

PROYECTO FINAL DE GRADO

VAGÓN FERROVIARIO PARA TRANSPORTE DE AUTOMÓVILES

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL
FACULTAD REGIONAL VILLA MARÍA**

AUTOR: Morello Andrés Tomás

TUTORES: Ing. Américo Dicola - Ing. Marcelo Costamagna

CARRERA: Ingeniería mecánica

RESUMEN

El ferrocarril o transporte ferroviario es un sistema de transporte de personas y/o mercancías guiado sobre una vía férrea, constituido por el material de tracción (las locomotoras) y el material de arrastre. Al conjunto de equipos rodantes unidos entre sí que arrastra o empuja la locomotora, se denomina formación. Al conjunto de la locomotora con la formación se conoce como tren. En este proyecto la mercancía que se pretende transportar son los automóviles y por ende el vagón ferroviario será proyectado para dicho fin.

El presente proyecto muestra los principales aspectos relacionados con el diseño, cálculo y verificación de todas las partes que forman un vagón ferroviario para el transporte de automóviles. Por otra parte, se pretenderá estudiar la red ferroviaria Argentina en conjunto con la localización de las distintas fabricas automotrices del país y así justificar la aplicación de dicho proyecto a un nivel más allá de su fabricación y promover la utilización del transporte ferroviario en el país. Todo esto, siguiendo el marco legal vigente que la Comisión Nacional de Regulación del Transporte (CNRT) nos facilita.

En una primera instancia se realiza un modelo computacional tridimensional de toda la estructura, seguidamente se calculan las partes más importantes del equipo mediante los métodos tradicionales de cálculo de estructura y elementos de máquinas. A los fines de verificar las dimensiones obtenidas en la etapa previa, se llevan a cabo simulaciones numéricas mediante un software comercial de cálculo, CosmosWorks. Este software emplea el método de los elementos finitos para resolver las situaciones que se plantean, entregando resultados más precisos en todas las secciones de los elementos y estructuras a estudiar.

De este modo, obtendremos un producto que puede ser fabricado y luego utilizado en la Argentina para el transporte de los automóviles en todo el país aprovechando la red ferroviaria vigente.

ABSTRACT

The railway or rail transport is a system of transport of people and/or freight guided on a railroad, consisting of the traction (the locomotives) and the drag elements. The set of rolling equipment linked together that are pushed by the locomotive, is called formation. The whole thing, the locomotive plus the formation is known as the train. In this project, the freight to be transported are automobiles, and therefore the railway carriage will be designed for this purpose.

This project shows the main aspects related to the design, calculation, and verification of all the parts that makes a railway wagon for automobile transport. Other aim consider in this final project is to study the Argentine railway network together with the location of the different automotive factories in the country and thus justify and promote the use of rail transport in the country. All this, following the current legal statements that the National Transportation Regulation Commission (CNRT) provides us.

In a first instance, a three-dimensional computational model of the entire structure is made, then the most important parts of the equipment are calculated using traditional methods for structure and elements of machines. To verify the dimensions obtained in the previous stage, numerical simulations are carried out using a commercial calculation software, Solidworks simulation. This software uses the finite element method (FEM) to solve the situations that arise, delivering more precise results in all sections of the elements and structures to be studied.

In this way, we will obtain a product that could be manufactured and then used in Argentina to transport cars throughout the country, taking advantage of the current rail network.

ÍNDICE

Introducción	9
Justificación proyecto	11
Reseña Histórica	13
Marco legal vigente	21
<u>Capítulo I: Determinaciones previas</u>	22
<u>Capítulo II: Chasis</u>	25
2.1: Estructura chasis	26
2.2: Vigas principales	27
2.3: Simulaciones	31
<u>Capítulo III: Estructura</u>	34
3.1: Plataforma primer nivel	35
3.2: Montantes	36
3.2.1: Columnas	37
3.2.2: Ménsulas	42
3.2.3: Soldaduras	44
3.2.3.1: Soldadura ménsula-columna	44
3.2.3.2: Soldadura montante-chasis	46
3.3: Plataforma segundo nivel	48
3.3.1: Chasis segundo nivel	49
3.3.2: Chapas antideslizantes	54
3.4: Simulaciones	55
3.5: Coberturas vagón	62
<u>Capítulo IV: Bogies</u>	65
4.1: Bolster	70
4.2: Vigas laterales	79
4.3: Suspensión secundaria	83
4.4: Conexión bogie-chasis del vagón	95
4.5: Ejes	101
4.6: Caja de rodamientos	114
4.7: Perfil de rodaduras: ruedas	122
4.8: Simulaciones	127

Capítulo V: Sistema de frenos -----	134
5.1: Chasis sistema de frenos -----	137
5.2: Conjunto zapata del sistema de frenos -----	139
5.3: Energía de frenado y cinemática de accionamiento -----	142
5.4: Simulaciones chasis sistema de frenos -----	147
Capítulo 6: Sistema de acople y amortiguación axial -----	151
6.1: Sistema de acople -----	152
6.2: Sistema de amortiguación axial -----	154
Sistema de codificación -----	157
Conclusiones -----	164
Anexos -----	166
Bibliografía -----	177
Listas maestras de ingeniería y planimetría -----	179

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ancho de vía-----	14
Figura 2. Dimensiones trochas en el mundo-----	14
Figura 3. Trochas preponderantes en cada país-----	14
Figura 4. Vagón transportador de automóviles-----	15
Figura 5. Autorack-----	16
Figura 6. Galibo máximo tren-----	20
Figura 7. Chasis-----	22
Figura 8. Cargas aplicadas sobre vigas principales lateral-----	24
Figura 9. Vigas principales laterales-----	25
Figura 10. Resultados vigas principales laterales-----	25
Figura 11. Sección central-----	25
Figura 12. Cambio de sección-----	26
Figura 13. Mallado y cargas chasis-----	27
Figura 14. Tensiones chasis-----	28
Figura 15. Deformaciones chasis-----	29
Figura 16. Chasis y primer nivel-----	32
Figura 17. Disposición montantes-----	32
Figura 18. Montante-----	32
Figura 19. Disposición montantes y segundo nivel-----	33
Figura 20. Estado de carga montante-----	34
Figura 21. Diagrama cuerpo libre columna-----	35
Figura 22. Perfil columna-----	36
Figura 23. Ménsula-----	38
Figura 24. Carga sobre la ménsula-----	38
Figura 25. Soldadura ménsula-columna-----	41
Figura 26. Soldadura columna-chasis-----	43
Figura 27. Plataforma segundo nivel-----	45
Figura 28. Chasis 2° nivel-----	46
Figura 29. Chasis 2° nivel: cargas, sujeciones y mallado-----	47
Figura 30. Tensiones chasis 2° nivel-----	48
Figura 31. Tensión máxima chasis 2° nivel-----	48

Figura 32. Trazado coeficiente de seguridad chasis 2° nivel-----	49
Figura 33. Deformaciones chasis 2° nivel-----	50
Figura 34. Chapas antideslizantes 2° nivel-----	51
Figura 35. Simulación montante-----	52
Figura 36. Tensiones montante-----	53
Figura 37. Deformaciones montante-----	54
Figura 38. Mallado, cargas y sujeciones antideslizantes primer nivel-----	55
Figura 39. Tensiones sobre chapas antideslizante primer nivel-----	56
Figura 40. Deformaciones sobre chapas antideslizante primer nivel-----	56
Figura 41. Mallado, carga y sujeciones antideslizantes segundo nivel-----	57
Figura 42. Tensiones sobre chapas antideslizante segundo nivel-----	57
Figura 43. Deformaciones sobre chapas antideslizante segundo nivel-----	58
Figura 44. Ubicación coberturas-----	59
Figura 45. Coberturas del vagón-----	59
Figura 46. Datos malla seleccionado-----	60
Figura 47. Bogie tipo europeo-----	63
Figura 48. Bogie de tres piezas-----	63
Figura 49. Partes del bogie-----	68
Figura 50. Diseño bolster-----	70
Figura 51. Diagrama cuerpo libre plano XY-----	70
Figura 52. Diagrama cuerpo libre plano XZ-----	71
Figura 53. Diagrama esfuerzos plano XY-----	72
Figura 54. Diagrama esfuerzos plano XZ-----	72
Figura 55. Resultados en plano XY-----	73
Figura 56. Resultados en plano XZ-----	73
Figura 57. Sección central bolster-----	74
Figura 58. Cambio de sección bolster-----	76
Figura 59. Vigas laterales-----	78
Figura 60. Diagrama cuerpo libre viga lateral-----	79
Figura 61. Diagrama esfuerzos viga lateral-----	80
Figura 62. Resultados vigas laterales-----	80
Figura 63. Sección central vigas laterales-----	81

Figura 64. Arreglo resortes-----	84
Figura 65. Distribución muelle-----	84
Figura 66. Resortes helicoidales concéntricos-----	84
Figura 67. Resorte exterior-----	85
Figura 68. Resorte interior-----	85
Figura 69. Clases de amortiguación por fricción-----	92
Figura 70. Suspensión secundaria bogie-----	93
Figura 71. Cuña de fricción y su resorte-----	93
Figura 72. Pivote central-----	95
Figura 73. Perno del pivote-----	97
Figura 74. Diagramas de fuerza, corte y momento flector perno-----	98
Figura 75. Ejemplo 1 estabilizadores laterales-----	99
Figura 76. Ejemplo 2 estabilizadores laterales-----	99
Figura 77. Eje bogie de tres piezas-----	101
Figura 78. Eje diseñado-----	101
Figura 79. Fuerzas verticales actuantes sobre el eje-----	102
Figura 80. Fuerzas horizontales actuantes sobre el eje-----	103
Figura 81. Fuerzas en el plano XY-----	105
Figura 82. Fuerzas en el plano XZ-----	105
Figura 83. Diagramas eje XY-----	107
Figura 84. Diagramas eje XZ-----	107
Figura 85. Puntos de análisis eje-----	108
Figura 86. Resultados del plano XY-----	108
Figura 87. Resultados del plano XZ-----	108
Figura 88. Ubicación caja de rodamientos-----	113
Figura 89. Unidades de rodamientos-----	114
Figura 90. Campo de aplicación unidades de rodamiento-----	115
Figura 91. TBU en eje del bogie-----	115
Figura 92. TBU métrico seleccionado-----	116
Figura 93. Cargas radiales y axiales-----	118
Figura 94. Factores empíricos carga radial-----	119
Figura 95. Factor de carga axial dinámica-----	119

