13011572	5x20	13011174	13011395	13011616	8x50	13011218	13011439	13011660	12x55
13011131	13011352	13011573	5x22	13011175	13011396	13011617	8x55	13011219	13011440	13011661	12x60
13011132	13011353	13011574	5x25	13011176	13011397	13011618	8x60	13011220	13011441	13011662	12x65
13011133	13011354	13011575	5x30	13011177	13011398	13011619	8x65	13011221	13011442	13011663	12x70
13011134	13011355	13011576	5x35	13011178	13011399	13011620	8x70	13011222	13011443	13011664	12x80
13011135	13011356	13011577	5x40	13011179	13011400	13011621	8x80	13011223	13011444	13011665	12x90
13011136	13011357	13011578	5x45	13011180	13011401	13011622	8x90	13011224	13011445	13011666	12x100
13011137	13011358	13011579	5x50	13011181	13011402	13011623	8x100	13011225	13011446	13011667	12x110
13011138	13011359	13011580	5x55	13011182	13011403	13011624	8x110	13011226	13011447	13011668	12x120
13011139	13011360	13011581	5x60	13011183	13011404	13011625	8x120	13011227	13011448	13011669	12x130
13011140	13011361	13011582	5x65	13011184	13011405	13011626	8x130	13011228	13011449	13011670	12x140
13011141	13011362	13011583	6x8	13011185	13011406	13011627	8x140	13011229	13011450	13011671	12x150
13011142	13011363	13011584	6x10	13011186	13011407	13011628	8x150	13011230	13011451	13011672	12x160

Continúa en página siguiente



13/ TORNILLERÍA Y REMACHES

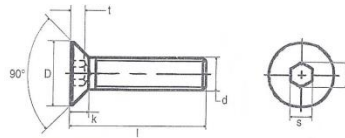
TORNILLERÍA

Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 8.8 Ref. Catálogo	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13011231	13011452	13011673	12x180	13011261	13011482	13011703	16x70	13011291	13011512	13011733	20x50
13011232	13011453	13011674	14x25	13011262	13011483	13011704	16x80	13011292	13011513	13011734	20x55
13011233	13011454	13011675	14x30	13011263	13011484	13011705	16x90	13011293	13011514	13011735	20x60
13011234	13011455	13011676	14x35	13011264	13011485	13011706	16x100	13011294	13011515	13011736	20x70
13011235	13011456	13011677	14x40	13011265	13011486	13011707	16x110	13011295	13011516	13011737	20x80
13011236	13011457	13011678	14x45	13011266	13011487	13011708	16x120	13011296	13011517	13011738	20x90
13011237	13011458	13011679	14x50	13011267	13011488	13011709	16x130	13011297	13011518	13011739	20x100
13011238	13011459	13011680	14x55	13011268	13011489	13011710	16x140	13011298	13011519	13011740	20x110
13011239	13011460	13011681	14x60	13011269	13011490	13011711	16x150	13011299	13011520	13011741	20x120
13011240	13011461	13011682	14x65	13011270	13011491	13011712	16x160	13011300	13011521	13011742	20x130
13011241	13011462	13011683	14x70	13011271	13011492	13011713	16x180	13011301	13011522	13011743	20x140
13011242	13011463	13011684	14x80	13011272	13011493	13011714	18x40	13011302	13011523	13011744	20x150
13011243	13011464	13011685	14x90	13011273	13011494	13011715	18x45	13011303	13011524	13011745	20x160
13011244	13011465	13011686	14x100	13011274	13011495	13011716	18x50	13011304	13011525	13011746	20x180
13011245	13011466	13011687	14x110	13011275	13011496	13011717	18x55	13011305	13011526	13011747	24x45
13011246	13011467	13011688	14x120	13011276	13011497	13011718	18x60	13011306	13011527	13011748	24x50
13011247	13011468	13011689	14x130	13011277	13011498	13011719	18x65	13011307	13011528	13011749	24x55
13011248	13011469	13011690	14x140	13011278	13011499	13011720	18x70	13011308	13011529	13011750	24x60
13011249	13011470	13011691	14x150	13011279	13011500	13011721	18x80	13011309	13011530	13011751	24x70
13011250	13011471	13011692	14x160	13011280	13011501	13011722	18x90	13011310	13011531	13011752	24x80
13011251	13011472	13011693	14x180	13011281	13011502	13011723	18x100	13011311	13011532	13011753	24x90
13011252	13011473	13011694	16x25	13011282	13011503	13011724	18x110	13011312	13011533	13011754	24x100
13011253	13011474	13011695	16x30	13011283	13011504	13011725	18x120	13011313	13011534	13011755	24x110
13011254	13011475	13011696	16x35	13011284	13011505	13011726	18x130	13011314	13011535	13011756	24x120
13011255	13011476	13011697	16x40	13011285	13011506	13011727	18x140	13011315	13011536	13011757	24x130
13011256	13011477	13011698	16x45	13011286	13011507	13011728	16x150	13011316	13011537	13011758	24x140
13011257	13011478	13011699	16x50	13011287	13011508	13011729	16x160	13011317	13011538	13011759	24x150
13011258	13011479	13011700	16x55	13011288	13011509	13011730	18x180	13011318	13011539	13011760	24x160
13011259	13011480	13011701	16x60	13011289	13011510	13011731	20x40	13011319	13011540	13011761	24x160
13011260	13011481	13011702	16x65	13011290	13011511	13011732	20x45				

Consultar para otras dimensiones y calidades

DIN 7991

TORNILLO CABEZA PLANA ALLEN



d	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M20
D	6	8	10	12	16	20	24	27	30	36
s	2	2,5	3	4	5	6	8	10	10	12
k	1,7	2,3	2,5	3,3	4,4	5,5	6,54	7	7,5	8,5
T	1,2	1,8	2,3	2,5	3,5	4,4	4,6	4,8	5,3	5,9
e	2,3	2,87	3,44	4,58	5,72	6,86	9,15	11,43	11,43	13,72

Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13011762	13011861	3x6	13011768	13011867	3x18	13011774	13011873	4x12	13011780	13011879	4x30
13011763	13011862	3x8	13011769	13011868	3x20	13011775	13011874	4x14	13011781	13011880	4x35
13011764	13011863	3x10	13011770	13011869	3x25	13011776	13011875	4x16	13011782	13011881	4x40
13011765	13011864	3x12	13011771	13011870	3x30	13011777	13011876	4x18	13011783	13011882	5x8
13011766	13011865	3x14	13011772	13011871	4x8	13011778	13011877	4x20	13011784	13011883	5x10
13011767	13011866	3x16	13011773	13011872	4x10	13011779	13011878	4x25	13011785	13011884	5x12

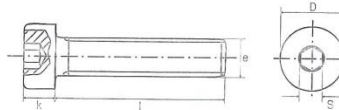


Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13011786	13011885	5x14	13011806	13011905	6x45	13011826	13011925	10x25	13011846	13011945	14x35
13011787	13011886	5x16	13011807	13011906	6x50	13011827	13011926	10x30	13011847	13011946	14x40
13011788	13011887	5x18	13011808	13011907	6x55	13011828	13011927	10x35	13011848	13011947	14x45
13011789	13011888	5x20	13011809	13011908	6x60	13011829	13011928	10x40	13011849	13011948	14x50
13011790	13011889	5x25	13011810	13011909	8x10	13011830	13011929	10x45	13011850	13011949	14x55
13011791	13011890	5x30	13011811	13011910	8x12	13011831	13011930	10x50	13011851	13011950	14x60
13011792	13011891	5x35	13011812	13011911	8x14	13011832	13011931	10x55	13011852	13011951	14x70
13011793	13011892	5x40	13011813	13011912	8x16	13011833	13011932	10x60	13011853	13011952	16x30
13011794	13011893	5x45	13011814	13011913	8x18	13011834	13011933	10x70	13011854	13011953	16x35
13011795	13011894	5x50	13011815	13011914	8x20	13011835	13011934	12x20	13011855	13011954	16x40
13011796	13011895	6x10	13011816	13011915	8x25	13011836	13011935	12x25	13011856	13011955	16x45
13011797	13011896	6x12	13011817	13011916	8x30	13011837	13011936	12x30	13011857	13011956	16x50
13011798	13011897	6x14	13011818	13011917	8x35	13011838	13011937	12x35	13011858	13011957	16x55
13011799	13011898	6x16	13011819	13011918	8x40	13011839	13011938	12x40	13011859	13011958	16x60
13011800	13011899	6x18	13011820	13011919	8x45	13011840	13011939	12x45	13011860	13011959	16x70
13011801	13011900	6x20	13011821	13011920	8x50	13011841	13011940	12x50			
13011802	13011901	6x25	13011822	13011921	8x55	13011842	13011941	12x55			
13011803	13011902	6x30	13011823	13011922	8x60	13011843	13011942	12x60			
13011804	13011903	6x35	13011824	13011923	10x16	13011844	13011943	12x70			
13011805	13011904	6x40	13011825	13011924	10x20	13011845	13011944	14x30			

Consultar para otras dimensiones y calidades

DIN 7984

TORNILLO CABEZA REDUCIDA ALLEN



d	M4	M5	M6	M8	M10	M12
D	7	8,5	10	13	16	18
s	3	4	5	6	8	10
k	2,8	3,5	4	5	6,5	7,5



Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L	Calidad 12.9 Ref. Catálogo	Calidad Inox. Ref. Catálogo	Medidas d x L
13011960	13012035	M4x8	13011980	13012055	M5x20	13012000	13012075	M6x45	13012020	13012095	M8x65
13011961	13012036	M4x10	13011981	13012056	M5x22	13012001	13012076	M6x50	13012021	13012096	M8x70
13011962	13012037	M4x12	13011982	13012057	M5x25	13012002	13012077	M6x55	13012022	13012097	M8x75
13011963	13012038	M4x14	13011983	13012058	M5x30	13012003	13012078	M6x60	13012023	13012098	M8x80
13011964	13012039	M4x16	13011984	13012059	M5x35	13012004	13012079	M6x65	13012024	13012099	M10x16
13011965	13012040	M4x18	13011985	13012060	M5x40	13012005	13012080	M6x70	13012025	13012100	M10x18
13011966	13012041	M4x20	13011986	13012061	M5x45	13012006	13012081	M8x12	13012026	13012101	M10x20
13011967	13012042	M4x22	13011987	13012062	M5x50	13012007	13012082	M8x14	13012027	13012102	M10x22
13011968	13012043	M4x25	13011988	13012063	M6x8	13012008	13012083	M8x16	13012028	13012103	M10x25
13011969	13012044	M4x30	13011989	13012064	M6x10	13012009	13012084	M8x18	13012029	13012104	M10x30
13011970	13012045	M4x35	13011990	13012065	M6x12	13012010	13012085	M8x20	13012030	13012105	M10x35
13011971	13012046	M4x40	13011991	13012066	M6x14	13012011	13012086	M8x22	13012031	13012106	M10x40
13011972	13012047	M4x45	13011992	13012067	M6x16	13012012	13012087	M8x25	13012032	13012107	M10x45
13011973	13012048	M4x50	13011993	13012068	M6x18	13012013	13012088	M8x30	13012033	13012108	M10x50
13011974	13012049	M5x8	13011994	13012069	M6x20	13012014	13012089	M8x35	13012034	13012109	M10x55
13011975	13012050	M5x10	13011995	13012070	M6x22	13012015	13012090	M8x40			
13011976	13012051	M5x12	13011996	13012071	M6x25	13012016	13012091	M8x45			
13011977	13012052	M5x14	13011997	13012072	M6x30	13012017	13012092	M8x50			
13011978	13012053	M5x16	13011998	13012073	M6x35	13012018	13012093	M8x55			
13011979	13012054	M5x18	13011999	13012074	M6x40	13012019	13012094	M8x60			

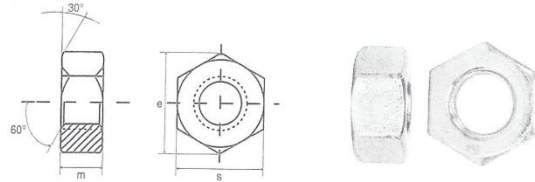
Consultar para otras dimensiones y calidades



TUERCAS

DIN 934

TUERCA HEXAGONAL



d1	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M36	M48	M42	M48	
e	6,01	7,66	8,79	11,05	12,12	14,38	18,9	21,10	24,49	26,75	29,56	32,95	35,03	39,55	45,2	50,85	55,37	60,79	66,44	72,09	82,6
s	5,5	7	8	10	11	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70
m	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	26	29	31	34	38

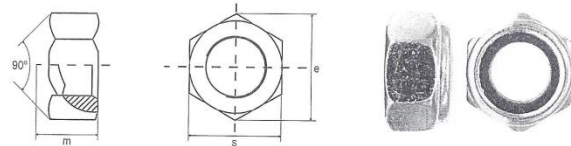
Calidad 8.8 Ref. catálogo	Calidad 10.9 Ref. catálogo	Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico
13020001	13020019	13020037	13020055	M3
13020002	13020020	13020038	13020056	M4
13020003	13020021	13020039	13020057	M5
13020004	13020022	13020040	13020058	M6
13020005	13020023	13020041	13020059	M8
13020006	13020024	13020042	13020060	M10
13020007	13020025	13020043	13020061	M12
13020008	13020026	13020044	13020062	M14
13020009	13020027	13020045	13020063	M16
13020010	13020028	13020046	13020064	M18

Calidad 8.8 Ref. catálogo	Calidad 10.9 Ref. catálogo	Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico
13020011	13020029	13020047	13020065	M20
13020012	13020030	13020048	13020066	M22
13020013	13020031	13020049	13020067	M24
13020014	13020032	13020050	13020068	M27
13020015	13020033	13020051	13020069	M30
13020016	13020034	13020052	13020070	M33
13020017	13020035	13020053	13020071	M36
13020018	13020036	13020054	13020072	M48

Consultar para otras medidas

DIN 985

TUERCA HEXAGONAL AUTOBLOCANTE



d1	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M36	M39
e	6,01	7,66	8,79	11,05	14,38	18,9	21,10	24,49	26,75	29,56	32,95	35,03	39,55	45,2	50,85	60,79	66,44
s	5,5	7	8	10	13	17	19	22	24	27	30	32	36	41	46	55	60
m	2,4	3,2	4	5	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19	22	24	29	31

Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico
13020073	13020091	M3
13020074	13020092	M4
13020075	13020093	M5
13020076	13020094	M6
13020077	13020095	M7
13020078	13020096	M8
13020079	13020097	M10
13020080	13020098	M12
13020081	13020099	M14
13020082	13020100	M16

Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox Ref. catálogo	Medidas sistema métrico
13020083	13020101	M18
13020084	13020102	M20
13020085	13020103	M22
13020086	13020104	M24
13020087	13020105	M27
13020088	13020106	M30
13020089	13020107	M36
13020090	13020108	M39

Consultar para otras medidas



Ref. catálogo	Código	Módulo	Medidas nom. (l)	D=0,2	A=0,6	J	F=0,4	G=0,3	r máx.
13020152	0310007-9	M.6	(0,5-1,5)8,3	12	7,2	8,3	12,2	6	1
13020153	0310008-7	M.6	(1,6-2,5)8,3	12	7,2	8,3	12,2	6	1
13020154	0310009-5	M.6	(2,6-3,5)8,3	12	7,2	8,3	12,2	6	1
13020155	0310064-2	M.6	(0,7-1,6)9,5	13,2	8,2	9,5	13,5	6	1
13020156	0310065-0	M.6	(1,7-2,7)9,5	13,2	8,2	9,5	13,5	6	1
13020157	0310066-9	M.6	(2,7-3,5)9,5	13,2	8,2	9,5	13,5	6	1
13020158	0310067-7	M.6	(1,0-1,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020159	0310068-5	M.6	(1,8-3,2)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020160	0310069-3	M.6	(3,3-4,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020161	0310010-8	M.8	(1,0-1,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020162	0310011-6	M.8	(1,8-3,2)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020163	0310012-4	M.8	(3,3-4,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020164	0310013-2	M.10	(1,0-1,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020165	0310014-0	M.10	(1,8-3,2)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1
13020166	0310015-9	M.10	(3,3-4,7)12,3	16	10,6	12,3	16,6	7,8	1

ARANDELAS Y ANILLOS ELÁSTICOS

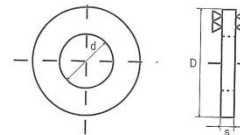
1. Arandelas.