Figura 96. Factor de carga axial-----	120
Figura 97. Perfil de rodadura-----	122
Figura 98. NEFA 156: Ruedas-----	124
Figura 99. NEFA 706: Perfil de rodadura-----	125
Figura 100. Carga, mallado y sujeciones bolster-----	127
Figura 101. Tensiones bolster-----	127
Figura 102. Deformación bolster-----	128
Figura 103. Mallado, cargas y sujeciones vigas laterales-----	129
Figura 104. Tensiones en vigas laterales-----	129
Figura 105. Deformaciones vigas laterales-----	130
Figura 106. Carga, sujeciones y mallado perno-----	131
Figura 107. Esfuerzos del perno-----	131
Figura 108. Deformaciones del perno-----	132
Figura 109. Parte mecánica sistema de frenos-----	135
Figura 110. Chasis sistema de frenos-----	136
Figura 111. Diseño chasis sistema de frenos-----	137
Figura 112. Apoyos sistema de frenos-----	138
Figura 113. Ubicación conjuntos de zapatas-----	139
Figura 114. Conjunto zapata-----	139
Figura 115. Porta-zapata diseñada-----	140
Figura 116. Montaje conjunto zapata diseñado-----	140
Figura 117. Diagrama cuerpo libre sistema de frenos-----	145
Figura 118. Diagrama cuerpo libre levas y palanca de accionamiento-----	145
Figura 119. Mallado, cargas y sujeciones chasis sistema de frenos-----	147
Figura 120. Estado tensional chasis sistema de frenos-----	148
Figura 121. Deformaciones chasis sistema de frenos-----	148
Figura 122. Sistema de acople manual-----	152
Figura 123. Sistema de acople automático-----	152
Figura 124. Sistema de amortiguación axial-----	154
Figura 125. Clases de tope o buffer-----	154

INTRODUCCIÓN

Es conocido el incremento mundial de la producción de automóviles y como este crecimiento se hace cada vez mayor a lo largo de los años. Las automotrices optan por fabricar íntegramente sus automóviles en determinados países, en otros llevar las distintas piezas y terminar el montaje del vehículo o bien países donde no hay presentes determinadas automotrices, pero importan sus productos. Sea cual sea la forma, el resultado es el mismo, hay un producto final, que es el automóvil, y este debe ser adquirido por los clientes en los distintos puntos de venta y es aquí donde entra en juego el medio de transporte usado para su envío.

En la Argentina, son utilizados semirremolques especialmente diseñados para transportar automóviles de distintos segmentos remolcados mediante camiones de un punto a otro internamente. El tren, en estos casos no es utilizado. En otros países, como Alemania y Estados Unidos, sin embargo, la proporción vagón-semirremolque es más equilibrada, el transporte de esta mercadería mediante trenes de carga es más promulgado y utilizado.

Argentina cuenta con una red ferroviaria muy extensa y con gran variedad de tamaño de trochas, lo cual lo hace muy atractivo como propuesta para el cálculo, diseño y fabricación de dichos vagones de carga de automóviles para su utilización, de esta manera, las rutas y autopistas argentinas estarían mucho más descomprimidas ya que gran parte del transporte de los automóviles serían derivados a los trenes.

Este proyecto hablará principalmente del transporte de automóviles como material de carga, sin embargo, lo que se trata en el fondo es promulgar mucho más la utilización del tren como medio de transporte. Esto conlleva a un mantenimiento y reestructuración tanto de la red ferroviaria como de las locomotoras y vagones en vigencia y también un cambio como política de estado que muchas veces puede ser trabado debido a intereses sindicales de otras áreas debido a que se sienten bajo amenaza por este medio de transporte. En transporte mediante trenes, como los demás medios, tiene sus ventajas y desventajas, pero si las inversiones iniciales y su promulgación fuesen las adecuadas, no cabría ninguna duda que las ventajas de este medio de transporte se impondrían frente a las

desventajas, para esta y otras tantas mercaderías a transportar (sin mencionar el transporte de personas).

En este proyecto final de grado se buscará no solo el cálculo y diseño del equipo rodante, sino también justificar el proyecto proponiéndolo como alternativa viable para el transporte de automóviles mediante la red ferroviaria argentina vigente y en todo caso proponer una extensión de esta para hacerlo más atractivo. Por otra parte, a su vez, justificarlo mediante una logística del transporte de dicha mercadería teniendo en cuenta las distintas fabricas automotrices y el puerto del país, que son los principales puntos de partida del producto mencionado.

JUSTIFICACIÓN PROYECTO

El producto que se pretende calcular y diseñar para su futura producción es un vagón de tren de cargas, que, en este caso, serán automóviles del tipo sedán y/o hatchback. El transporte de dicha carga se hará gracias a la red ferroviaria de la Argentina, pero debido a su tamaño estándar de la trocha puede ser un vagón para la exportación.

Las plantas automotrices argentinas se ubican en las provincias de Buenos Aires, Córdoba y Santa Fe, que, sumado a los autos importados entrantes desde el puerto, hace atractivo el uso de la red ferroviaria argentina para el transporte de esta mercadería, principalmente con la red de trocha ancha, cuya extensión es la más amplia del país y la disposición de locomotoras también.

La red de trocha ancha de toda la Argentina, por de ser la de mayor extensión, recorre la mayor cantidad de provincias, principalmente la región centro del país de Buenos Aires, Córdoba, Santa Fe, Mendoza, La Pampa, San Luis y San Juan, llegando también su recorrido hasta las provincias de Tucumán, Santa Cruz y Chubut. Lo que se pretende es conectar las automotrices de la Argentina y el puerto (donde se descargan los automóviles importados) con los principales puntos de venta del país mediante la red principal ferroviaria de trocha ancha de la Argentina, de esta manera, acabar con las largas distancias recorridas mediante camiones y fomentar el uso del tren para estas situaciones.

Una formación de tren de cargas en Argentina está conformada por la locomotora y, en promedio, 50 vagones. Para nuestro caso, cada vagón trasladará 8 automóviles, lo que daría total de 400 automóviles por cada formación. Si el mismo cargamento fuese hecho por semirremolque, se necesitarían aproximadamente 50 camiones para impulsar 50 semirremolque si consideramos que en promedio pueden cargar también 8 autos cada uno. Esto marca una gran diferencia en la cantidad de unidades propulsoras que utiliza uno y otro medio de transporte, quedando en manifiesto no solo el beneficio de descomprimir las rutas y/o autopistas, sino también del ahorro de combustible y menor contaminación ambiental.

Son muchas las ventajas que este medio de transporte tiene, pero para su aprovechamiento máximo las condiciones de la red ferroviaria argentina deben ser las correctas y tener una política

general de su uso, es decir, no solo para el transporte de automóviles, sino también para una amplia gama de cargas, de esta manera mantener constantemente el medio de transporte en uso y hacer redito su uso. En resumen, debe darse un protagonismo mayor a este medio de transporte, que el transporte de los automóviles sea uno más de las tantas cargas que se transporten y de esta manera la consideración del tren y sus inversiones crezcan año a año ofreciendo un renovado medio de transporte a la Argentina. No solo se ofrece al tren como nueva opción, sino también aparece la oportunidad de formar nuevas empresas que generen los productos y servicios necesarios para este medio, como lo son: locomotoras, vagones, bogies, sistemas de frenos, servicio de mantenimiento de vía, etc.

Por último, el cálculo, diseño y fabricación de cada parte del vagón del proyecto será íntegramente de industria nacional, es decir, utilizar todos los recursos que el país proporciona y con la idea de adaptarlo para una posible exportación, principalmente a países sudamericanos donde las normativas vigentes son compatibles o si se desea exportar fuera de Sudamérica, adaptarse al marco legal del lugar si es necesario.

RESEÑA HISTÓRICA

Breve historia del ferrocarril

El ferrocarril es un sistema de transporte de personas y mercancías guiado sobre una vía férrea. Aunque normalmente los rieles son de acero, que hacen el camino sobre la cual circulan los trenes, dentro de esta clasificación se incluyen medios de transporte que emplean otros tipos de guiado. Se trata de un transporte con ventajas comparativas en ciertos aspectos, tales como el consumo de combustible por tonelada-kilómetros transportada y el impacto ambiental que causa.

El primer ferrocarril tenía rieles formados por un cuerpo de madera recubierto por una chapa, y fue fabricado en 1768. A partir de 1790 se utilizaron los primeros rieles completamente de acero en Reino Unido. En 1803, en el sur de Londres, surge el primer ferrocarril público tirado por caballos. La aparición del hierro forjado en 1820 permitió superar los problemas de los primeros carriles de hierro, que eran frágiles y cortos, aumentando su longitud. En 1857 comenzaron a fabricarse carriles de acero definitivamente.

El desarrollo del motor de vapor impulsó la idea de crear locomotoras de esta clase que pudieran arrastrar trenes por estos carriles. La primera fue patentada por James Watt en 1769 y revisada en 1782, pero los motores eran demasiado pesados y generaban poca presión como para ser empleados en locomotoras. En 1804, utilizando un motor de alta precisión, Richard Trevithick presentó la primera locomotora capaz de arrastrar un tren en Reino Unido. La prueba tuvo un éxito relativo, ya que la locomotora rompió los frágiles railes de chapa de hierro. Durante los años siguientes, y con la aparición de los rieles de hierro forjado, fueron apareciendo otros diseños con resultados cada vez más exitosos. En 1830 se inauguró la primera línea de ferrocarril interurbano, la línea entre Liverpool y Mánchester. Su ancho era de 1.435mm, actualmente conocido como ancho internacional ya que es utilizado por aproximadamente el 60% de los ferrocarriles actuales. Poco a poco, el éxito de las locomotoras de vapor hizo que las líneas de ferrocarril y las locomotoras se extendieran por todo el mundo, llegando incluso hasta Latino América.

Las primeras pruebas con trenes eléctricos se iniciaron en 1838, cuando se construyó un carruaje equipado por baterías. El primer ferrocarril con suministro eléctrico en la vía fue en 1883, que utilizaba alimentación por un tercer carril. Los cables de alimentación aérea a ferrocarriles se introdujeron en 1879. Las locomotoras de vapor necesitaban un mantenimiento bastante elevado para funcionar, sumado que tras la segunda guerra mundial los costos de mano de obra se incrementaron de modo muy importante, se logró que la tracción a vapor se encareciera por sobre el resto, perdiendo su atractivo. Al mismo tiempo, la guerra impulsó el desarrollo de los motores de combustión interna, que hicieron a las locomotoras diésel más baratas y potentes. Esto causó que varias compañías ferroviarias iniciaran programas para convertir toda su flota para líneas no electrificadas en locomotoras diésel.

Tras la guerra, el transporte por ferrocarril se hizo menos popular, y el transporte aéreo comenzó a ocupar el mercado de los viajes de larga distancia. La crisis del petróleo de 1973 cambió la tendencia, hizo, a los que no se habían desmantelado, ser de nuevo más rentables. También la introducción de los contenedores contribuyó a mejorar la rentabilidad del transporte de mercancías por ferrocarril.

A lo largo de los años, se introdujo una automatización mayor, especialmente en el transporte interurbano, reduciendo los costos de operación. En los años 1990, el foco de atención se situó en mejorar la accesibilidad, convirtiendo el tren en la solución al transporte de los discapacitados. La innovación en nuevos sistemas de ferrocarril continúa en la actualidad, especialmente en campos como la alta velocidad.

Red ferroviaria de Argentina

La red ferroviaria argentina llegó a tener casi 47.000 km de rieles. Hacia mediados del siglo XX fue una de las más grandes del mundo y la más extensa de América Latina. La clausura y desmantelamiento de varios ramales y el énfasis puesto en el transporte automotor fueron reduciéndola progresivamente. Formada, incluso actualmente, por cuatro medidas de trochas distintas y conexiones con Paraguay, Bolivia, Chile, Brasil y Uruguay. En la actualidad la red total ha

quedado reducida a 4.638 km para servicios de pasajeros y aproximadamente 16.000 km para servicios de carga.

El desarrollo de la red fue fomentado en un primer momento por capitales argentinos, sumándose al poco tiempo británicos y franceses en forma preponderante. Relacionada su expansión en gran medida con el modelo económico agroexportador basado en la producción agrícola y ganadera de la región pampeana, es allí donde se concentra la mayor cantidad de tendido férreo. Sigue un esquema radial donde las líneas principales confluyen en la ciudad de Buenos Aires.

La gestación de la futura red ferroviaria argentina comenzó en 1855, al firmarse 6 diferentes contratos entre empresas inglesas y el estado, con el fin de instalar ferrocarriles en territorio argentino. En 1857 se inauguró la primera línea férrea, el tramo de la vía inicialmente medía 9,8 km, y unía la estación ubicada donde actualmente se emplaza el teatro Colón, en la ciudad de Buenos Aires, y la estación Floresta. Este ramal marcó el inicio del Ferrocarril Oeste de Buenos Aires, antecesor del Ferrocarril Domingo Faustino Sarmiento. En 1873 el gobierno de la provincia de Buenos Aires se hizo cargo del mencionado ferrocarril oeste y continuó el tendido de la línea. También en 1873 comenzó la construcción del Ferrocarril Central Argentino (antecesor del Mitre) entre Rosario y Córdoba.

Para 1880 se habían construido 5.836 km de vías, de los cuales 1.227 km pertenecían al estado, 2.544 km al Ferrocarril Andino (antecesor del San Martín), 427 km a la provincia de Buenos Aires y el resto se distribuía entre siete empresas privadas.

A fines de siglo ya existían alrededor de 16.500 km de vías, de los cuales solo 2.000 km pertenecían al estado. La trocha ancha representaba el 60%, la estándar el 10%, la angosta el 10% y el 20% restante correspondía a otros tipos de trocha no convencionales. El tráfico era de 18 millones de pasajeros y cerca de 12 millones de toneladas de carga.

En la década del 1930, la red ferroviaria comenzó a enfrentar crecientes problemas de costos y de inversión al contraerse los márgenes de rentabilidad. Hubo una caída en las cargas transportadas

entre 1929 y 1935 de algo más del 20% y de los ingresos en torno al 40%, con un derrumbe de las acciones de las compañías ferroviarias. Dichas empresas lograron superar solo parcialmente la crisis entre 1937 y 1946. Los ingresos por todo concepto de los ferrocarriles aumentaron, pero una contracción en las inversiones implicó un paulatino envejecimiento del material rodante y de toda la infraestructura ferroviaria.

Tras los años, sellados en la historia de la red ferroviaria argentina como la década infame, la nacionalización de los ferrocarriles se transformó en una causa que sirvió a un proceso en la revalorización nacional. Antes de 1947 el ferrocarril pertenecía en gran parte a capitales británicos y franceses. El 1 de julio de aquel año, el estado argentino, a través del entonces presidente Juan Domingo Perón, nacionalizó todas las empresas ferroviarias bajo la órbita de la Empresa de Ferrocarriles del Estado Argentino (EFEA, luego Ferrocarriles Argentinos).

La privatización ferroviaria en Argentina fue un proceso comenzado en 1991. Tras un prolongado período de hiperinflación en la década de 1980, acompañado de un fuerte aumento del déficit fiscal y una fuerte caída en las reservas, el gobierno argentino, bajo la presidencia de Carlos Menem a partir de 1989, inició una serie de reformas que incluían la privatización de empresas públicas en empresas de servicios públicos. Desde la nacionalización de ferrocarril, como ya mencionamos, la red había sido operada por la empresa estatal Ferrocarriles Argentinos, que abarcaba seis divisiones relativamente independientes, los ferrocarriles Sarmiento, Mitre, Urquiza, San Martín, Belgrano y Roca. El plan era dividir la red en segmentos y otorgar concesiones a empresas privadas para su explotación mediante licitación. Los servicios de carga y de pasajeros se separaron y, ya que la mayoría de los servicios interurbanos de pasajeros no eran comercialmente atractivos para el sector privado, el gobierno las ofreció a las provincias.

Trenes Argentinos es la denominación que recibe desde 2014 un conjunto de empresas ferroviarias estatales de la Argentina responsables respectivamente de la operación de servicios de pasajeros, la administración de la infraestructura, servicios de cargas y logística, y la gestión de personal. Desde la cancelación de Ferrocarriles Argentinos debido a la privatización, la Argentina

había dejado de contar con una empresa ferroviaria nacional. Es en 2008 cuando surge la creación de la Operadora Ferroviaria Sociedad del Estado (SOFSE) y la Administración de Infraestructuras Ferroviarias Sociedad del Estado (ADIF), las cuales en 2014 se sumaron la Administradora de Recursos Humanos Ferroviarios (ARHF) y Belgrano Cargas y Logística (BCyL), empresa creada para operar líneas de carga re-estatizadas, para formar Trenes Argentinos, que, en resumen está integrada por las siguientes empresas, cada una de las cuales tiene su propia estructura y autoridades:

- Trenes Argentinos Operaciones (ex SOFSE)
- Trenes Argentinos Infraestructura (ex ADIF)
- Trenes Argentinos Cargas (ex BCyL)
- Trenes Argentinos Recursos Humanos (ex ARHF)

Material rodante e infraestructura

El material rodante está formado por todos los equipos que circulan a lo largo de las vías. Se dividen en dos grupos: el material de tracción, las locomotoras, y el material o equipos de arrastre, que son todos los que la locomotora arrastra o empuja acoplados a ella, sobre las vías. Al conjunto de equipos rodantes unidos entre sí que arrastra o empuja la locomotora, se denomina formación. Al conjunto de la locomotora con la formación se conoce como tren. Según el tipo de servicio que prestan, los trenes se llaman de carga, de pasajeros, de servicios, de obras o mixtos.

La infraestructura ferroviaria incluye todas las instalaciones y/o edificaciones necesarias para el funcionamiento del ferrocarril: estaciones, vías, puentes, túneles, señalización e iluminación, comunicaciones, agujas, etc.

El ancho de vía, también conocido como trocha, es la distancia entre las caras internas de los carriles, medida como se muestra en la figura 1. En las figuras 2 y 3, por su parte, se muestran las medias normalizadas de trochas en el mundo y la trocha más utilizada en cada país respectivamente.