DIN 125-A

ARANDELA PLANA SIN BISEL

M	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
d	3,2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	19	21	23	25	28	31
D	7	9	10	12	16	20	24	28	30	34	37	39	44	50	56
s	0,5	0,8	1	1,6	1,6	2	2,5	2,5	3	3	3	3	4	4	4

Pavonado Ref. catálogo	Zincado Ref. catálogo	Inox. Ref. catálogo	Medidas (para Ø de rosca)	Pavonado Ref. catálogo	Zincado Ref. catálogo	Inox. Ref. catálogo	Medidas (para Ø de rosca)
13030001	13030016	13030031	M3	13030009	13030024	13030039	M16
13030002	13030017	13030032	M4	13030010	13030025	13030040	M18
13030003	13030018	13030033	M5	13030011	13030026	13030041	M20
13030004	13030019	13030034	M6	13030012	13030027	13030042	M22
13030005	13030020	13030035	M8	13030013	13030028	13030043	M24
13030006	13030021	13030036	M10	13030014	13030029	13030044	M27
13030007	13030022	13030037	M12	13030015	13030030	13030045	M30
13030008	13030023	13030038	M14				

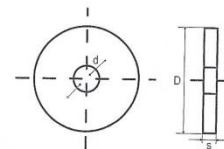


DIN 9021

ARANDELA PLANA ANCHA

M	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
d	3,2	4,3	5,3	6,4	8,4	10,5	13	15	17	20	22
D	9	12	15	18	24	30	37	44	50	56	60
s	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	3	3	4	4

Zincado Ref. catálogo	Inox. Ref. catálogo	Medidas (para Ø de rosca)	Zincado Ref. catálogo	Inox. Ref. catálogo	Medidas (para Ø de rosca)
13030046	13030057	M3	13030052	13030063	M12
13030047	13030058	M4	13030053	13030064	M14
13030048	13030059	M5	13030054	13030065	M16
13030049	13030060	M6	13030055	13030066	M18
13030050	13030061	M8	13030056	13030067	M20
13030051	13030062	M10			





13/ TORNILLERÍA Y REMACHES

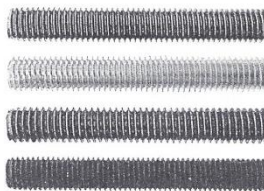
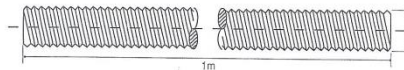
ESPÁRRAGOS ALLEN Y VARILLA ROSCADA

ESPÁRRAGOS ALLEN Y VARILLA ROSCADA

1. Varilla Roscada.

DIN 975

ROSCA MÉTRICA. VARILLAS DE 1 m

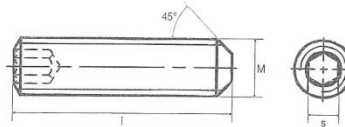


Calidad Hierro Ref. catálogo	Calidad 6.8 Ref. catálogo	Calidad Zincado Ref. catálogo	Calidad Inox. Ref. catálogo	Medidas Ø (Sistema métrico)
13040001	13040013	13040025	13040037	M3
13040002	13040014	13040026	13040038	M4
13040003	13040015	13040027	13040039	M5
13040004	13040016	13040028	13040040	M6
13040005	13040017	13040029	13040041	M8
13040006	13040018	13040030	13040042	M10
13040007	13040019	13040031	13040043	M12
13040008	13040020	13040032	13040044	M14
13040009	13040021	13040033	13040045	M16
13040010	13040022	13040034	13040046	M18
13040011	13040023	13040035	13040047	M20
13040012	13040024	13040036	13040048	M22

2. Espárragos Allen.

DIN 913

TORNILLO SIN CABEZA CON HUECO HEXAGONAL. EXTREMO ACHAFLANADO



ISO: 4026 / UNI: 5923.

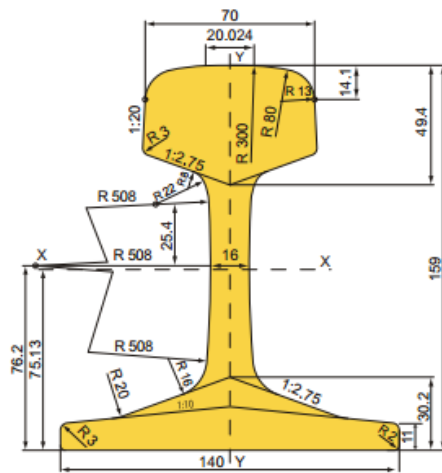
CLASE DE RESISTENCIA: 45H. Rosca Métrica ISO.

Mé- trico	M.2	M.2.5	M.3	M.4	M.5	M.6	M.8	M.10	M.12	M.14	M.16	M.18	M.20	M.22	M.24
s	0,9	1,3	1,5	2	2,5	3	4	5	6	6	8	10	10	10	12
l	(3+10)	(3+12)	(3+30)	(3+40)	(4+45)	(5+60)	(6+100)	(8+100)	(10+100)	(12+100)	(12+100)	(20+100)	(20+100)	(25+100)	(25+100)

Ref. catálogo	M x L	Ref. catálogo	M x L	Ref. catálogo	M x L	Ref. catálogo	M x L
13040049	M 2x3	13040063	M 4x6	13040077	M 5x16	13040091	M 6x35
13040050	M 2x10	13040064	M 4x8	13040078	M5x20	13040092	M 6x40
13040051	M 2,5x3	13040065	M 4x10	13040079	M 5x25	13040093	M 6x60
13040052	M 2,5x12	13040066	M 4x12	13040080	M 5x30	13040094	M 8x6
13040053	M 3x3	13040067	M 4x16	13040081	M 5x45	13040095	M 8x8
13040054	M 3x4	13040068	M 4x20	13040082	M 6x5	13040096	M 8x10
13040055	M 3x5	13040069	M 4x40	13040083	M 6x8	13040097	M 8x12
13040056	M 3x6	13040070	M 5x4	13040084	M 6x10	13040098	M 8x14
13040057	M 3x8	13040071	M 5x5	13040085	M 6x12	13040099	M 8x16
13040058	M 3x10	13040072	M 5x6	13040086	M 6x14	13040100	M 8x20
13040059	M 3x30	13040073	M 5x8	13040087	M 6x16	13040101	M 8x25
13040060	M 4x3	13040074	M 5x10	13040088	M 6x20	13040102	M 8x30
13040061	M 4x4	13040075	M 5x12	13040089	M 6x25	13040103	M 8x35
13040062	M 4x5	13040076	M 5x14	13040090	M 6x30	13040104	M 8x40

11.2.2. PERFIL VÍA

54E1 (UIC54)



Peso teórico	54.77 kg/m (110.41 lb/yda)
Área (A)	69.77 cm ² (10.81 pol. ²)
Momento de inercia (I _x)	2337.9 cm ⁴ (56.17 pol. ⁴)
Módulo de resistencia (W) Boleto:	278.7 cm ³ (17 pol. ³)
Módulo de resistencia (W) Patim:	311.2 cm ³ (19 pol. ³)
Peso teórico	54.77 kg/m (110.41 lb/yda)
Sección (S)	69.77 cm ² (10.81 pulg. ²)
Momento de inercia (I _x)	2337.9 cm ⁴ (56.17 pulg. ⁴)
Módulo resistente (W) hongo:	278.7 cm ³ (17 pulg. ³)
Módulo resistente (W) base:	311.2 cm ³ (19 pulg. ³)



11.2.3. TABLAS CÁLCULO A FATIGA



DPTO. INGENIERÍA MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES

© 2004 V. BADIOLA

Factores Teóricos de Concentración de Tensiones

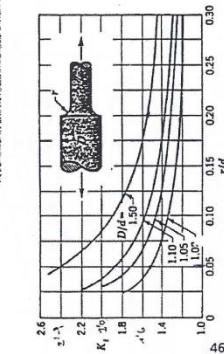


FIGURA A-26-7 Barra de sección circular en tensión con estrechamiento y entalle. $\sigma_a = F/A$, donde $A = \pi d^2/4$.

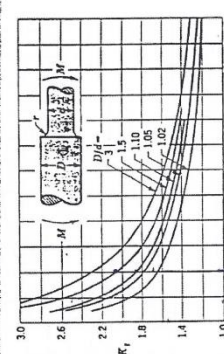


FIGURA A-26-9 Barra de sección circular en flexión con estrechamiento y entalle. $\sigma_a = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

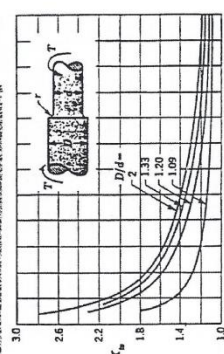


FIGURA A-26-8 Barra de sección circular en torsión con estrechamiento y entalle. $\tau_a = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

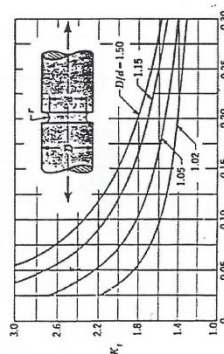


FIGURA A-26-13 Barra de sección circular en tensión con ranura circunferencial. $\sigma_a = F/A$, donde $A = \pi r^2$.

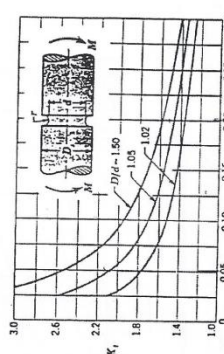


FIGURA A-26-14 Barra de sección circular en flexión con ranura circunferencial. $\sigma_a = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi r^4/64$.

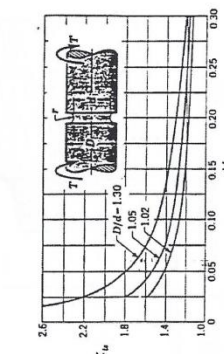
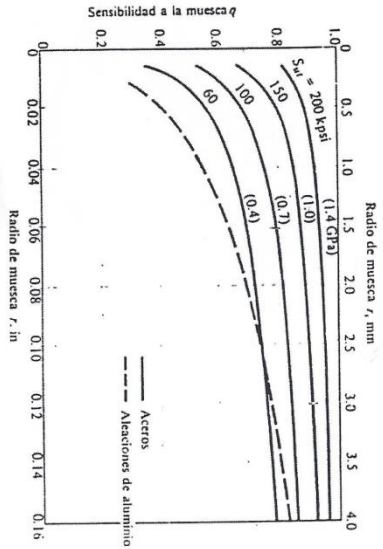


FIGURA A-26-15 Barra de sección circular en torsión, con ranura circunferencial. $\tau_a = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi r^4/32$.

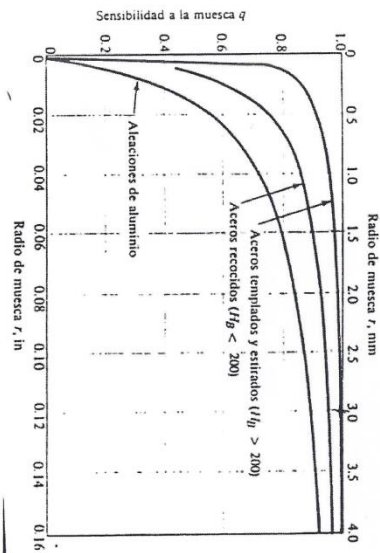


Sensibilidad a la Entalla q

Flexión



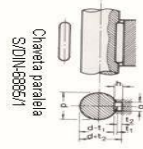
Torsión



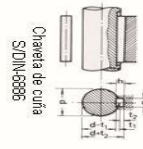


11.2.4. CHAVETEROS NORMALIZADOS

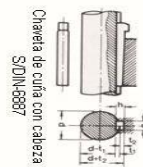
DIMENSIONES CHAVETEROS Y CHAVETAS SIDI 6885/1 - 6886 y 6887
 STANDARD KEYWAYS SIDI 6885/1 - 6886 and 6887



Chaveta paralela
 SIDI-6885/1



Chaveta de cuna
 SIDI-6886



Chaveta de cuna con altura
 SIDI-6887



NIÑO
 HOME
 PRODUCTO
 PRODUCT

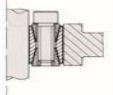
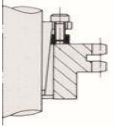
Ø eje d mm desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo		Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuna		Medidas de los ejes en el cubo de la medida	
		Chaveta paralela SIDI 6885/1	Chaveta de cuna SIDI 6886 y 6887	Tol admisible (en abujar)µm	Tol admisible (en abujar)µm	Tol admisible (en abujar)µm	Tol H-7 mm
17-22	6/6	d+1 ₂ mm	d+1 ₂ mm	+0,1	+0,1	10-18	+0,018 0
22-30	8/7	d+3,0	d+2,4			10-18	0
30-38	10/8	d+3,4	d+2,8			30-50	+0,025 0
38-44	12/8	d+3,2	d+2,6			30-50	0
44-50	14/9	d+3,6	d+2,9			50-80	+0,030 0
50-58	16/10	d+3,9	d+3,2			50-80	0
58-66	18/11	d+4,3	d+3,5			80-120	+0,035 0
66-75	20/12	d+4,7	d+3,9			80-120	0
75-85	22/14	d+5,6	d+4,8			120-180	+0,040 0
85-95	25/14	d+5,4	d+4,6	+0,2	+0,2	120-180	0
95-110	28/16	d+6,2	d+5,4			180-250	+0,046 0
110-130	32/18	d+7,1	d+6,1			180-250	0
130-150	36/20	d+7,9	d+6,9			250-315	+0,052 0
150-170	40/22	d+8,7	d+7,7			250-315	0
170-200	45/25	d+9,9	d+8,9			315-400	+0,057 0
200-230	51/28	d+11,2	d+10,1			315-400	0
230-260	56/32	d+12,9	d+11,8			400-500	+0,063 0
260-290	63/32	d+12,6	d+11,5	+0,3	+0,3	400-500	0

Zonas de tolerancia en el ancho de los chaveteros

Tipo de ajuste	chavetero eje	chavetero rueda
A presión (forzado) forced	P9	P9
Ligero	H8	J8
Deslizante	H8	D10

La banda deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo momento o par de torsión que el eje correspondiente. Por ello, la longitud de cuna deberá ser, como mínimo, (igual a 1,5 veces el diámetro del eje).
 Los chaveteros de eje y rueda deberán tener bordes redondeados (en todos los sentidos) para evitar la transmisión de golpes y rotaciones indeseadas.

CONOS DE DESPRENDEMIENTO RÁPIDO Y CASQUILLOS ETP





11.3. FUNCIONES MATLAB

11.3.1. RUEDA BOGIE

```
1 function [f]= fresc(x,dy)
2 - Dx=87.583;
3 - if Dx<=x && x<=(Dx+8.92639)
4 - f=dy-5.25-sqrt(-(x-(Dx+4.53))^2+4.53^2);
5
6 - elseif (Dx+8.92639)<x && x<=(Dx+9.59042)
7 - f=dy-6.369+3.732*(x-(Dx+8.92639));
8
9 - elseif (Dx+9.59042)<x && x<=(Dx+10.3479)
10 - f=dy-5.5904+sqrt(-(x-(Dx+15.93334))^2+6.57^2);
11
12 - elseif (Dx+10.3479)<x && x<=(Dx+13.14943)
13 - f=dy-4.0654+sqrt(-(x-(Dx+13.46667))^2+3.67^2);
14
15 - elseif (Dx+13.14943)<x && x<=(Dx+22.66667)
16 - f=dy-110+sqrt(-(x-(Dx+22.66667))^2+110^2);
17
18 - elseif (Dx+22.66667)<x && x<=(Dx+33.33334)
19 -     f=dy+110-sqrt(-(x-(Dx+22.66667))^2+110^2);
20
21 - else disp('error')
22 - end
```

11.3.2. RUEDA VÍA

```
1 function [f]= fvesc(x)
2 - Lx=104.25;
3 - if (-16.667+Lx)<=x && x<=Lx
4 - f=NaN;%72.1255 + sqrt(-(172.8-(172.8+6.492))^2+6.5^2);
5 - elseif Lx<x && x<=(Lx+3.3789)
6 - f=48.083 + sqrt(-(x-(Lx+4.3279))^2+4.333^2);
7 - elseif (Lx+3.3789)<x && x<=(Lx+8.3293)
8 -     f=26.2923+ sqrt(-(x-(Lx+9.2209))^2+26.6667^2);
9 -     elseif (Lx+8.3293)<x && x<=(Lx+11.6667)
10 -         f=-47+sqrt(-(x-(Lx+11.6667))^2+100^2);
11
12 -     else
13 -         disp('x tiene un valor erróneo')
14 -         x
15 -     end
16 - end
```



11.3.3. DERIVADA RUEDA BOGIE

```
1 function [f]= fpresc (x)
2 -   Dx=87.583;
3 -   if Dx<=x && x<=(Dx+8.2639)
4 -     f=(2*x-2*(Dx+4.53))/(2*sqrt(-(x-(Dx+4.53))^2+4.53^2));
5
6 -   elseif (Dx+8.263)<x && x<(Dx+9.59042)
7 -     f=3.732;
8
9 -   elseif (Dx+9.59042)<x && x<=(Dx+10.3479)
10 -    f=(-2*x+2*(Dx+15.93334))/(2*sqrt(-(x-(Dx+15.93334))^2+6.57^2));
11
12 -   elseif (Dx+10.3479)<x && x<=(Dx+13.14943)
13 -    f=(-2*x+2*(Dx+13.46667))/(2*sqrt(-(x-(Dx+13.46667))^2+3.67^2));
14
15 -   elseif (Dx+13.14943)<x && x<=(Dx+22.66667)
16 -    f=(-2*x+2*(Dx+22.66667))/(2*sqrt(-(x-(Dx+22.66667))^2+110^2));
17
18 -   elseif (Dx+22.66667)<x && x<=(Dx+33.33334)
19 -    f=(2*x+-2*(Dx+22.66667))/(2*sqrt(-(x-(Dx+22.66667))^2+110^2));
20
21 -   else disp('error')
22 -   end
```

11.3.4.DERIVADA RUEDA VÍA

```
1 function [f]= fpvesc(x)
2 -   Lx=104.25;
3 -   if (-16.667+Lx)<=x && x<=Lx
4 -     f=0
5
6 -   elseif Lx<=x && x<=(Lx+3.3789)
7 -     f=(-2*x+2*(Lx+4.3279))/(2*sqrt(-(x-(Lx+4.3279))^2+4.333^2));
8
9 -   elseif (Lx+3.3789)<x && x<=(Lx+8.3293)
10 -    f=(-2*x+2*(Lx+9.2209))/(2*sqrt(-(x-(Lx+9.2209))^2+26.6667^2));
11
12 -   elseif (Lx+8.3293)<x && x<=(Lx+11.6667)
13 -    f=(-2*x+2*(Lx+11.6667))/(2*sqrt(-(x-(Lx+11.6667))^2+100^2));
14
15 -   else
16 -     disp('x tiene un valor erróneo')
17 -   end
```



11.3.5.RESOLVER

```
1 function Res=Resolveresc(v)
2
3 x=v(1); dy=v(2);
4 fvval=fvesc(x);
5 frval=fresc(x,dy);
6 fpvval=fpvesc(x);
7 fprval=fpresc(x);
8
9 Res=sqrt((fvval-frval)^2+100*(fpvval-fprval)^2);
```

11.3.6.GRÁFICA

```
1 function grafesc(dy)
2 close all
3 Dx=87.583;
4 x=Dx:0.1:(Dx+28.333);
5 y=zeros(1,size(x,2));
6 z=zeros(1,size(x,2));
7 for i=1:size(x,2)
8 y(i)=fvesc(x(i));
9 z(i)=fresc(x(i),dy);
10 end
11 plot(x,y,'r'),grid;
12 hold on
13 plot(x,z,'b'),grid;
14 axis equal
15 grid on
```