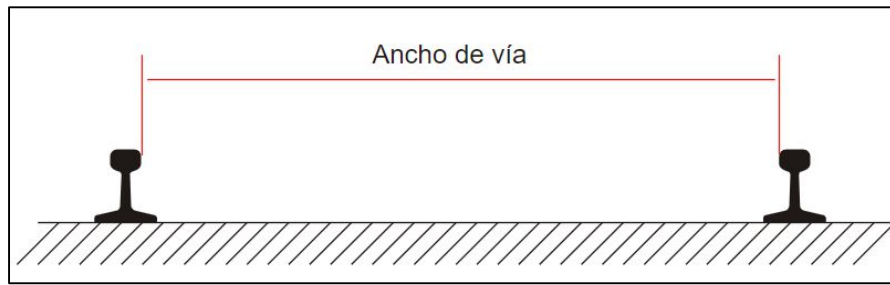


Figura 1. Ancho de vía.

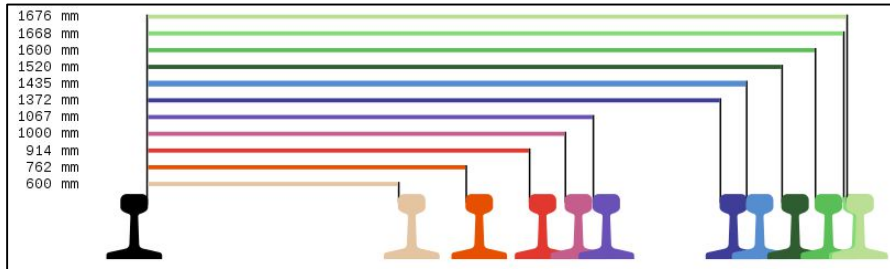


Figura 2. Dimensiones trochas en el mundo.

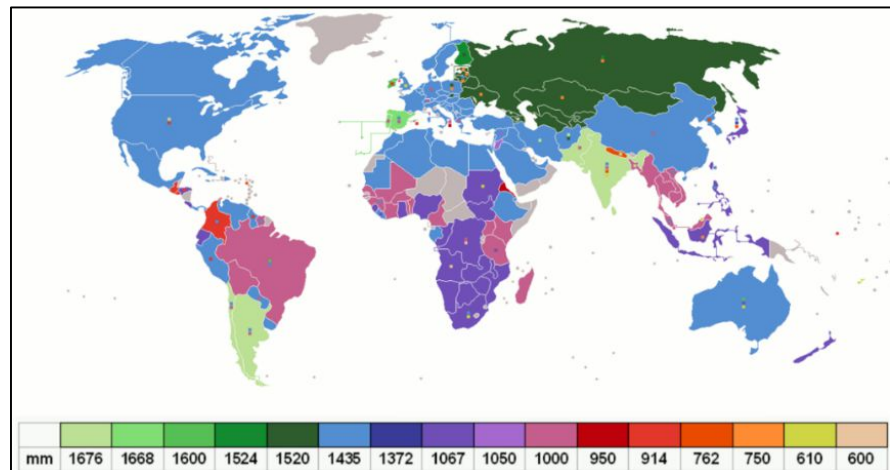


Figura 3. Trochas preponderantes en cada país.

En la Argentina nos encontramos con 4 anchos de vías: la trocha ancha, de 1.676 mm (el 60% de la red ferroviaria), la trocha media, también llamada estándar e internacional, de 1.435 mm (8% de la red), la trocha métrica, de 1.000 mm (30% de la red) y un cuarto tipo de trocha (2% de la red), que no se encuentran entre los valores normalizados, de uso varios.

Vagón ferroviario para transporte de automóviles

Un vagón transportista de automóviles es un material rodante ferroviario que se utiliza para transportar automóviles y/o camiones ligeros. Los autoracks, denominados así en Estados Unidos, se utilizan para el transporte de vehículos nuevos de las fábricas a los distribuidores de automóviles, o

bien para transportar vehículos y sus usuarios en un servicio de transporte de automóviles y pasajeros al mismo tiempo, algo similar a un ferry.

A principios del siglo XX, cuando los automóviles aún eran algo nuevo, sus niveles de producción eran lo suficientemente bajos como para que pudieran enviarse en vagones pequeños de a uno o máximo dos. Por lo general, transportaban de dos a cuatro automóviles en una formación para una entrega. Pero a medida que la industria automotriz creció en tamaño, los ferrocarriles descubrieron que necesitaban modificar los vagones para una carga más eficiente. Algunas modificaciones incluyeron vagones más largos, puertas corredizas en ambos lados o puertas ubicadas en los extremos del vagón. Estas modificaciones ayudaron, pero la demanda de automóviles crecía cada vez más año a año, lo que se llevó a construir vagones más especializados y para uso exclusivo en el transporte de automóviles, primero como vagones planos, luego vagones de dos pisos, hasta llegar hoy en día donde se los encuentra de tres pisos con una capacidad de llevar 15 automóviles cada uno. Un problema importante que quedaba por resolver era que los nuevos autoracks no brindaban ninguna protección contra el robo, el vandalismo o el mal tiempo, entonces, se comienza a fabricar dichos vagones totalmente cerrados.

Cabe destacar que los dos países que mejor tienen desarrollado este tema y que mayor uso le dan a este tipo de vagones son Alemania y los Estados Unidos, los cuales, además, tienen una red ferroviaria que les permite aprovechar al máximo este medio debido a la conexión entre las automotrices y los puntos principales de distribución.

En la figura 4 y 5 veremos dos fotos de los vagones que se encuentran hoy en día.



Figura 4. Vagón transportador de automóviles.



Figura 5. Autorack.

MARCO LEGAL VIGENTE

En la Argentina, la Comisión Nacional de Regulación del Transporte (CNRT) es un organismo descentralizado estatal de Argentina dependiente del ministerio de transporte de la República Argentina. Esta comisión tiene como objetivo controlar y fiscalizar el transporte terrestre de jurisdicción nacional. Tiene competencia en el transporte automotor de pasajeros urbano de colectivos, así como también en los servicios a nivel de media y larga distancia. También en los ferrocarriles metropolitanos de Buenos Aires y los trenes de pasajeros de larga distancia. Además, en el transporte automotor y ferroviario de cargas, siendo este último punto el que nos compete.

Del ente mencionado anteriormente, nos interesa la normativa respecto al transporte ferroviario, más precisamente de cargas, en las cuestiones técnicas que nos servirán para el diseño y cálculo del vagón cargador de automóviles que este proyecto trata. Esta normativa técnica nos va a permitir tomar decisiones previas a comenzar el proyecto.

De la información recolectada en la página oficial de la CNRT, los principales archivos para tener en cuenta son: el reglamento técnico operativo (RITO) y los planos NEFA. El reglamento técnico operativo nos dará la información necesaria para tomar las decisiones privas del proyecto, como lo son: dimensiones máximas permitidas, definición de galibo, tonelajes máximos permitidos, exigencias técnicas requeridas aspectos técnicos de diseño y cálculo, entre otros datos que iremos mencionando en los capítulos pertinentes. En cuanto los planos NEFA, la CNRT nos los proporciona en determinadas piezas que deben ser aplicados tal cual se encuentran y no requieren un diseño ya que fue realizado con anterioridad por miembros del ente para su aplicación.

No obstante, cabe destacar, que normativa vigente es obsoleta en algunos aspectos y deben realizarse algunas modificaciones para poder lograr un producto adecuado, para eso deberán seguirse las tecnologías actuales y adaptarlas a la situación dada.

CAPÍTULO I: DETERMINACIONES PREVIAS

DETERMINACIONES PREVIAS

En este primer capítulo, lo que se pretende es dar el punta pie inicial del proyecto en cuanto a las dimensiones y tonelajes máximos permitidos, como así también las decisiones previas tomadas para proyectar este vagón. Estas decisiones nos permitirán iniciar el cálculo y diseño del vagón de tren para transporte de automóviles en cuestión.

Lo primero será comenzar por seleccionar la trocha a usar. Como el 60% de la red de la Argentina está formada por la trocha ancha de 1.676 mm y a su vez, gran parte de los vagones de carga en la actualidad la utilizan, optamos por elegir la trocha ancha para este proyecto. Este dato nos permitirá continuar con el galibo máximo permitido que nos da la normativa vigente y así saber cuáles son las dimensiones máximas permitidas.

Como se dijo en el párrafo anterior, acto después de elegir el ancho de vía, sigue ver cuáles son las dimensiones máximas permitidas por la CNRT de acuerdo con este. En la figura 6, podemos ver las dimensiones del galibo máximo permitido de trenes para una trocha de 1676mm. Esta figura la proporciona el Reglamento Interno Técnico Operativo (RITO), que la CNRT nos facilita y podemos ver entonces que las dimensiones máximas permitidas a respetar serán:

- Altura máxima: 4.535 mm
- Ancho máximo: 3.900 mm

Por otra parte, para trocha ancha, el tonelaje máximo permitido según RITO es de 20 Tn por cada eje de bogies. Este valor deberá cumplirse y no excederse en el proyecto propuesto.

Ahora, una vez obtenidos los valores a cumplir por la norma, se procede a proyectar un dimensionamiento máximo previo del vagón y la carga que este llevará. La carga se tratará de 8 automóviles del segmento sedan y/o hatchback, distribuidos en dos niveles de 1.600 mm de altura y 3.000 mm de ancho con 4 automóviles cada uno, y a su vez un largo contemplado por cada automóvil de 5.000 mm. Estos datos nos son aleatorios, sino que son obtenidos de la altura, el ancho y el largo máximo promedio de un automóvil de cualquiera de estos segmentos en el mercado argentino, más un sobredimensionamiento para maniobras operativas de carga y descarga.

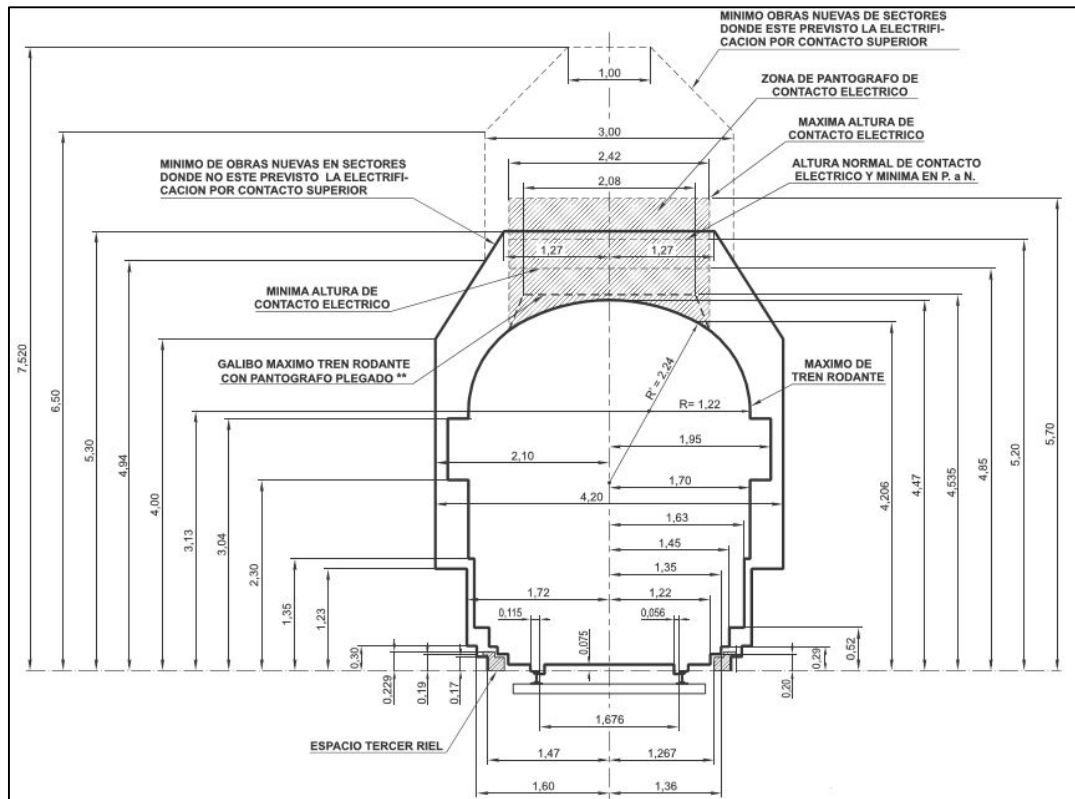


Figura 6. Galibo máximo tren.

El vagón, contará con dos bogies de dos ejes cada uno del tipo llamado de tres piezas, por lo que el peso total permitido del vagón con la carga incluida no debe exceder los 80.000 kg. No obstante, teniendo en cuenta el peso máximo promedio de un automóvil de estos segmentos en Argentina y un agregado de seguridad, cada auto pesará 3.000kg, lo que da en total 24.000 kg solamente en carga, sin tener en cuenta el peso propio del rodante, pero aun así queda en evidencia que nos hallamos muy lejos de las 80 Tn máximas permitidas.

Una particularidad del vagón que venimos mencionando para transportar automóviles, es que sus bogies serán proyectados de forma tal que pueden ser adaptables a cualquier otro vagón de carga, sin importar que sean automóviles, cereales, contenedores, etc. Por eso, los cálculos y diseños de los bogies serán buscando una versatilidad de acuerdo con la necesidad de mercado en el transporte de mercadería mediante vagones de tren respetando siempre que el peso bruto máximo soportado por los bogies sean 20 Tn/eje.

CAPÍTULO II: CHASIS

2.1 ESTRUCTURA CHASIS

El chasis es una de las partes más importantes del vagón, será el responsable de resistir la estructura que contiene a los automóviles que transporta, darle la rigidez necesaria a todo el vagón evitando grandes deformaciones y soportar cargas de impactos de corto lapso y aleatorias que puedan generarse durante su funcionamiento. Por otra parte, también será el encargado de resistir las cargas longitudinales que generan los vagones adyacentes durante la formación. El chasis deberá ser lo suficientemente resistente debido a las tensiones resultantes y tener buena rigidez para permitir las menores deformaciones posibles.

El procedimiento que se ha optado por aplicar es el de diseñar el chasis, comprobar su resistencia a las sollicitaciones más importantes y por último verificarlo mediante el Solidworks Simulation. En la figura 7 vemos, en isométrica, el diseño del chasis desarrollado.

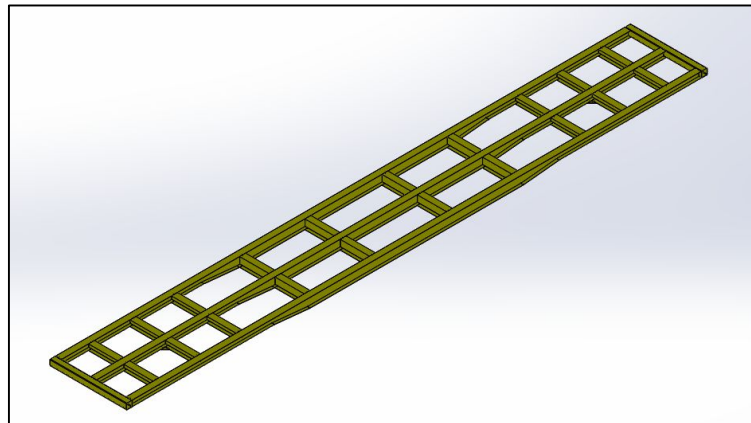


Figura 7. Chasis.

El chasis está formado por tres vigas principales, dos travesaños y veinte largueros transversales (o simplemente largueros) usados para unir las vigas principales y ayudar con la rigidez y resistencia del conjunto. Las vigas principales son perfiles armados con chapas de acero de alta resistencia de espesores normalizados, formando en todo momento un perfil llamado doble T. Sabiendo, a priori, que las tensiones son menores en los extremos y mayores en el centro, se optó en que estas vigas sean de sección variable. Por el lado de los largueros, también nos encontraremos con un perfil armado doble T, pero de sección constante, formado también por chapas de acero de alta resistencia elaborado

con espesores comerciales. Los travesaños, por su parte, estarán conformados de tubos rectangulares normalizados de 240 x 120 x 8,2 mm, de acero comercial F36.

Las dimensiones generales del chasis en cuestión son de un largo total de 24.240 mm, un ancho total de 3.225 mm, una separación entre los cuatro largueros centrales de 1.500 mm, mientras que los largueros en ambos extremos del chasis del vagón estarán distanciados 2.500 mm. Las vigas principales, como ya mencionamos, serán 3, una central y 2 a cada lado del chasis ocupando el ancho total nombrado.

Lo primero que se hará es verificar la capacidad resistiva que las vigas principales tienen, luego, de esta manera, comprobar el chasis como conjunto mediante la herramienta que Solidworks nos proporciona. Se emplea este método para proyectar el chasis debido que las vigas principales soportan la mayor parte de la carga que este recibe, por ende, nos dará una primera idea si el diseño va por buen camino o no. Gran parte del éxito del chasis será gracias a la capacidad que las vigas tengan de resistir las solicitaciones.

2.2 VIGAS PRINCIPALES

Una vez diseñado el chasis, procedemos a verificar su resistencia ante las solicitaciones que se encuentre trabajando. Lo primero en revisar serán las vigas principales que forman este chasis, el corazón de esta estructura. Las vigas estarán hechas de acero de alta resistencia que la empresa Siderar llama MLC 420, cuya resistencia a la fluencia S_y es de 4.200 kg/cm² y su resistencia máxima S_u es 4.900 kg/cm² (Anexo II.1). Estas tienen una longitud total de 24.000 mm y la separación entre sus apoyos fijos (bogies) es de 18.000 mm.

Las vigas principales que forman al chasis son 3, no obstante, las de mayores solicitaciones serán las dos laterales, ya que deberán soportar en una primera instancia la estructura del segundo nivel de carga. La unión entre dicha estructura del segundo nivel y las vigas laterales se hace mediante 5 columnas, separadas entre sí 6.000 mm. Cada columna está soportando una fuerza de 1.500 kg, que es la reacción de soportar el peso de los 4 automóviles más el peso del chasis de la estructura del

segundo nivel. Por otra parte, cada una de las vigas principales están sometidas a una carga distribuida en toda su longitud de 280 kg/m, que corresponde al peso propio del chasis y la carga de automóviles del primer nivel repartidos por igual a las tres vigas principales. En la figura 8 podemos ver, en resumen, las cargas que describimos con anterioridad a las que se encuentran sometidas las dos vigas principales laterales, las de mayor sollicitación en este proyecto y, por ende, las que definirán el tamaño que tendrán las 3 del chasis, denotando como “F” a la carga de 1.500 kg y a “q” como la distribuida de 280 kg/m.