11.3.7.GRÁFICA DERIVADA

```
1 function grafpesc
2 - Dx=87.583;
3 - x=Dx:0.1:(Dx+28.333);
4 - y=zeros(1,size(x,2));
5 - z=zeros(1,size(x,2));
6 - for i=1:size(x,2)
7 - y(i)=fpvesc(x(i));
8 - z(i)=fpresc(x(i));
9 - end
10 - plot(x,y,'r'),grid;
11 - hold on
12 - plot(x,z,'b'),grid;
```

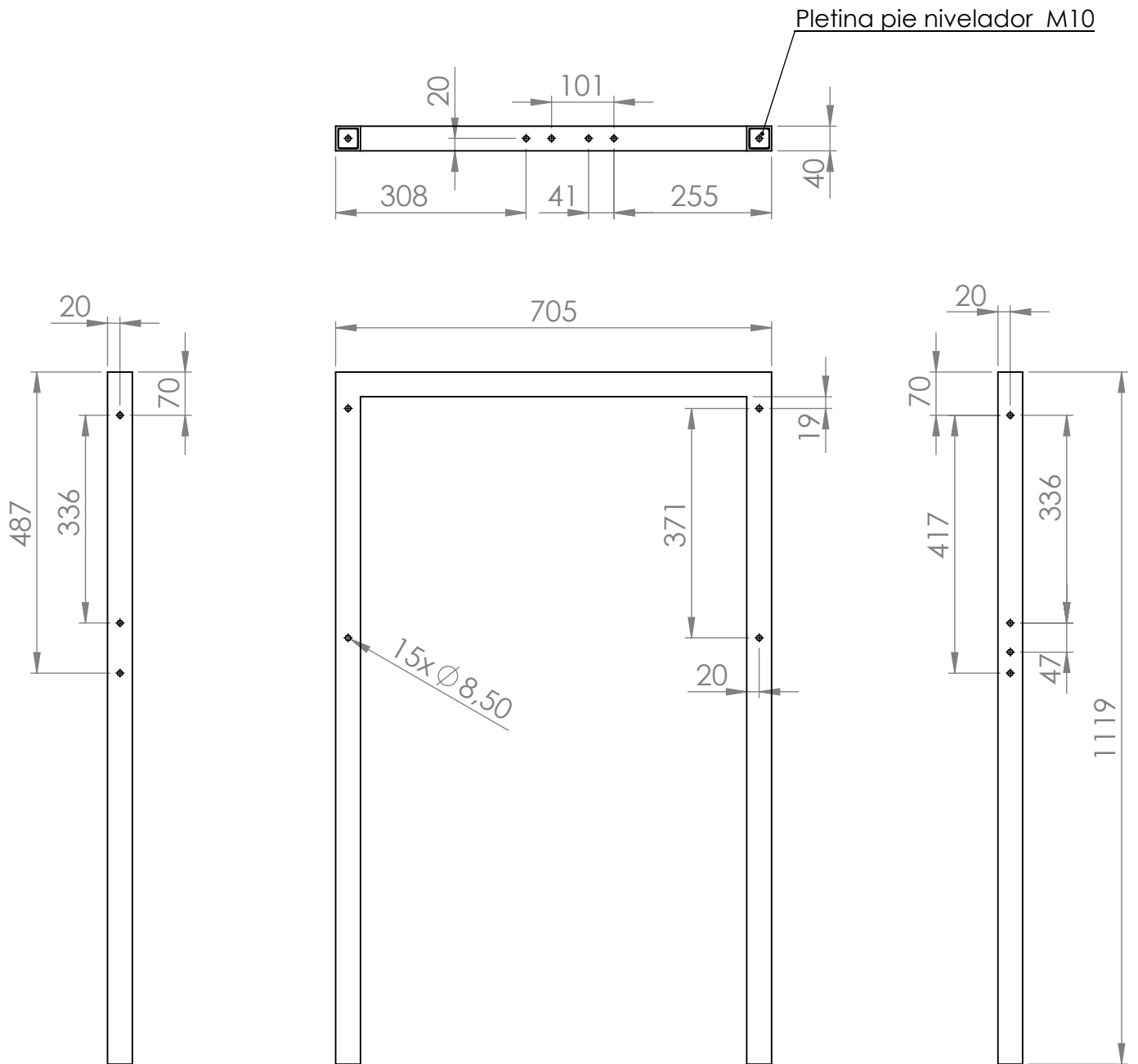
11.3.8.OBTENER SOLUCIÓN

Command Window

```
>> vo=[115;47];
>> [Sol,Res]=fsolve(@Resolveresc,vo,optimset('TolX',1e-14,'MaxFunEvals',1000));
```



11.4. PLANOS



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUD.					
				MATERIAL:	
				Perfil estructural 40x40x4	
				PESO:	

TÍTULO:

Estructura pieza 1

N.º DE DIBUJO

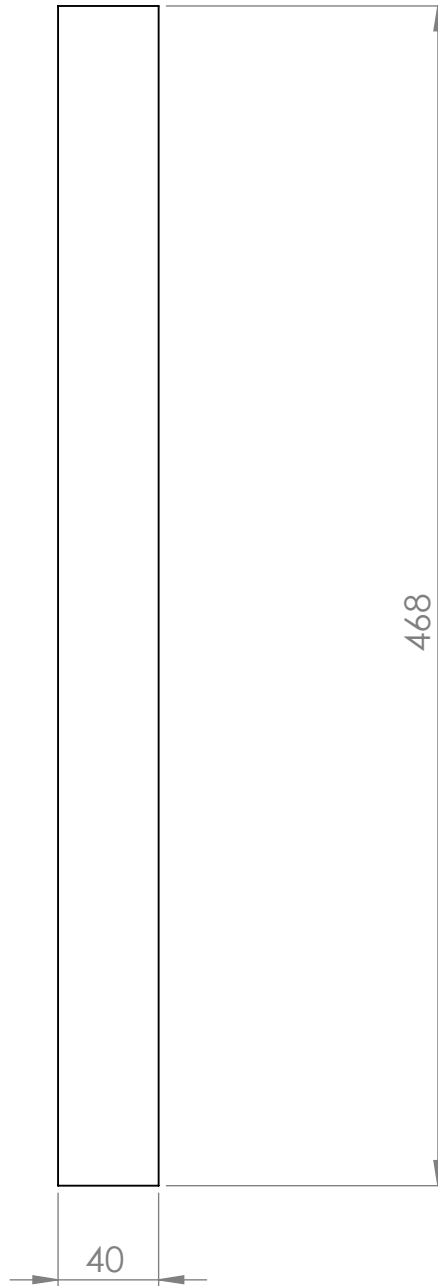
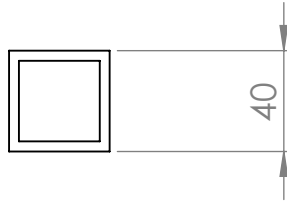
58943 001 A

A4

ESCALA:

1:10

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 6

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
				MATERIAL:	
				Perfil estructural 40x40x4	
				PESO:	

TÍTULO:

Estructura pieza 2

N.º DE DIBUJO

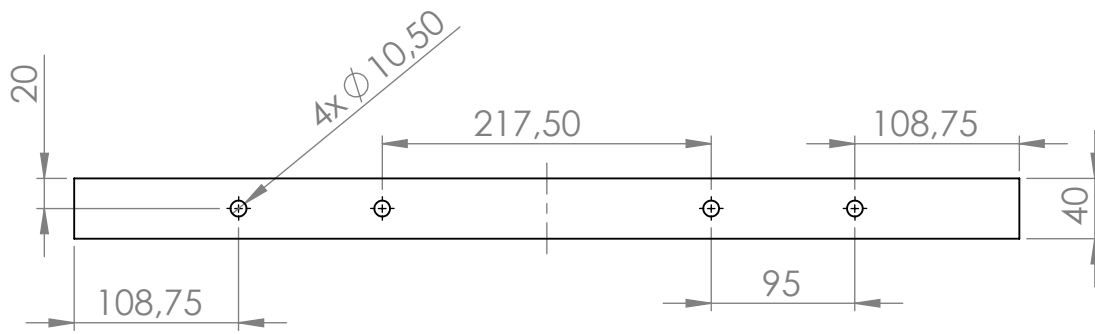
58943 001 B

A4

ESCALA:

1:3

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				
				MATERIAL: Perfil estructural 40x40x4
				PESO:

TÍTULO:

Estructura pieza 3

N.º DE DIBUJO

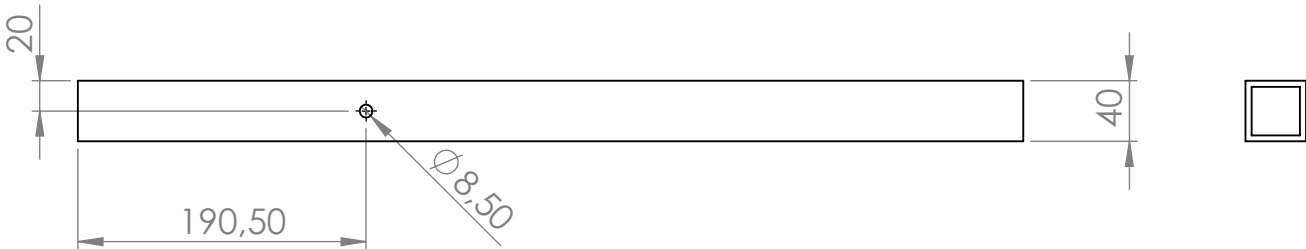
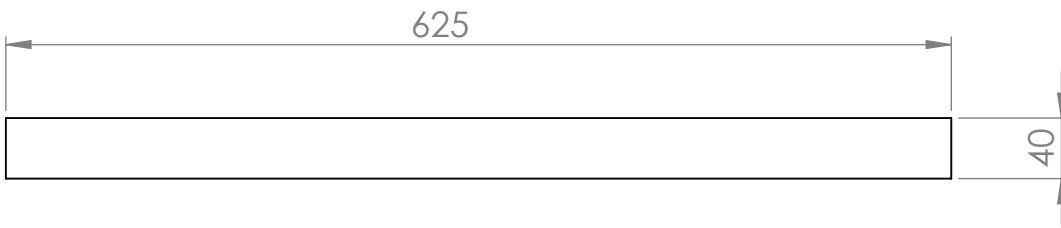
58943 001 C

A4

ESCALA:

1:5

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
				MATERIAL:	
				Perfil estructural 40x40x4	
				PESO:	

TÍTULO:

Estructura pieza 4

N.º DE DIBUJO

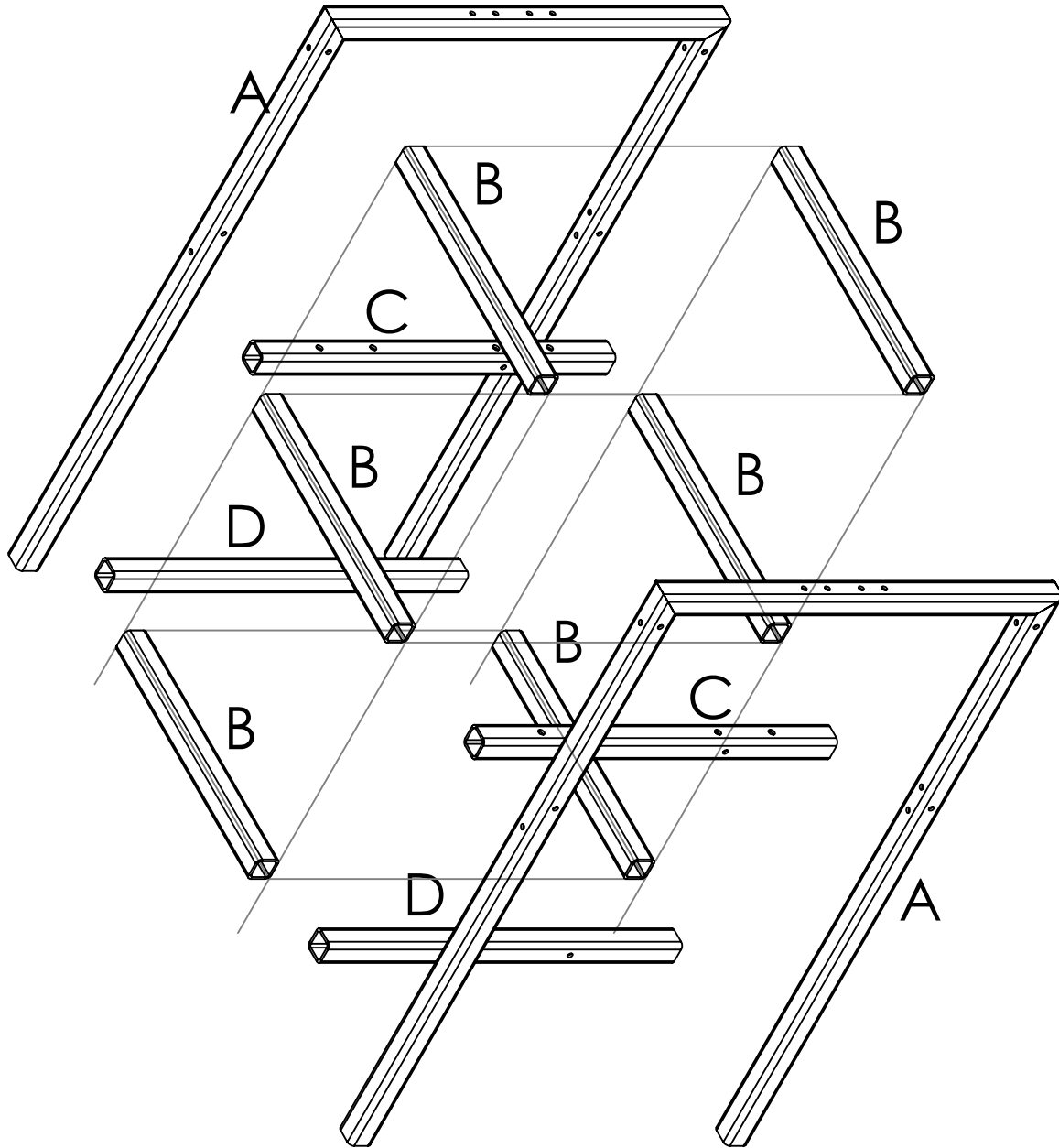
58943 001 D

A4

ESCALA

1:10

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Ensamblaje bancada

N.º DE DIBUJO

58943 001

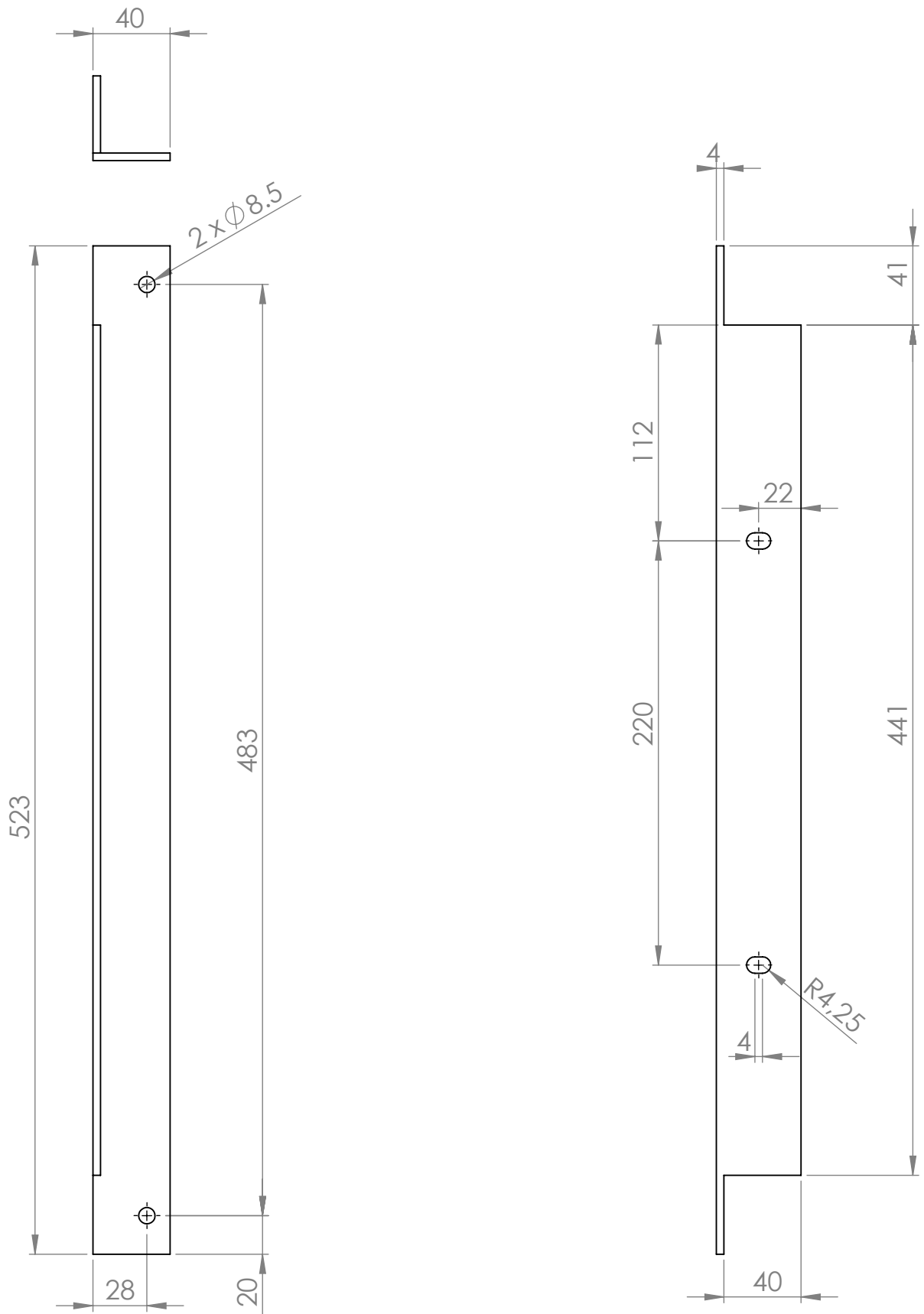
A4

PESO:

ESCALA:

1:10

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

**Matar aristas
 sin indicación**

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
				MATERIAL:	
				Acero F114	
				PESO:	

TÍTULO:

Perfil lateral izquierda

N.º DE DIBUJO

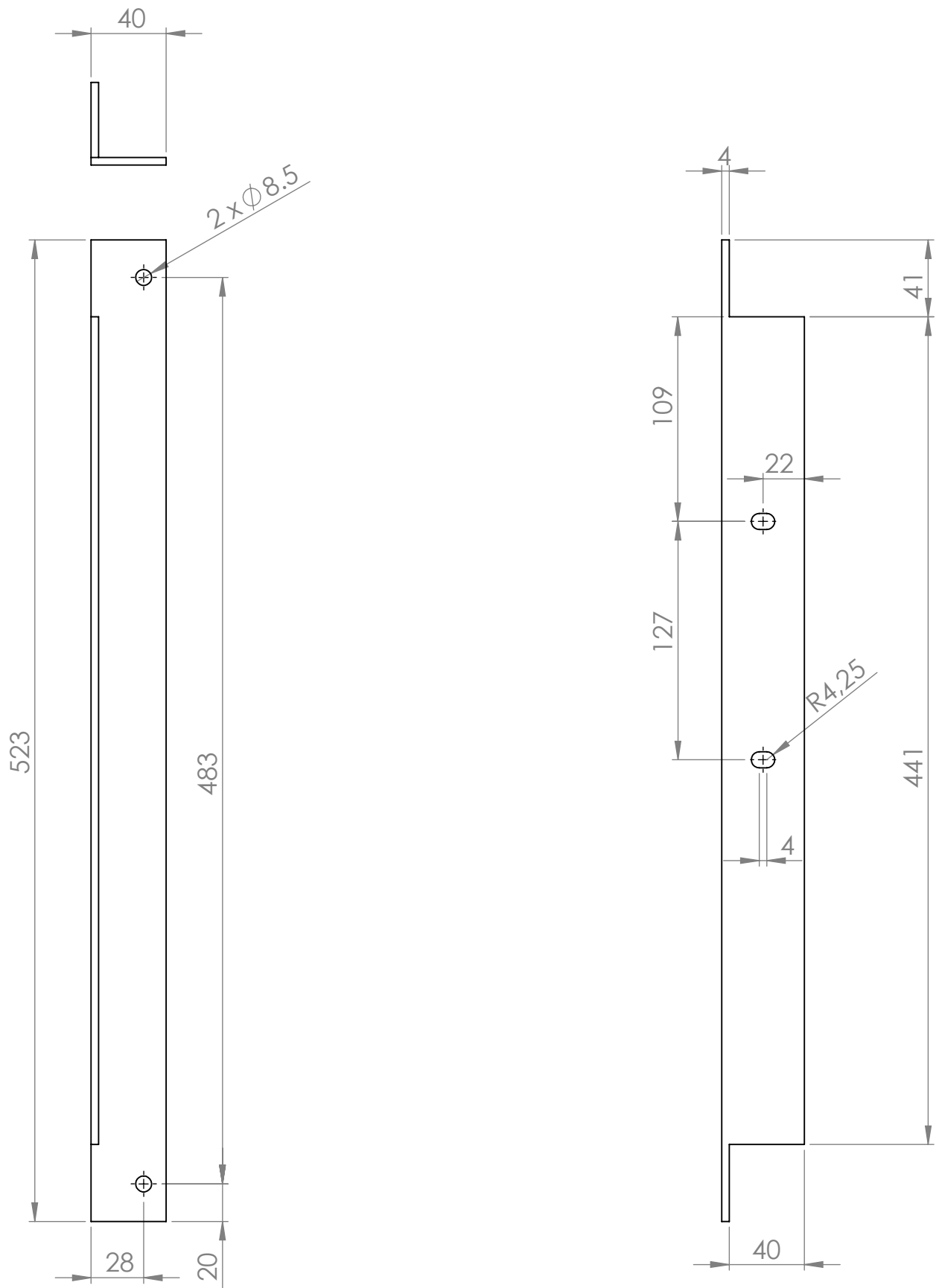
58943 002

A4

ESCALA:

1:3

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:
Matar aristas sin indicación

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				
			MATERIAL:	
			Acero F114	
			PESO:	

TÍTULO:

Perfil lateral derecha

N.º DE DIBUJO

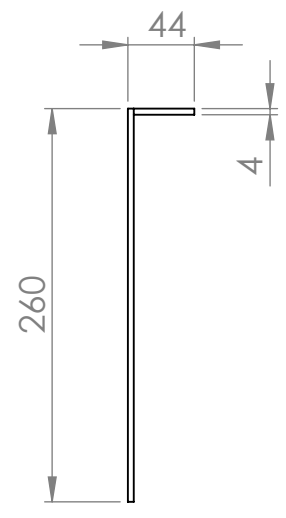
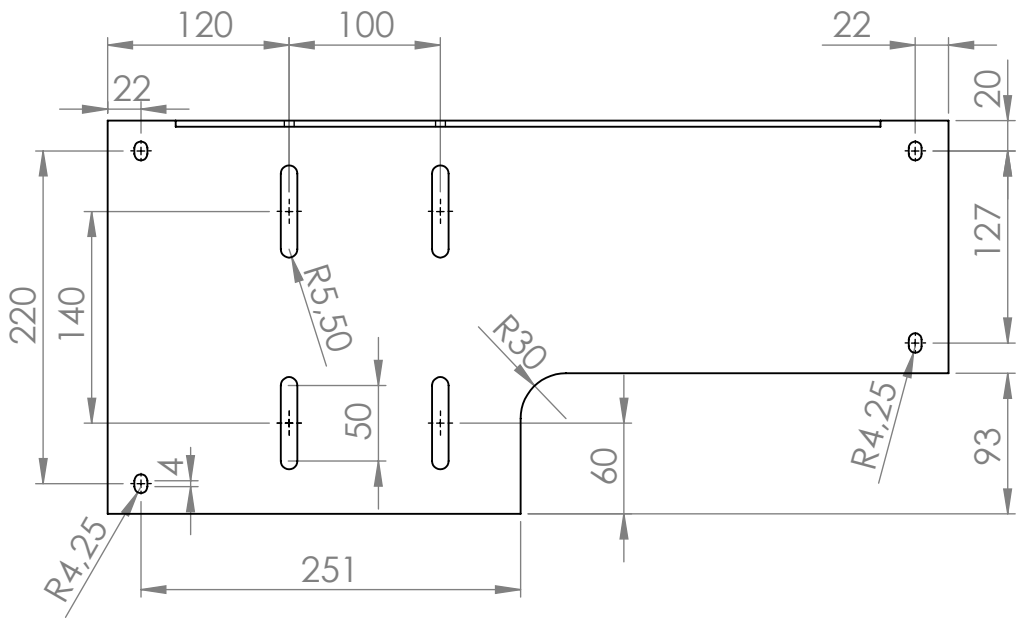
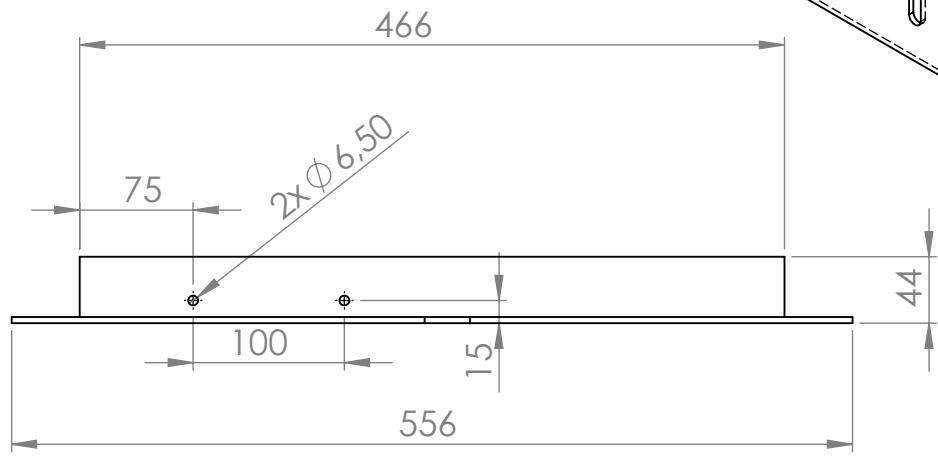
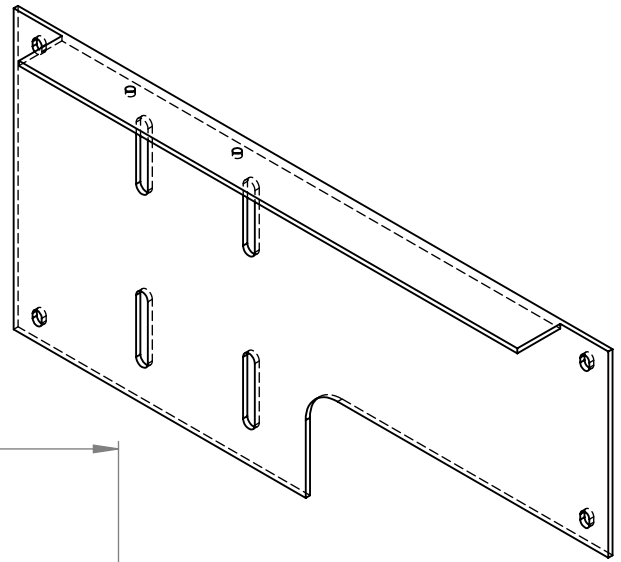
58943 003

A4

ESCALA:

1:3

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:
**Matar aristas
 sin indicación**

REVISIÓN

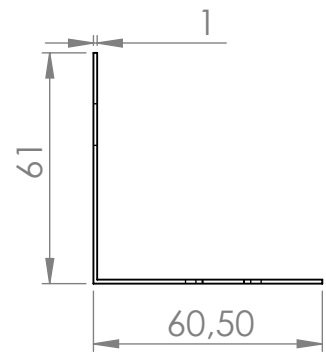
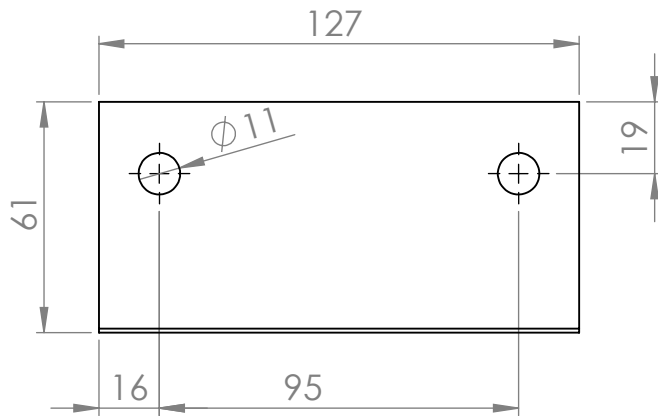
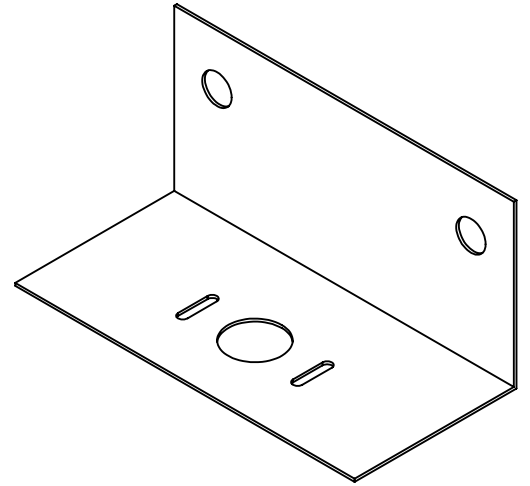
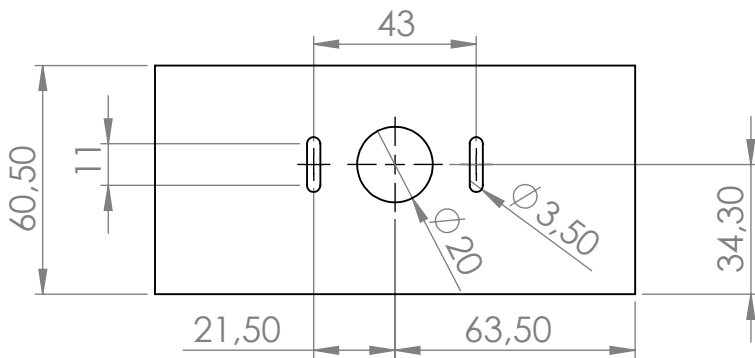
Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUD.				

TÍTULO:
Chapa soporte del motor

N.º DE DIBUJO: **58943 004** A4
 ESCALA: **1:5** HOJA 1 DE 1

MATERIAL:
Acero F114
 PESO:



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

Matar aristas
sin indicación

REVISIÓN

Cantidad: 4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUD.				
				MATERIAL: Acero F114
				PESO:

TÍTULO:

Pletina L encoder

N.º DE DIBUJO

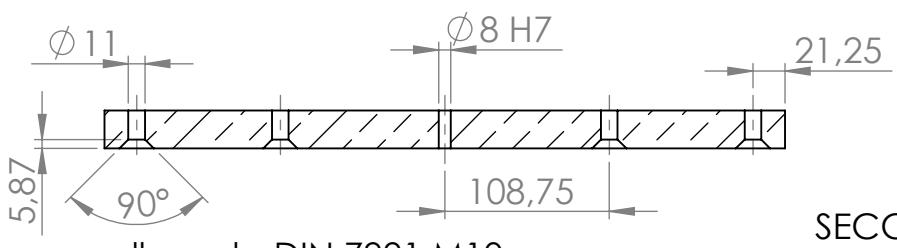
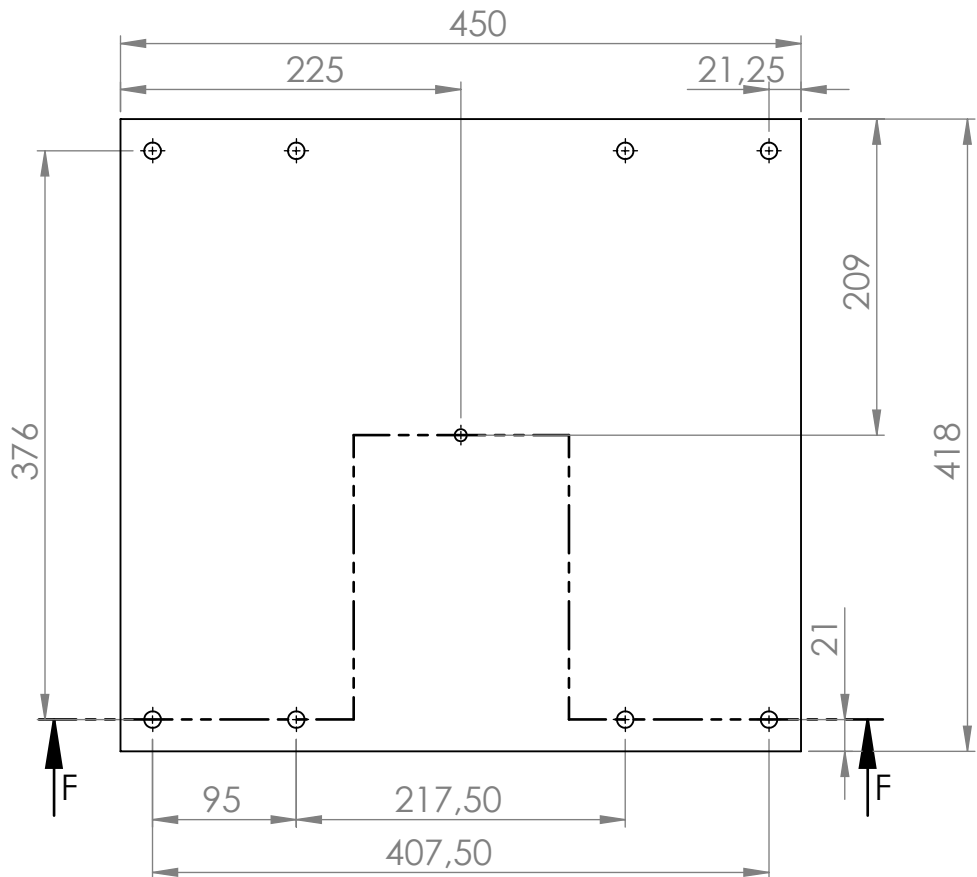
58943 005

A4

ESCALA:

1:2

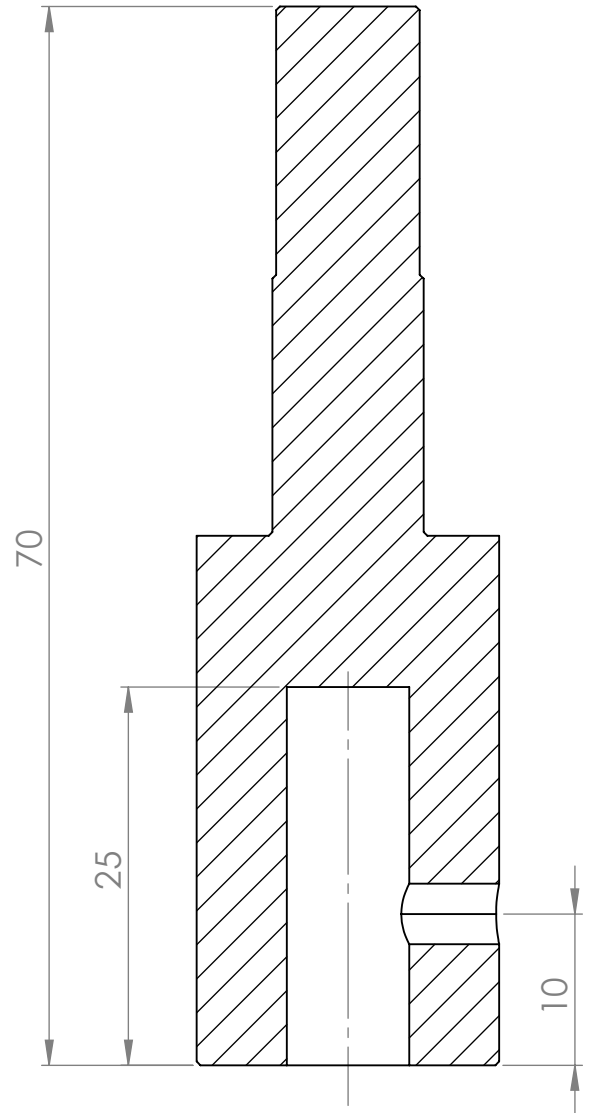
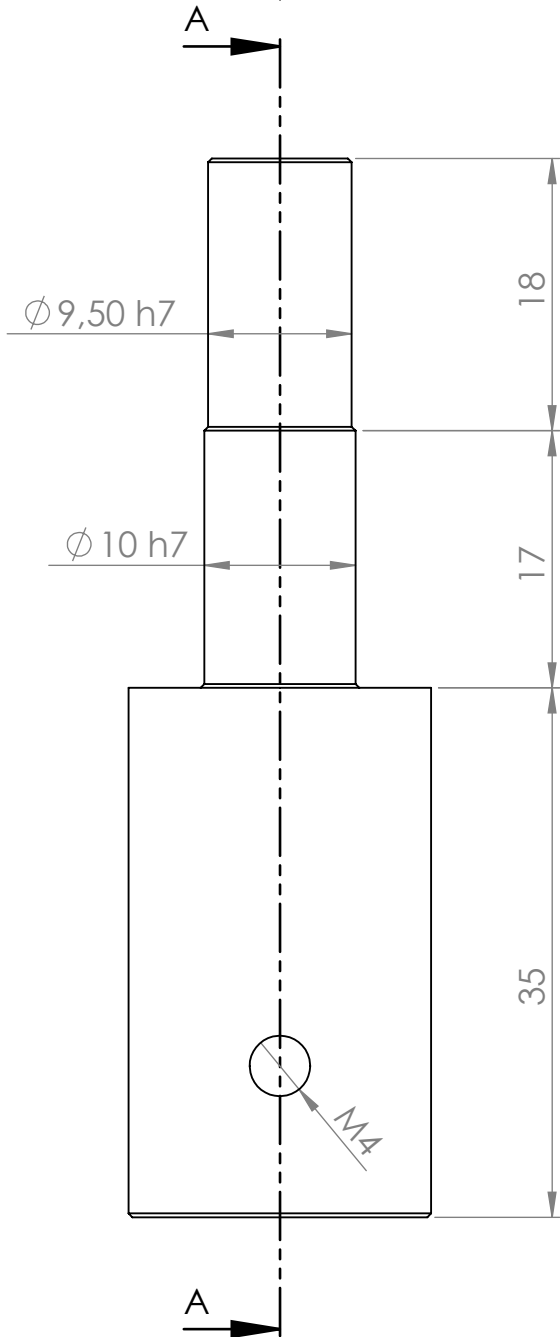
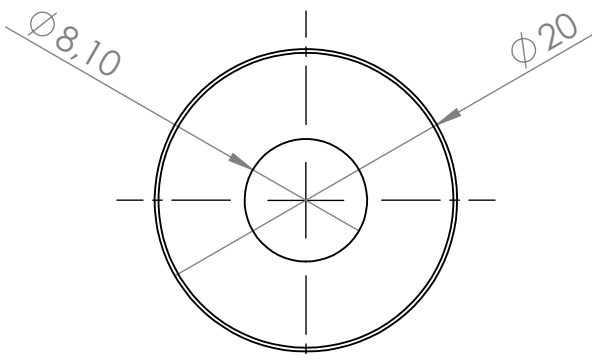
HOJA 1 DE 1



8x cabeza avellanada DIN 7991 M10

SECCIÓN F-F

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REVISIÓN	
				Cantidad: 1			
NOMBRE FIRMA FECHA				TÍTULO:			
DIBUJ. VERIF. APROB. FABR. CAUID.				Bastidor			
				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
				Aluminio 6062		58943 006	
				PESO:		ESCALA: 1:5	
						HOJA 1 DE 1	
						A4	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REBARBAR Y
ROMPER ARISTAS
VIVAS

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CALID.				
				MATERIAL: Acero F114
				PESO:

TÍTULO:

Eje encoder parte superior

N.º DE DIBUJO

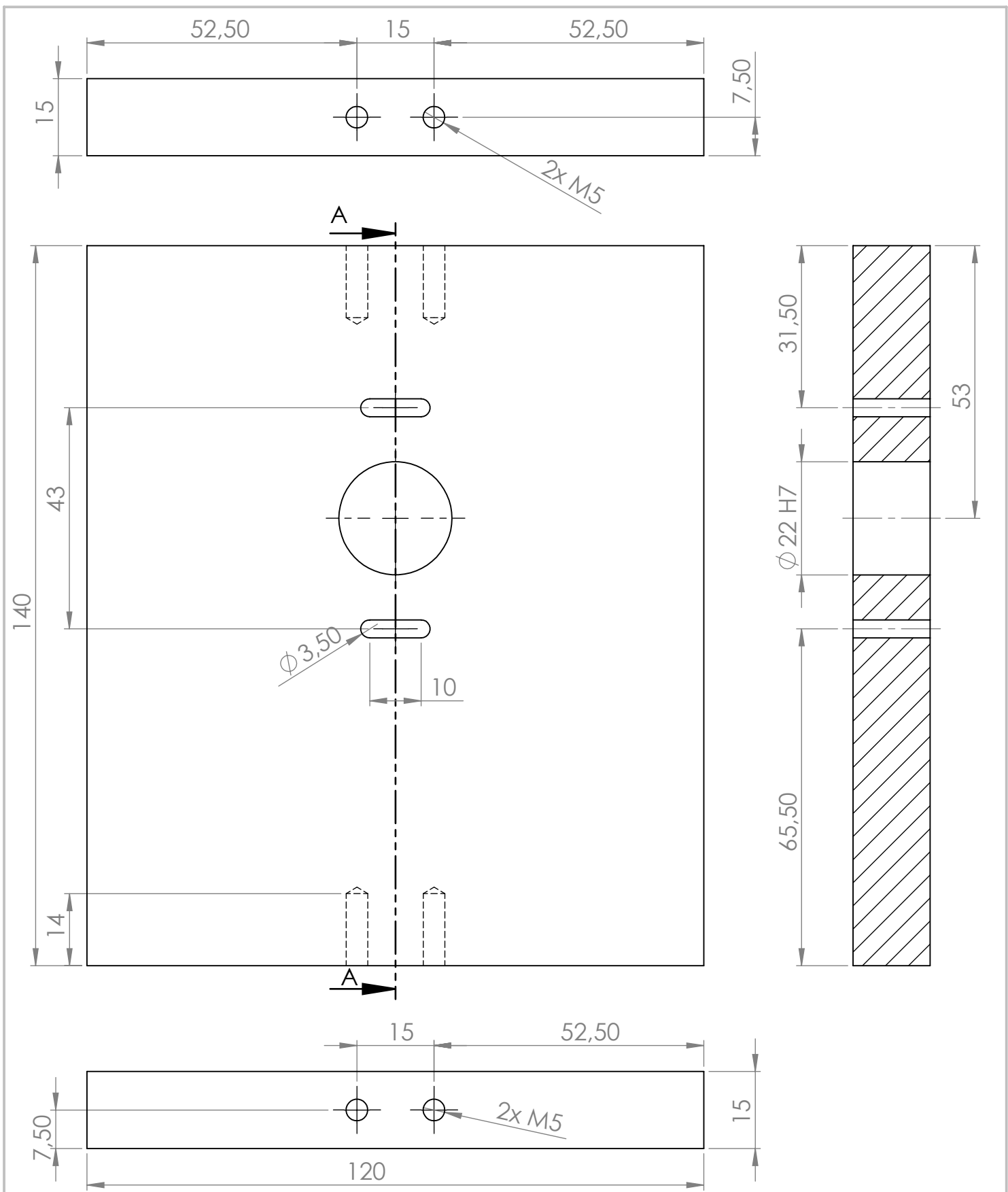
58943 007

A4

ESCALA:

2:1

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:
**Matar aristas
 sin indicación**

REBARBAR Y
 ROMPER ARISTAS
 VIVAS

REVISIÓN

Cantidad: 1

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.		
VERIF.		
APROB.		
FABR.		
CALID.		

MATERIAL:
Acero F114

PESO:

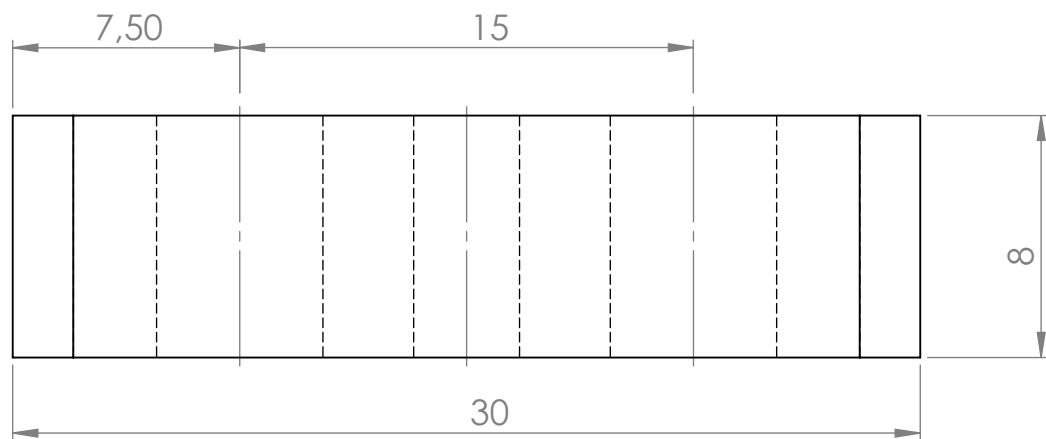
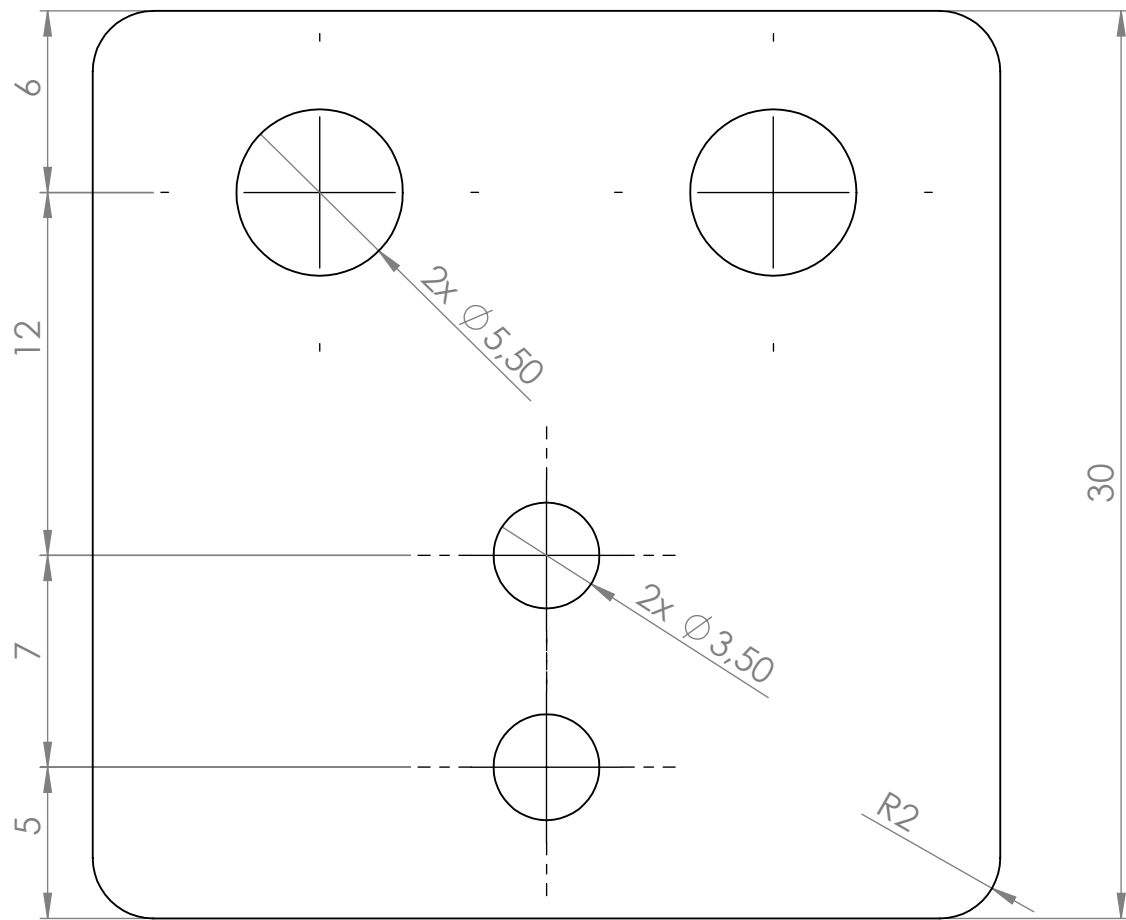
TÍTULO:
Pletina encoder

N.º DE DIBUJO
58943 008

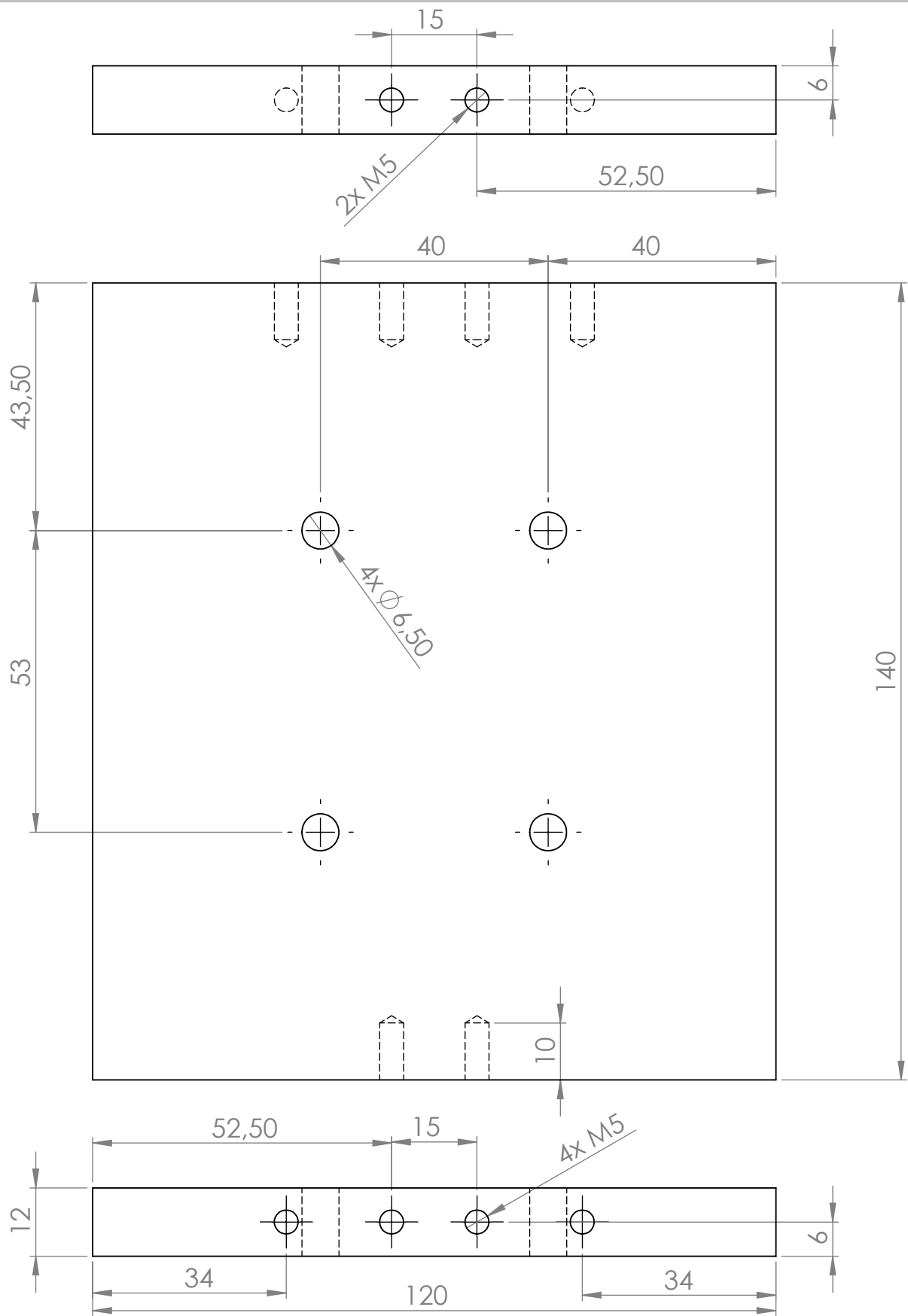
ESCALA:

HOJA 1 DE 1

A4



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REVISIÓN	
				Cantidad: 2			
NOMBRE		FIRMA		FECHA		Pletina célula de carga	
DIBUJ.		VERIF.		APROB.		N.º DE DIBUJO	
FABR.		CAUID.		MATERIAL:		58943 009	
				Acero F114		A4	
				PESO:		ESCALA: 4:1	
						HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

Matar aristas
 sin indicación

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.			
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CAUID.			