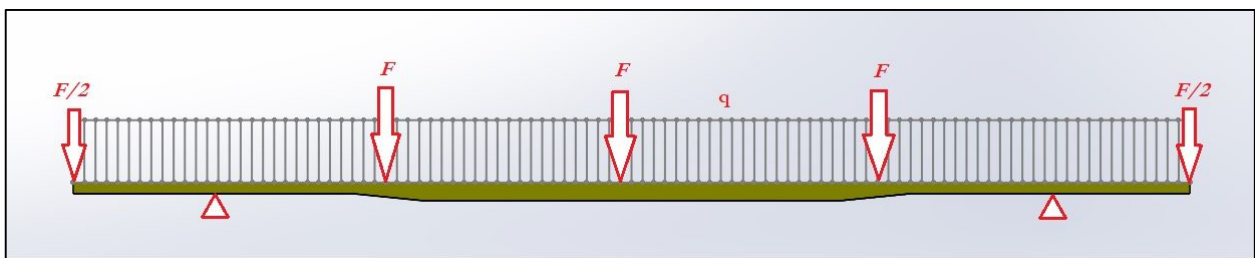


Figura 8. Cargas aplicadas sobre vigas principales lateral.

En la siguiente figura, la número 9, veremos no solo, nuevamente, el estado de carga de la viga, sino también los diagramas más importantes de la viga, que son los esfuerzos de corte y momento flector. Como resultado obtuvimos las reacciones de los apoyos (ubicación de los bogies) y el valor máximo del momento flector. Para determinarlo, vimos que se localizaba en el centro de la viga principal, donde el esfuerzo de corte se hace cero (aquí la importancia de este diagrama). Este valor llamado M, de 1.683.000 kgcm, nos servirá para verificar el coeficiente de seguridad de la viga. Por otra parte, tenemos un momento flector denominado M' de 729.000 kgcm, este momento flector fue seleccionado ya que se encuentra justo en el cambio de sección de la viga, donde las dimensiones de área son menores que el centro y además la flexión comienza a incrementar su valor, por lo tanto, amerita también su verificación. Este cambio de sección ocurre a 6.000 mm en ambos extremos de las vigas principales laterales. El software que utilizamos para calcular los diagramas característicos de las vigas principales es el llamado “Analysis”, que, entre tantas funciones que el programa permite realizar, calcula las reacciones de los apoyos, traza los diagramas de fuerzas y calcula sus valores en

distintos puntos según nosotros dispongamos. La figura 10 muestra los valores procedentes de este estudio, marcando con rojo los valores “M” y “M” que mencionamos arriba.

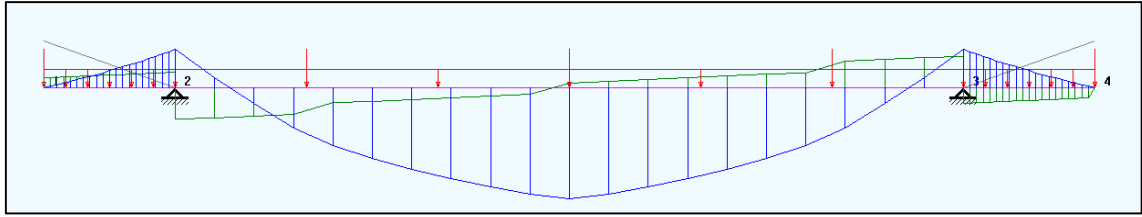


Figura 9. Vigas principales laterales.

[mm] Distance	Forces [kg]			Moments [kgm]		
	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-0.000	-4770.000				5760.000
12000.000	-0.000	1590.000				-13320.000
15000.000	-0.000	3930.000				-7290.000
18000.000	-0.000	4770.000				5760.000
3000.000	-0.000	-2430.000				-7290.000
6000.000	-0.000	-1590.000				-13320.000
9000.000	-0.000	750.000				-16830.000

Figura 10. Resultados vigas principales laterales.

Luego de encontrar los diagramas y establecer los valores más importantes, procedemos a determinar las propiedades del área transversal de la viga en los lugares de análisis seleccionados, es decir, determinar sus momentos de inercia y módulos resistente para continuar con los cálculos. En la figura 11 y 12 vemos las dimensiones, espesores de chapa utilizados, momentos de inercias y módulos resistentes tanto del centro como del cambio de sección de las vigas respectivamente.

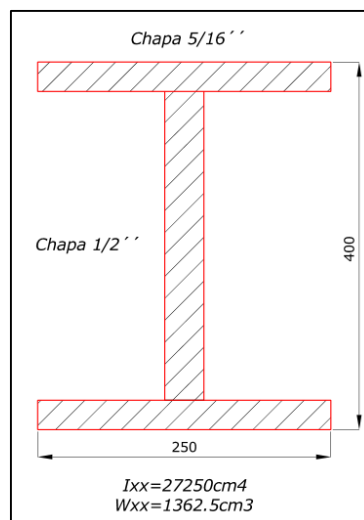


Figura 11. Sección central.

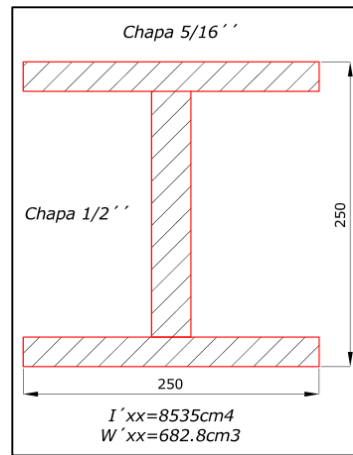


Figura 12. Cambio de sección.

Ahora es tiempo de verificar la resistencia de la viga en los puntos de análisis mencionados, utilizando todos los valores adquiridos del estudio de carga y del material, reemplazando en la ecuación pertinente. En la sección central tenemos que el coeficiente de seguridad de la viga es:

$$\frac{1}{N} = \frac{S}{S_y} = \frac{M}{W_{xx} S_y}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1.683.000 \text{ kgcm}}{1.362,5 \text{ cm}^3 * 4.200 \text{ kg/cm}^2}$$

$$\frac{1}{N} = 0,294$$

$$N = 3,4$$

En el cambio de sección, por su parte, en análisis será similar al planteado, pero con los valores pertinentes al lugar en cuestión, obteniendo para dicha área el siguiente factor de seguridad:

$$\frac{1}{N'} = \frac{S'}{S_y} = \frac{M'}{W'_{xx} S_y}$$

$$\frac{1}{N'} = \frac{790.000 \text{ kgcm}}{682,8 \text{ cm}^3 * 4.200 \text{ kg/cm}^2}$$

$$\frac{1}{N'} = 0,275$$

$$N' = 3,63$$

Estos valores nos dicen que la viga principal tal como la hemos diseñado verifica por resistencia, ya que un coeficiente de seguridad de 3 ya es aceptable, incluso para cargas de impactos aleatorias que el chasis puede encontrarse durante su vida, según la recomendación de la bibliografía de cálculo utilizada. Esto nos permite a simular la estructura completa del chasis, debido que a primera instancia las vigas principales resisten correctamente en lo que se debe a un cálculo estático previo.

2.3 SIMULACIONES

A través del complemento que Solidworks nos proporciona, el Solidworks Simulation, realizaremos el análisis por elementos finitos del chasis del vagón de tren para carga de automóviles que venimos proyectando. Conoceremos el comportamiento del conjunto, vigas principales, travesaños y largueros, cuáles serán las tensiones y deformaciones máximas encontradas por el software

En la figura 13 podemos observar la estructura cargada y con el mallado correspondiente, un mallado fino basado en la curvatura, para mejor precisión de resultados. Por el lado de las fuerzas, en rojo encontramos la carga uniformemente distribuida que originan los 4 autos del primer nivel de carga y en negro las cargas puntuales debido a la transferencia del peso de los automóviles y chasis del segundo nivel.

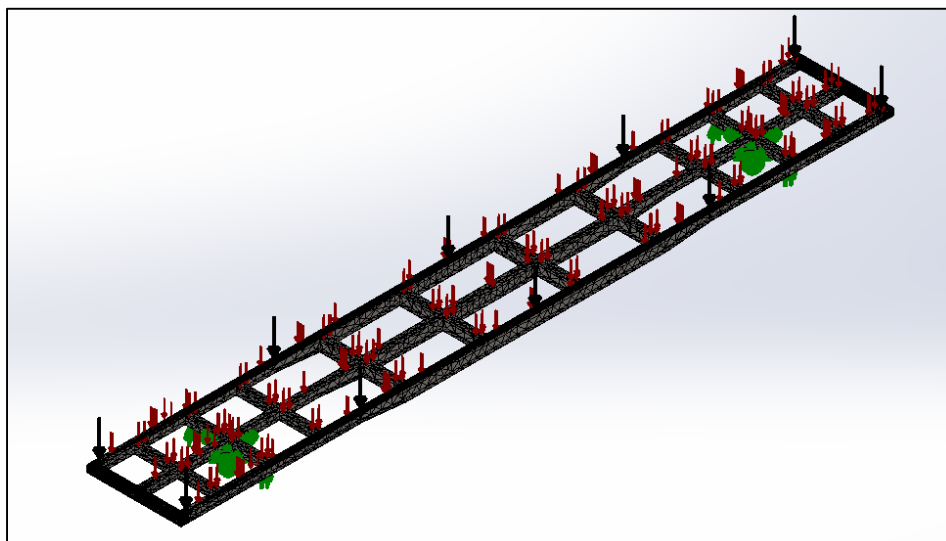


Figura 13. Mallado y cargas chasis.

Una vez cargado, mallado y determinado las sujeciones de la estructura que conforma al chasis, se procede a realizar el análisis por elementos finitos que nos compete. La figura 14 y 15 son los resultados que Solidworks nos proporciona. La figura 14 muestra, según el criterio de rotura von Mises, el estado tensional. Vemos que se alcanzan esfuerzos máximos de 1.250 kg/cm^2 , que comparada con la tensión de fluencia del material ($S_y=4.200 \text{ kg/cm}^2$) nos encontramos en un coeficiente de trabajo óptimo ($N=3,36$).