TÍTULO:

Pletina patín

MATERIAL:

Acero F114

N.º DE DIBUJO

58943 010

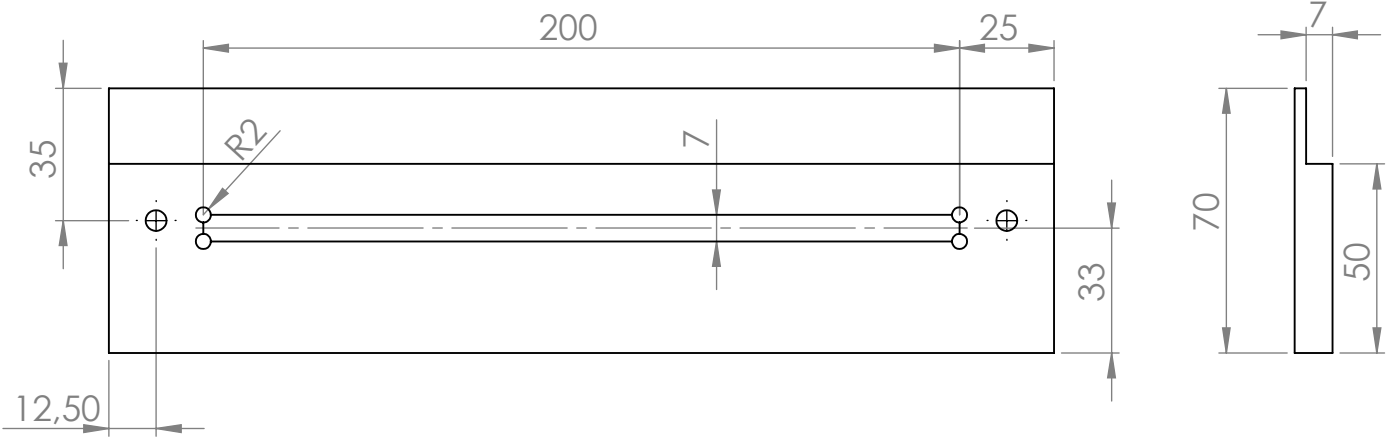
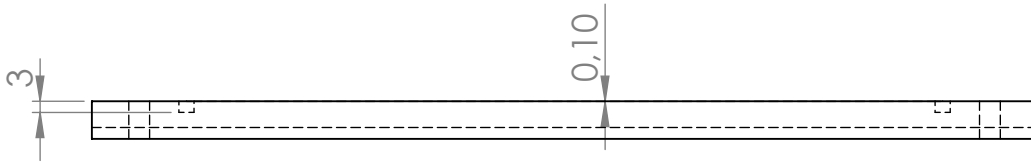
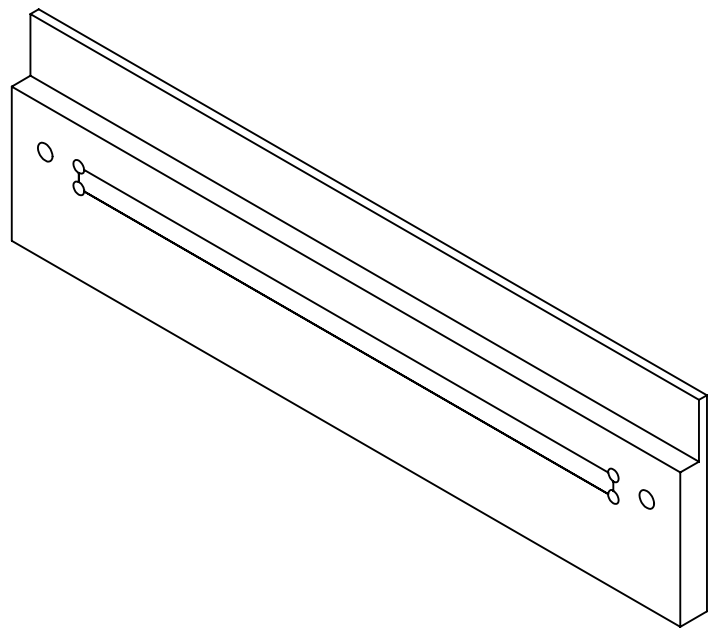
A4

PESO:

ESCALA:

1:1

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 1

NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.		
VERIF.		
APROB.		
FABR.		
CAUD.		

TÍTULO:

Pletina pegatina

N.º DE DIBUJO

58943 011

A4

MATERIAL:

Aluminio 6062

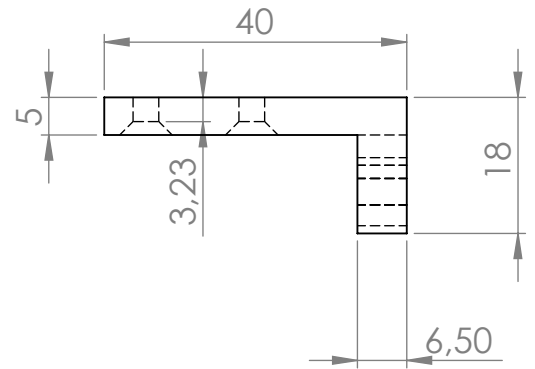
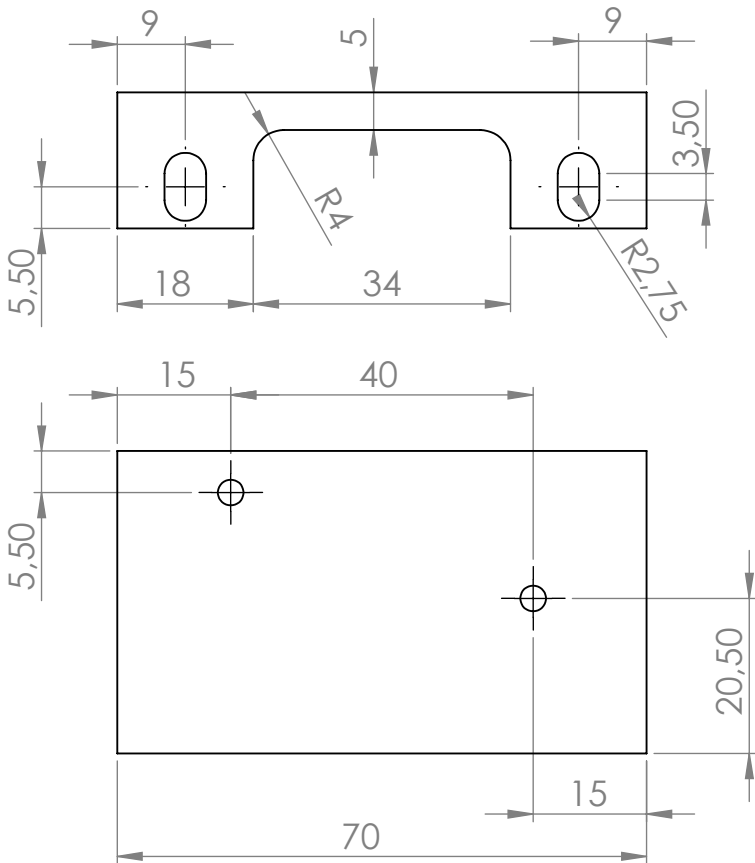
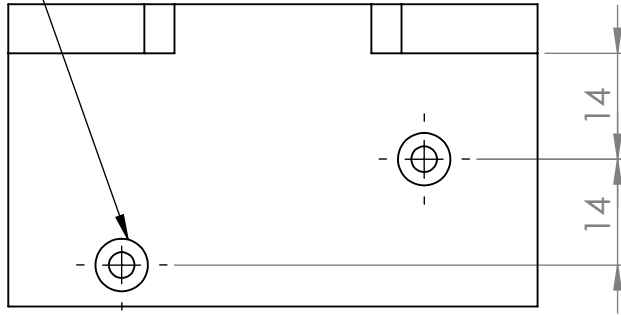
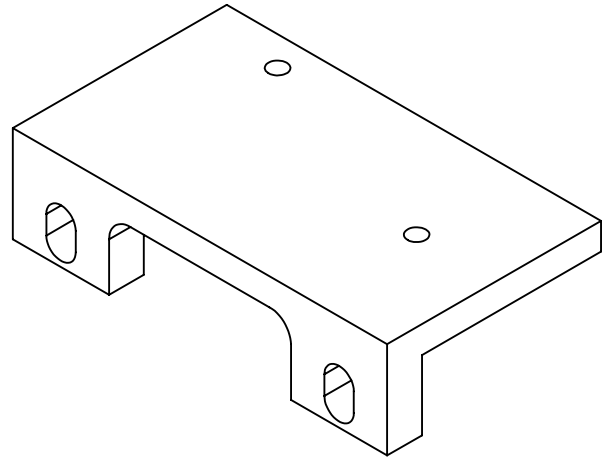
PESO:

ESCALA:

1:2

HOJA 1 DE 1

2xcabeza avellanada DIN 7991 M3



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUD.				
			MATERIAL:	
			Aluminio 6062	
			PESO:	

TÍTULO:

Pletina L aluminio

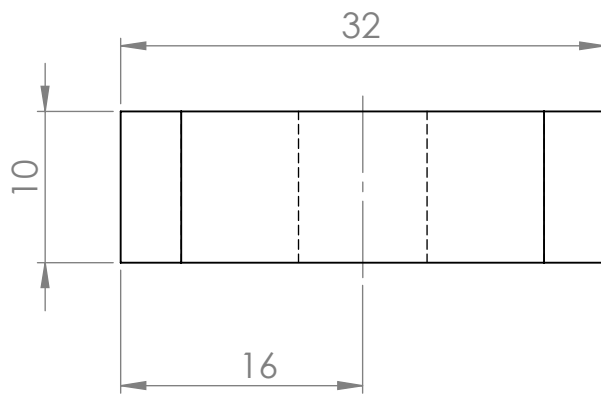
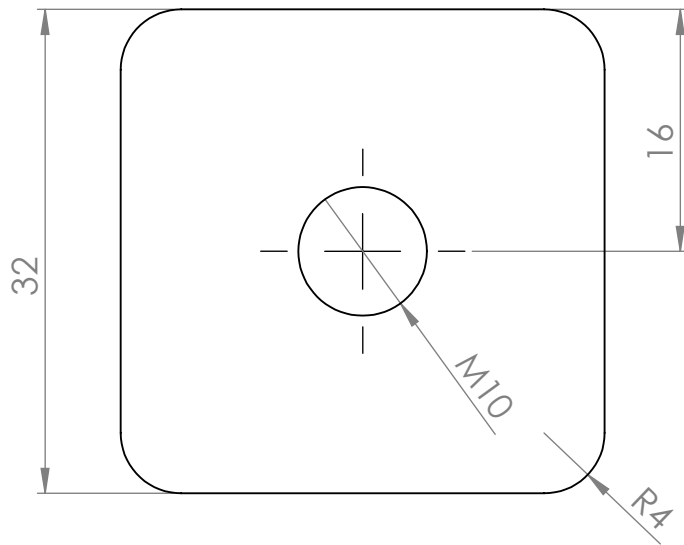
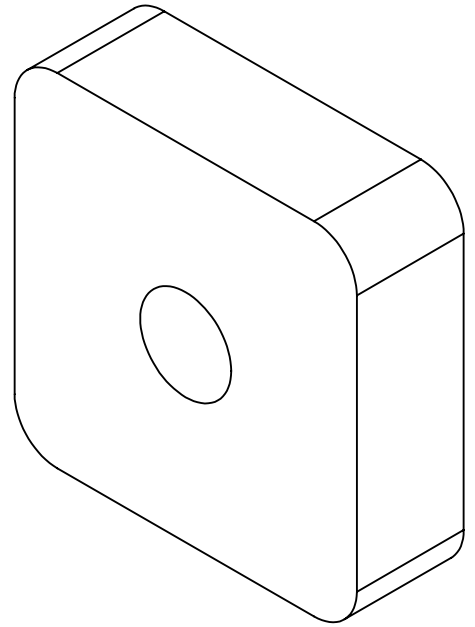
N.º DE DIBUJO

58943 012

A4

ESCALA:

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				
				MATERIAL: Acero F114
				PESO:

TÍTULO:

Pletina pie nivelador

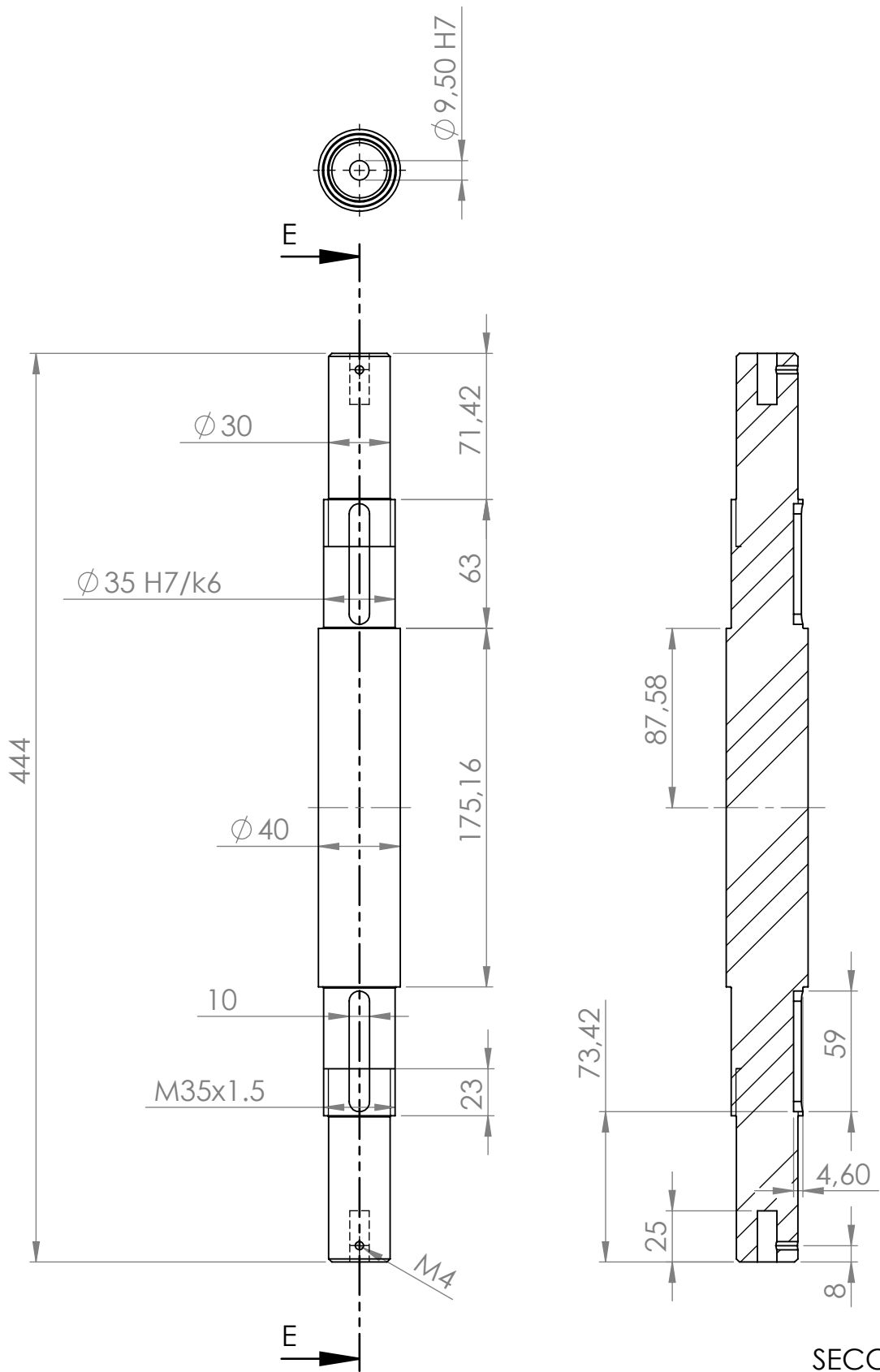
N.º DE DIBUJO

58943 014

A4

ESCALA:

HOJA 1 DE 1



SECCIÓN E-E

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Eje bogie

N.º DE DIBUJO

58943 015

A4

MATERIAL:

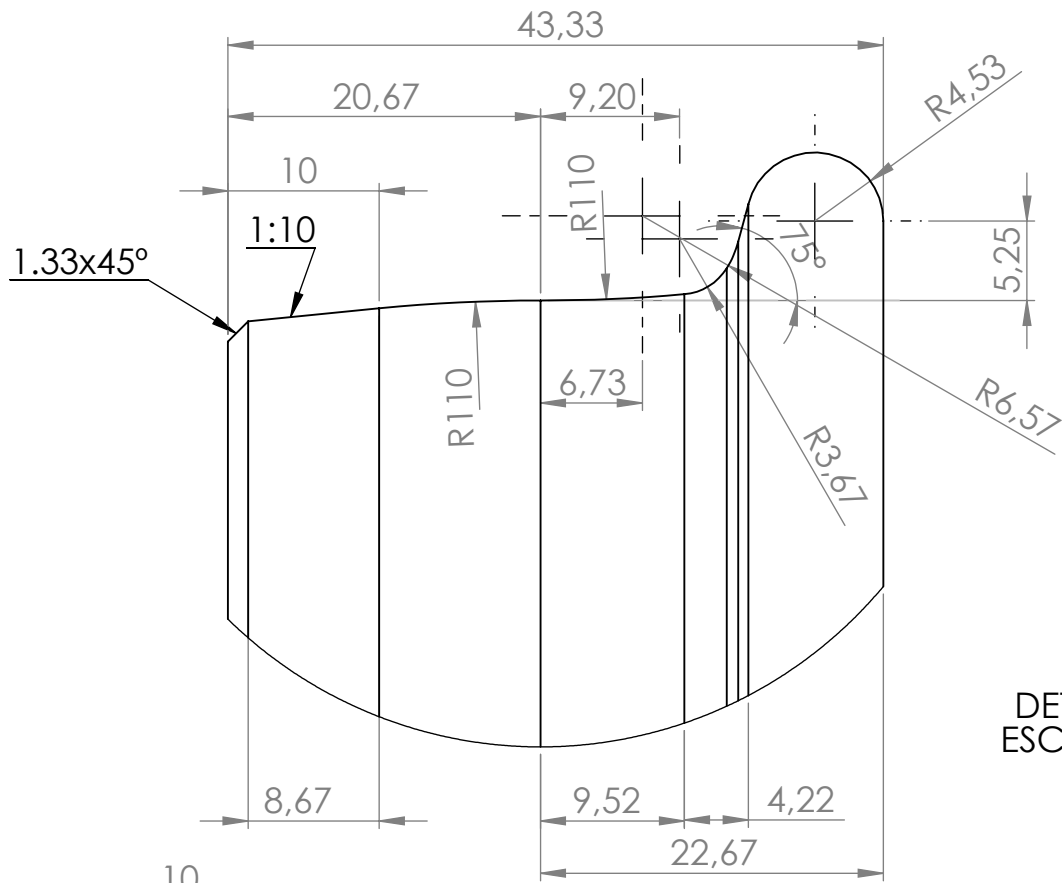
Acero F125

PESO:

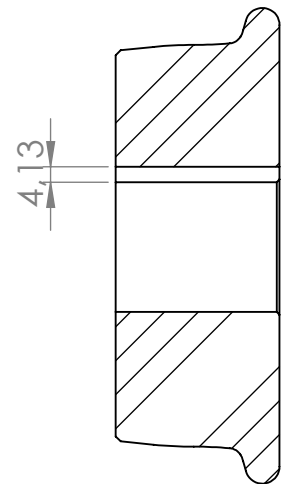
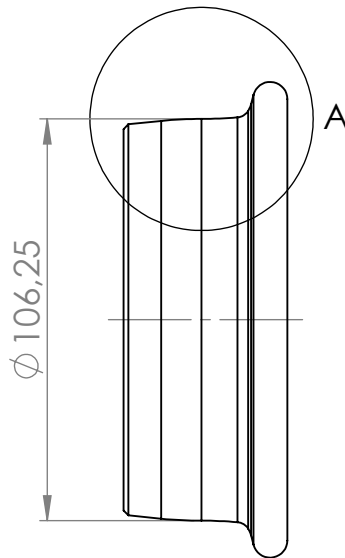
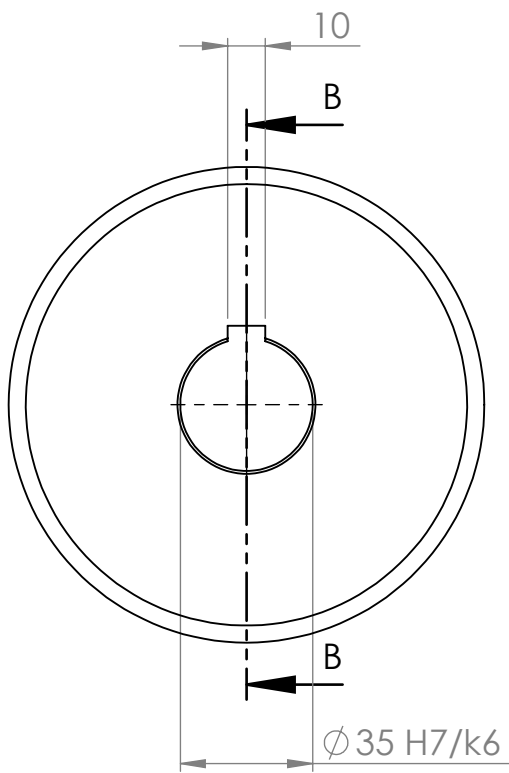
ESCALA:

1:3

HOJA 1 DE 1



DETALLE A
ESCALA 2 : 1



SECTION B-B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Rueda bogie

MATERIAL:

Acero F125

N.º DE DIBUJO

58943 016

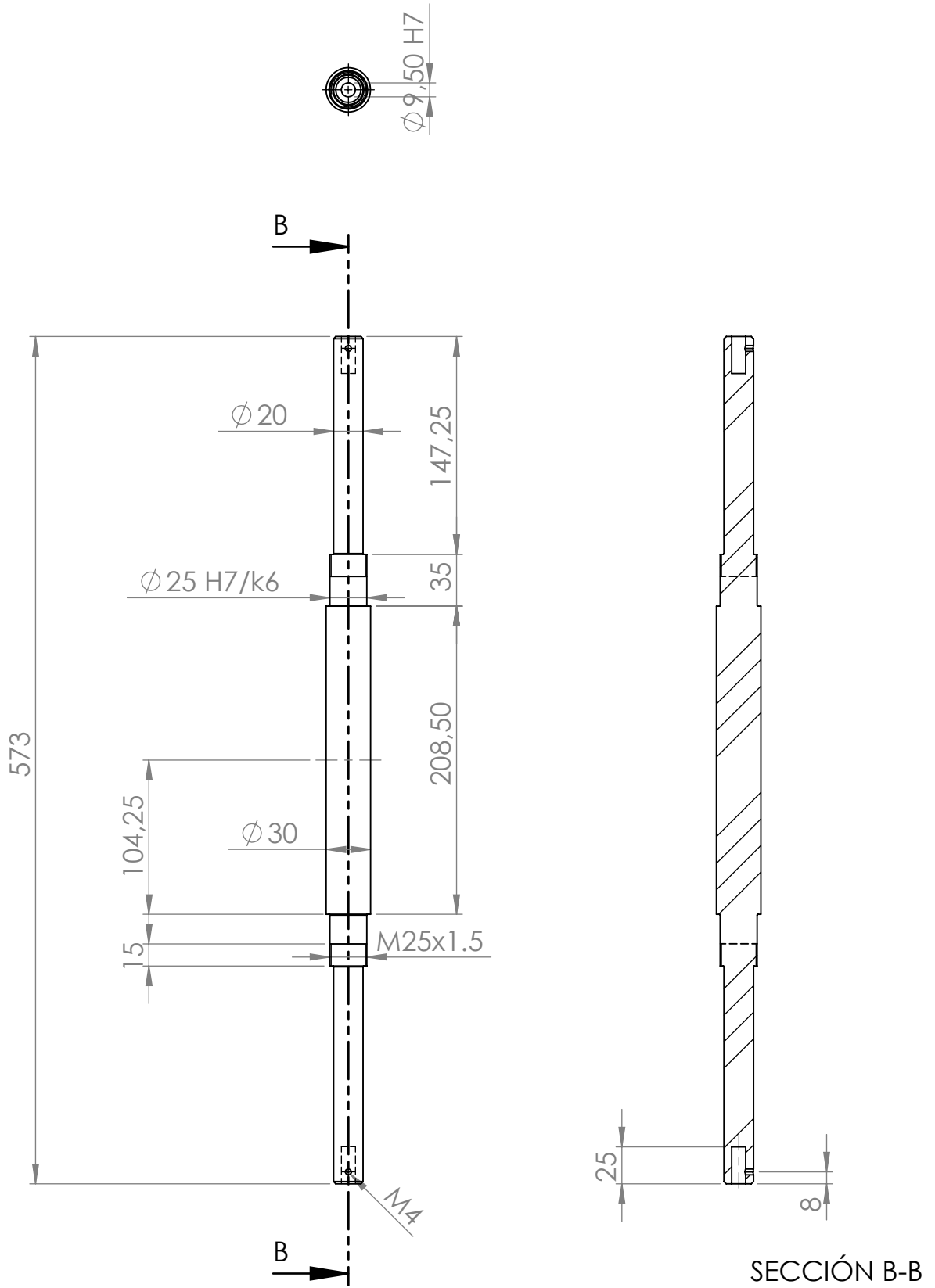
A4

PESO:

ESCALA:

1:2

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				
			MATERIAL:	
			Acero F125	
			PESO:	

TÍTULO:

Eje vía

N.º DE DIBUJO

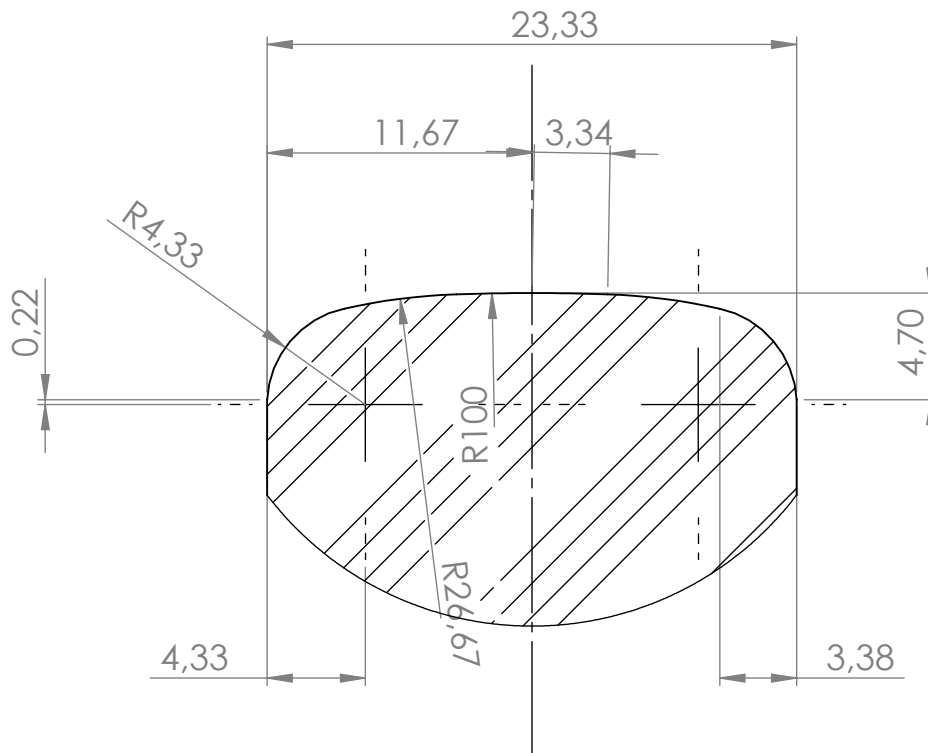
58943 017

A4

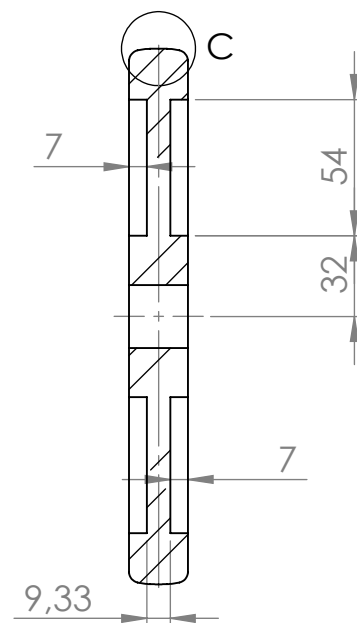
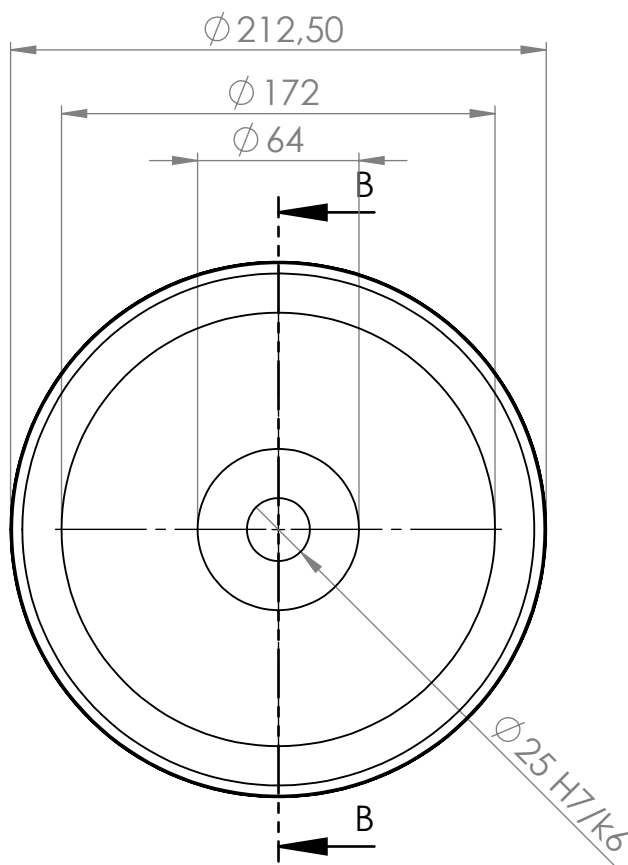
ESCALA:

1:4

HOJA 1 DE 1



DETAIL C
SCALE 3 : 1



SECCIÓN B-B

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
ACABADO SUPERFICIAL:
TOLERANCIAS:
LINEAL:
ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Rueda vía

N.º DE DIBUJO

58943 018

A4

MATERIAL:

Acero F125

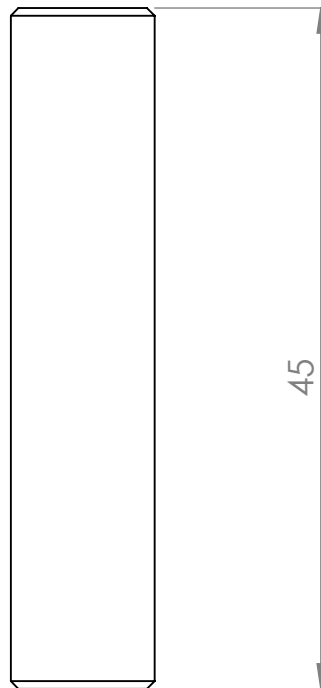
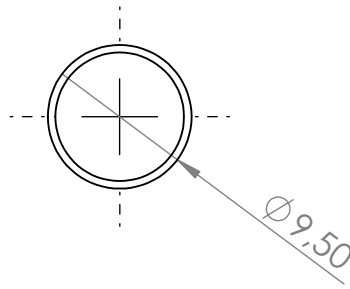
PESO:

ESCALA:

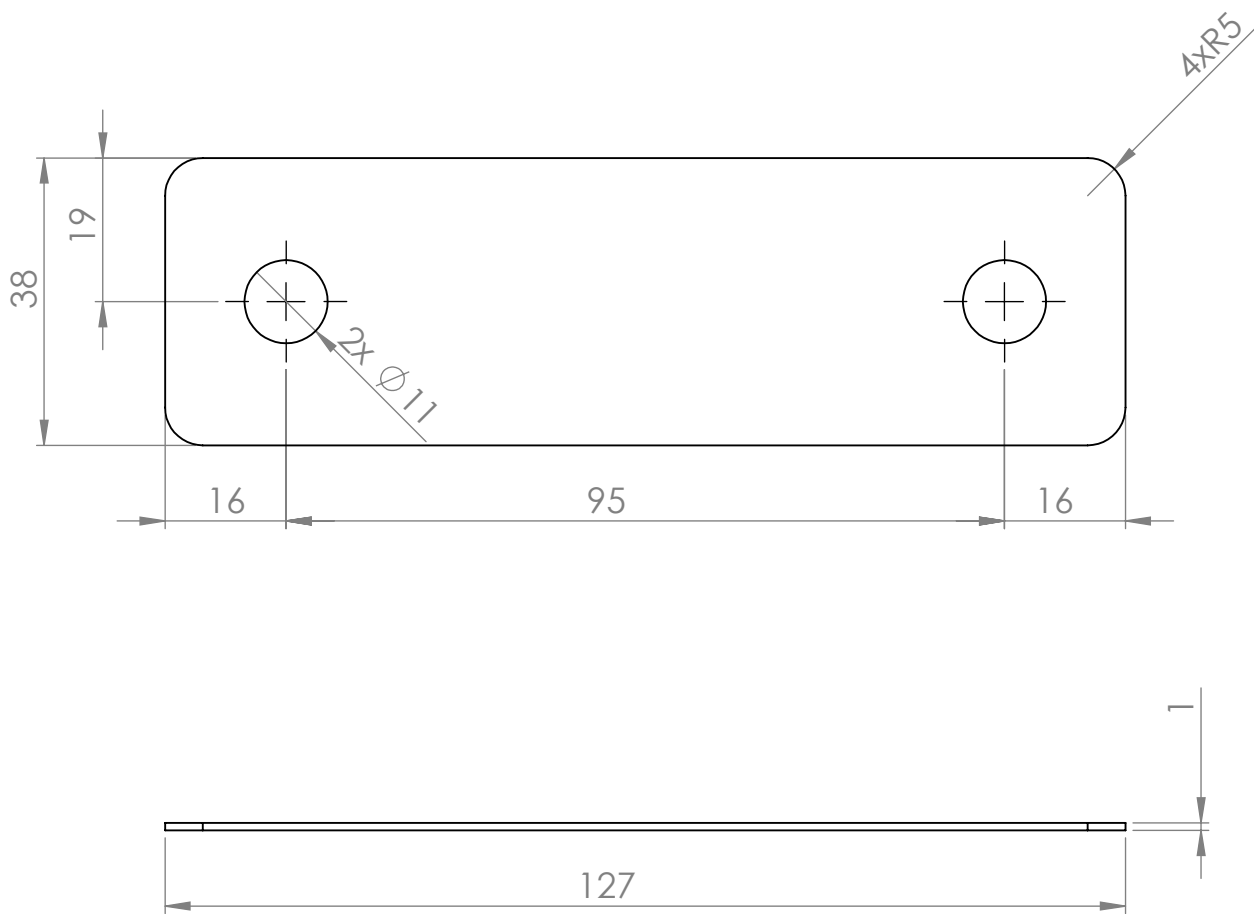
1:3

HOJA 1 DE 1

Ajustar con encoder



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REVISIÓN								
				Cantidad: 4										
				TÍTULO: Bulón encoder - eje										
NOMBRE				FIRMA		FECHA		MATERIAL: Acero F114		N.º DE DIBUJO 58943 019		A4		
DIBUJ.				VERIF.		APROB.		FABR.		CAUD.		PESO:	ESCALA:	HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 4

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
			MATERIAL:		
			Acero F114		
			PESO:		

TÍTULO:

Pletina 1 mm

N.º DE DIBUJO

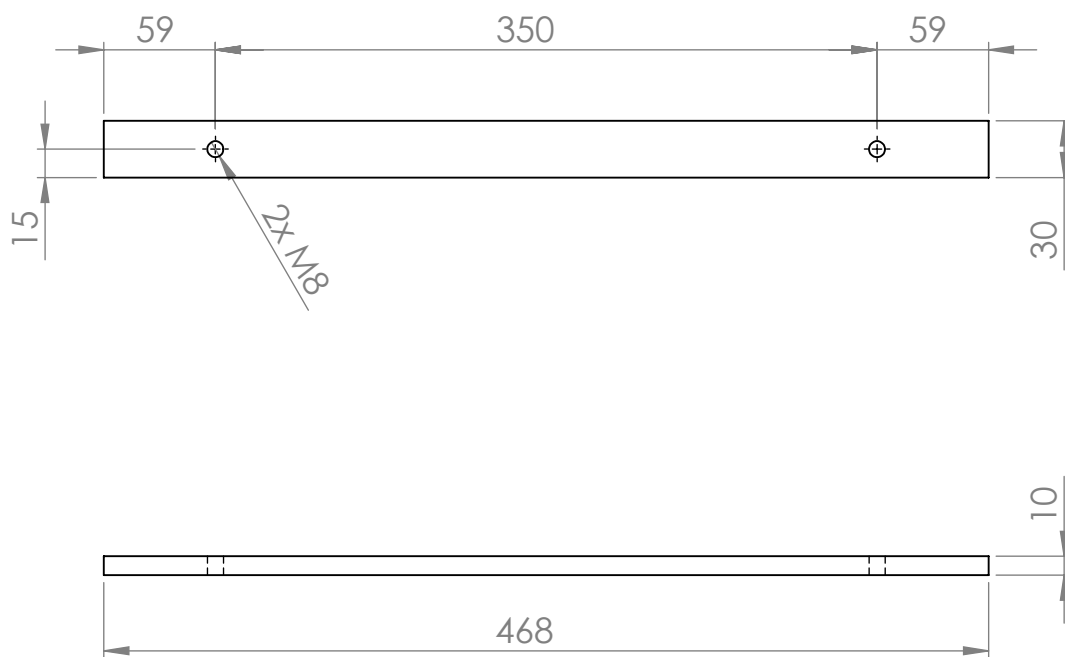
58943 020

A4

ESCALA:

1:1

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA		
DIBUJ.					
VERIF.					
APROB.					
FABR.					
CAUID.					
				MATERIAL:	
				Acero F114	
				PESO:	

TÍTULO:

Pletina variador de velocidad

N.º DE DIBUJO

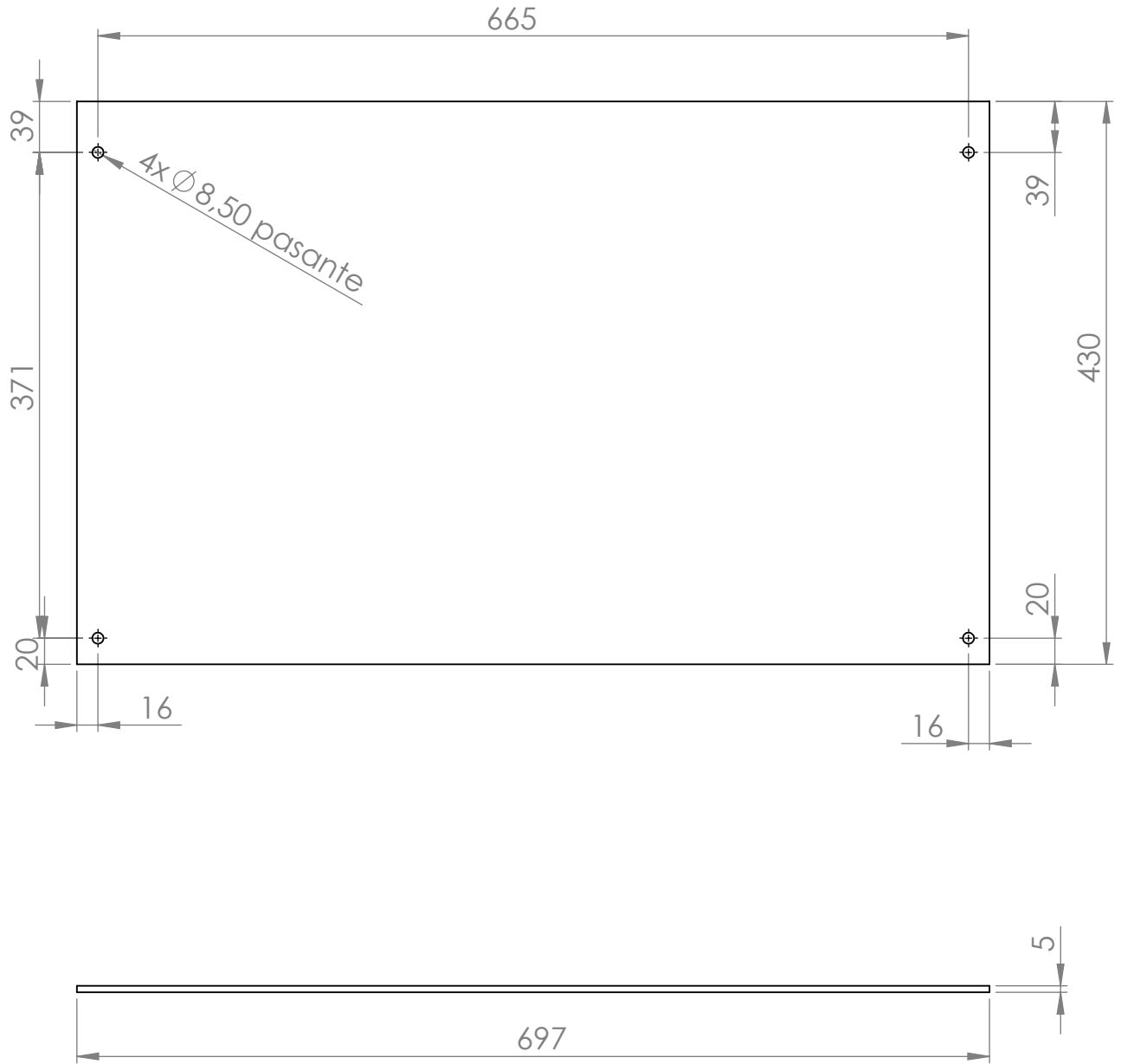
58943 021

A4

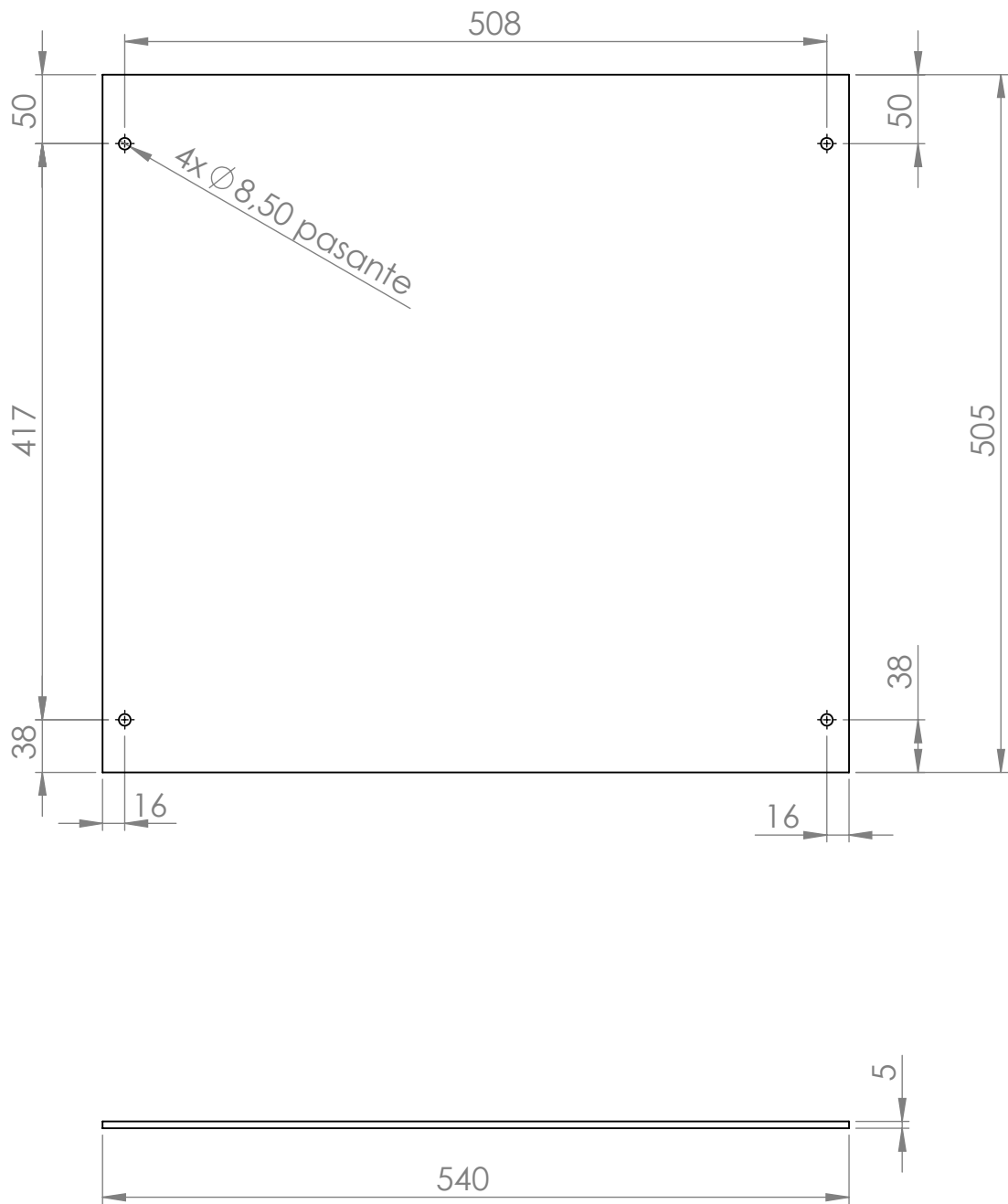
ESCALA:

1:4

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO: Matar aristas vivas		REVISIÓN	
				Cantidad: 2			
DIBUJ.				TÍTULO: Cristal 697			
VERIF.							
APROB.							
FABR.							
CAUID.				MATERIAL: Policarbonato		N.º DE DIBUJO 58943 022	
				PESO:		ESCALA: 1:5	
				HOJA 1 DE 1			
						A4	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

Matar aristas vivas

REVISIÓN

Cantidad: 1

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				

TÍTULO:

Cristal 505

MATERIAL:

Policarbonato

N.º DE DIBUJO

58943 023

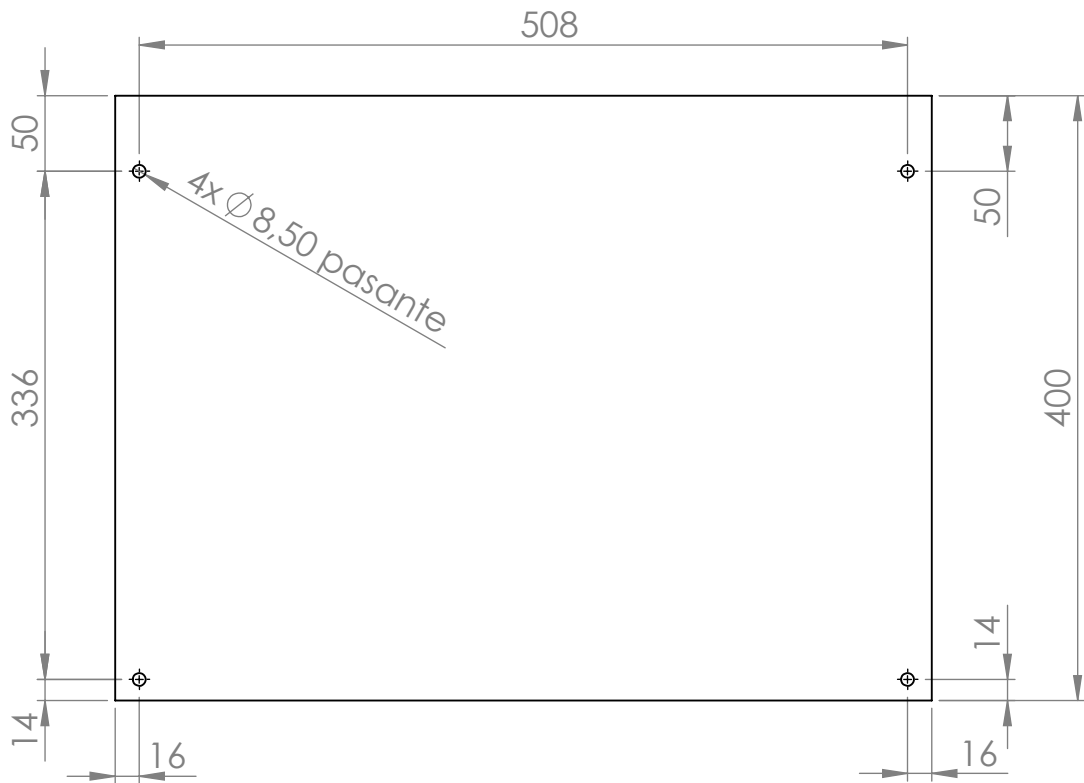
A4

PESO:

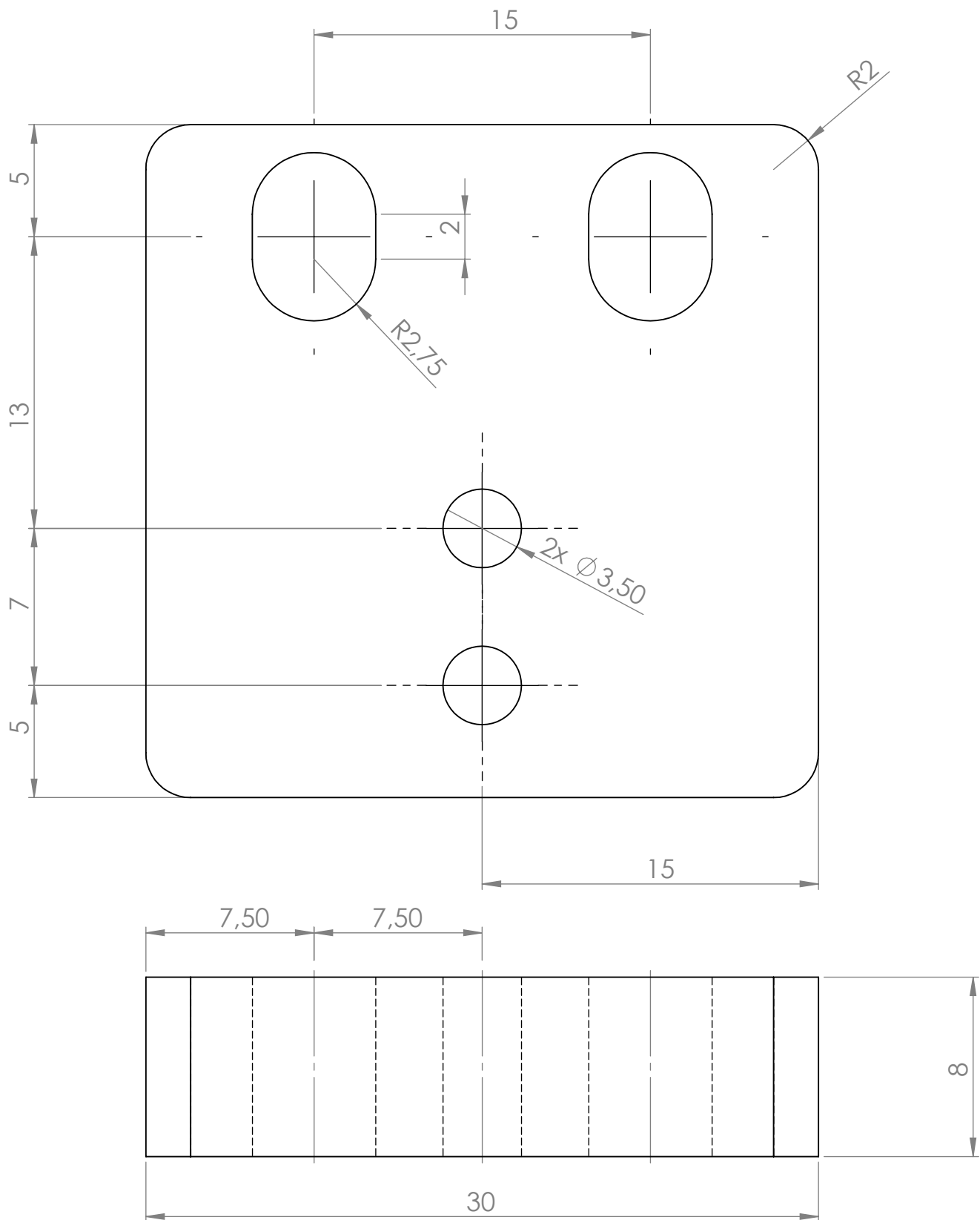
ESCALA:

1:5

HOJA 1 DE 1



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REVISIÓN	
				Matar aristas vivas		Cantidad: 1	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO:				
DIBUJ.			Cristal 400				
VERIF.			N.º DE DIBUJO				
APROB.			MATERIAL:		58943 024		A4
FABR.			Policarbonato		ESCALA: 1:5		HOJA 1 DE 1
CAUID.			PESO:				



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO:
 LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM
 ACABADO SUPERFICIAL:
 TOLERANCIAS:
 LINEAL:
 ANGULAR:

ACABADO:

REVISIÓN

Cantidad: 2

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	
DIBUJ.				
VERIF.				
APROB.				
FABR.				
CAUID.				
			MATERIAL:	
			Acero F114	
			PESO:	

TÍTULO:

Pletina celula de carga con holgura

N.º DE DIBUJO

58943 025

A4

ESCALA: 4:1

HOJA 1 DE 1