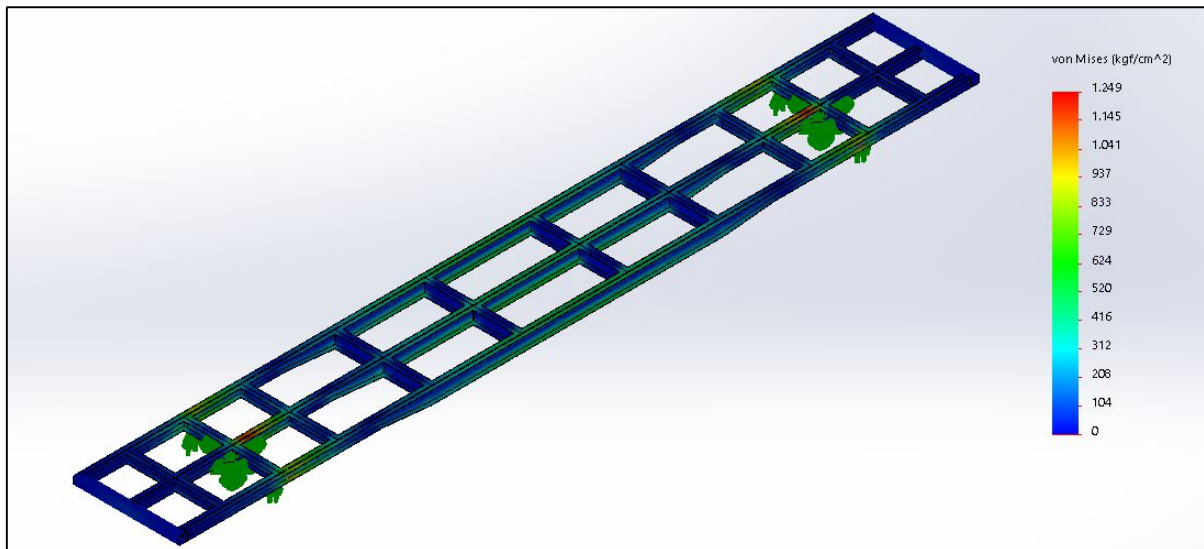


Figura 14. Tensiones chasis.

La figura 15 mientras tanto, nos arroja las deformaciones máximas y donde se localizan. Como podemos visualizar, tenemos $30,8\text{mm}$ de deflexión en la parte central del chasis que para una estructura de tal longitud el resultado es satisfactorio. No obstante, pensando en la construcción del vagón prototipo pude llevarse a cabo una contra flecha. La contra flecha nos proporcionará una deformación negativa, opuesta a la que se encuentra el chasis bajo carga normal, contrarrestándola durante su servicio y así las deformaciones finales sean menores.

De esta forma, el chasis del vagón queda totalmente determinado, cumpliendo correctamente con las expectativas esperadas en materia de esfuerzos y deformaciones, para de esta manera avanzar con el proyecto en los siguientes capítulos. A modo de referencia, la forma de trabajo de este primer capítulo adelanta cómo será la manera en que se abordarán los siguientes apartados del proyecto.

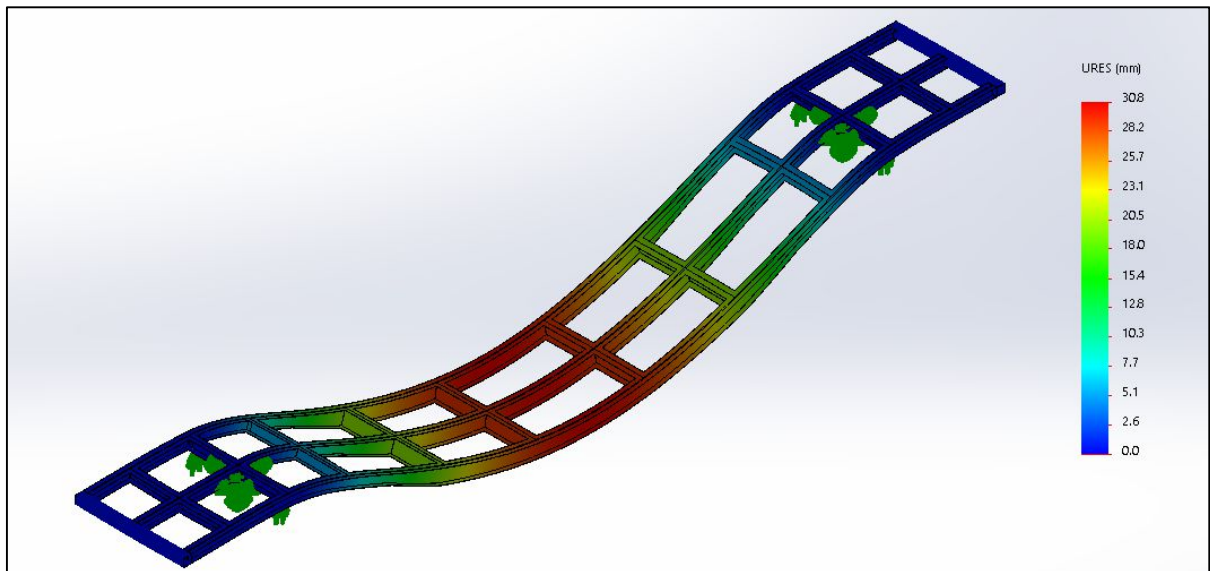


Figura 15. Deformaciones chasis.

CAPÍTULO III: ESTRUCTURA

ESTRUCTURA

Se llama estructura del vagón a las partes encargadas de sostener los automóviles durante su transporte. Está formado por dos niveles, la planta baja o primer nivel que está compuesto simplemente de una plataforma elaborada por chapas antideslizante soldadas al chasis del vagón, y el segundo nivel o planta alta, formado por un chasis y chapas antideslizantes encargados de sostener los 4 automóviles de la planta alta. La unión entre el segundo nivel y el chasis del vagón se llevará a cabo por medio de los montantes ya mencionado en capítulos anteriores. Estos montantes están formados por una columna de perfil comercial de sección rectangular y una ménsula quien sostendrá al chasis del segundo nivel.

Este capítulo comenzará por el primer nivel, seguirá por el cálculo y diseño de los montantes y terminará con el diseño de la plataforma de la planta alta. Se seguirá con el procedimiento hasta aquí utilizado, diseñar la estructura correspondiente a cada sección del capítulo, explicarla y verificarla a las solicitaciones que se encuentra trabajando. Solidworks Simulation jugará otra vez, como en todo el proyecto, un papel importante para corroborar los cálculos realizados.

3.1 PLATAFORMA PRIMER NIVEL

Como podemos apreciar en la figura 16, la planta baja o primer nivel solamente estará conformada por chapas antideslizantes comerciales, soldadas a la estructura que forma al chasis. Las chapas serán provenientes de la empresa Siderar como el nombre mencionado, cuyo porcentaje de carbono según lo indica es de 0,15% (Anexo III.1). Sus dimensiones totales están adaptadas a las dimensiones que el proveedor nos facilita. Las centrales tendrán un ancho de 750 mm y las dos laterales 1.025 mm, que son los anchos mínimos y máximos que Siderar nos proporciona. El largo será de 24.000 mm, usando en ambos anchos largos de chapa antideslizante de 6.000 mm. Más adelante en este capítulo trataremos las simulaciones hechas a las distintas partes de la estructura, siendo una de ellas las chapas antideslizantes del primer nivel. Lo que se realizará es determinar cómo se comportan estas en su condición de trabajo, determinando cuáles serán las tensiones y deformaciones máximas a las que estarán sometidas.

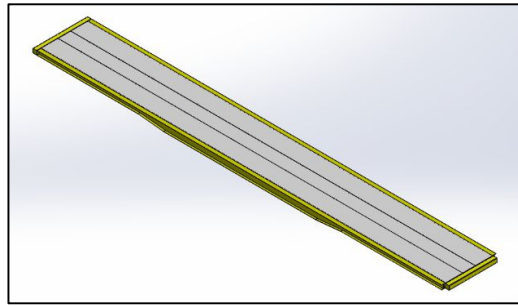


Figura 16. Chasis y primer nivel.

3.2 MONTANTES

Los montantes son los encargados de sostener la estructura del segundo nivel (chasis y chapas antideslizantes) que en la sección siguiente diseñaremos y calcularemos. Estos están formados por una columna soldada al chasis del vagón y una ménsula, también soldada, encargada de hacer el nexo entre el chasis del segundo nivel y la columna. En la figura 17 vemos su disposición en el vagón mientras que en la figura 18 como se ve detalladamente la configuración de uno de estos.

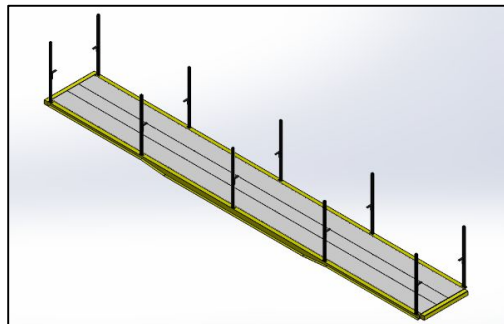


Figura 17. Disposición montantes.

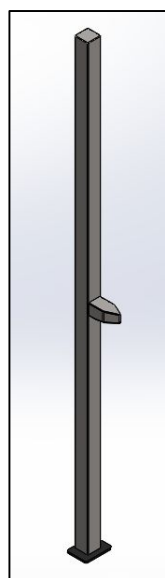


Figura 18. Montante.

En la sección que nos encontramos nos encargaremos de verificar el comportamiento tensional de las columnas, de calcular el espesor que deberán tener las ménsulas ante las solicitaciones que se encuentra trabajando y el tamaño de las soldaduras, tanto de la unión columna-chasis como la unión ménsula-columna, para rigidizar correctamente las estructuras.

3.2.1 COLUMNA

Como notamos en la figura 19, ya aparece en los análisis el chasis de la estructura de la planta alta junto con sus chapas antideslizantes. La carga que recibirán los 10 montante será de 15.000 kg en total, que corresponde a la suma entre el peso de los automóviles (12.000 kg) y el peso del chasis con las chapas antideslizantes (3.000 kg), por lo cual cada montante recibirá por igual una fuerza estática de 1.500 kg a través de la ménsula. En lo que se refiere a cargas dinámicas, aparecen dos: la debida a la fuerza centrífuga al entrar el vagón por una curva y el producto de la desaceleración de la formación ante un repentino frenado desde su velocidad máxima a cero. Ambas fuerzas dinámicas se tomarán en su peor condición y ocurriendo en simultaneo, de esta manera la columna se encontrará en la peor condición, quizás improbable, pero dándonos lugar a la seguridad del cálculo.

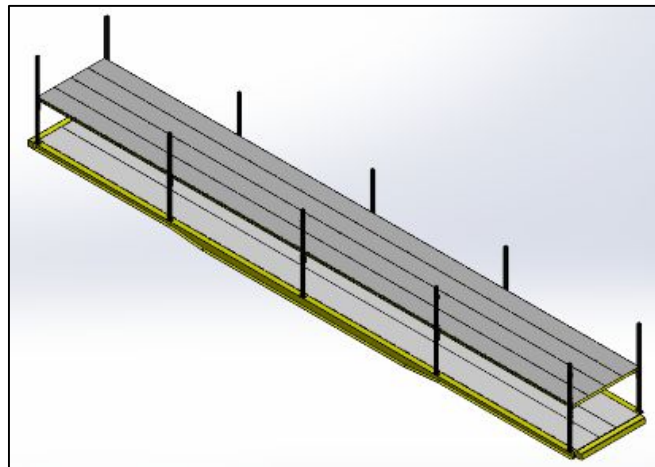


Figura 19. Disposición montantes y segundo nivel.

La columna está constituida por un tubo rectangular de acero F36 cuyas dimensiones de sección transversal son de 100 x 100 x 6,35 mm que alcanzará los 3.350 mm de largo. En la figura 20, por su parte, se visualiza la carga soportada por cada columna, para así poder proceder con los cálculos de verificación correspondientes. La carga estática es la de 1.500 kg, mientras que la fuerza de

desaceleración aparece bajo el nombre de “ F_{DES} ” y la centrífuga como “ F_{CEN} ”, ambas aplicadas al centro de gravedad del montante, que coincide con el centro de la columna.

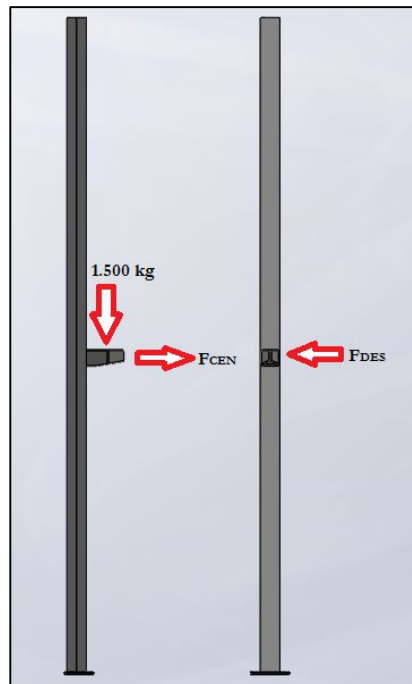


Figura 20. Estado de carga montante.

El cálculo más detallado de la fuerza centrífuga recibida por el vagón en una curva y la fuerza de desaceleración desde su velocidad máxima a cero la veremos más detalladamente en capítulos posteriores donde también serán usadas, por el momento, diremos que estas fuerzas tienen los siguientes valores:

$$F_{DES} = \frac{m a_{FRE}}{N^{\circ} \text{ columnas}} = \frac{23.000 \text{ kg} * 0,4 \text{ m/s}^2}{10} = 920 \text{ N} = 93 \text{ kgf}$$

$$F_{CEN} = \frac{m a_n}{N^{\circ} \text{ columnas}} = \frac{23.000 \text{ kg} * 0,61 \text{ m/s}^2}{10} = 1.400 \text{ N} = 142 \text{ kgf}$$

La masa del vagón para carga de automóviles junto a sus 8 vehículos máximos de diseño es de 23.000 kg, obtenida mediante los valores que el software de diseño arrojó, mientras que la desaceleración de frenado y la aceleración normal o centrífuga las estudiaremos más adelante en los capítulos de sistema de frenado y bogies respectivamente, donde cabe un análisis más detallado, lo

que si diremos por el momento que ambas fueron calculadas en base de una velocidad máxima del rodante de 80 km/h (22,2 m/s).

Haciendo un análisis más detallado de la figura 20, nos permitirá obtener un estado de fuerzas más simplificado que nos acarreará, a su vez, a calcular la columna en cuestión con mayor facilidad. Las figuras 21 y 22 muestran los diagramas de cuerpo libre y sección de la columna, respectivamente, que utilizaremos para verificar su estado tensional. El momento de traslado que aparece resulta de trasladar la fuerza de 1.500 kg al centro de la columna, que en este caso se encuentra a unos 150 mm de su punto resultante de aplicación, dando así los 22.500 kgcm que muestra la imagen 21. La fuerza procedente de la desaceleración aparece con un punto, denotando que sale del plano, dirigida hacia el lector. El perfil de la columna será, como ya dijimos, se trata de un tubo con costura rectangular de acero F36 de 100 x 100 x 6,35 mm (Anexo III.2).

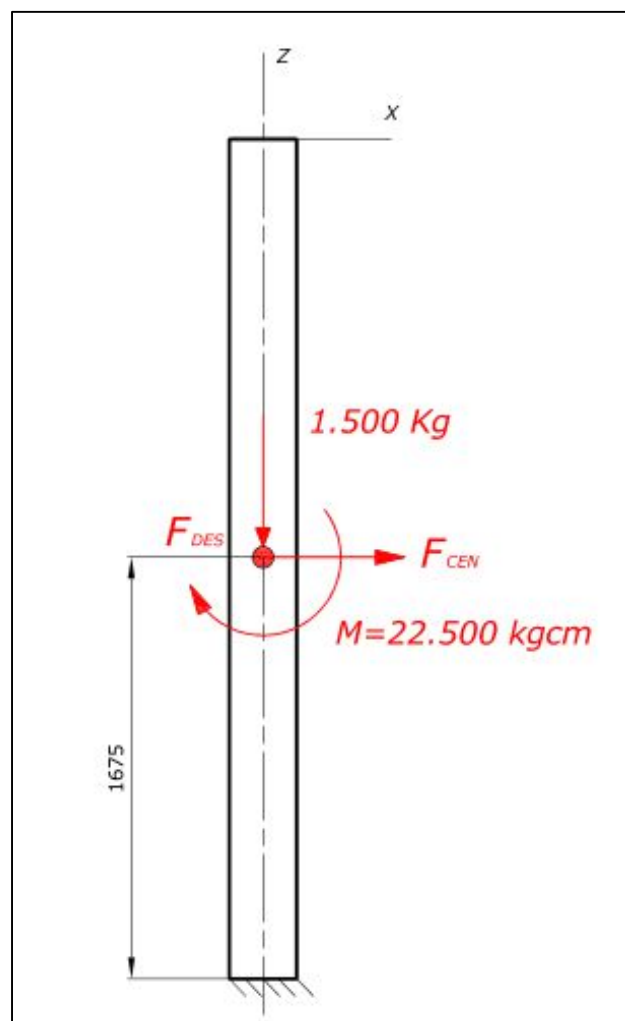


Figura 21. Diagrama cuerpo libre columna.

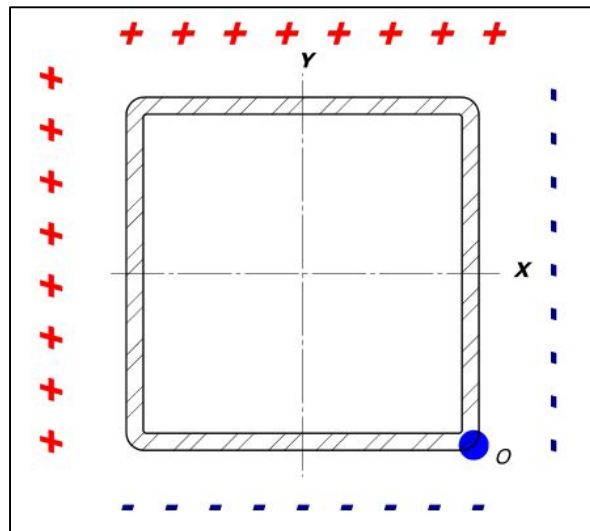


Figura 22. Perfil columna.

La columna se encuentra en un estado de flexión disimétrica compuesta con la compresión generada por la carga estática de 1.500 kg desde su sección media hasta el empotramiento soldado al chasis. En la figura 22 podemos apreciar cómo están tensionadas las fibras de la sección del empotramiento, observando que el punto “O” es donde el esfuerzo resultante del estudio alcanza su valor máximo. Las propiedades del área y material de la columna armada por el tubo cuadrado son las siguientes, que nos servirá para reemplazar en la ecuación que nos llevará a determinar que coeficiente de seguridad tiene el montante en el punto “O”:

- $A = 23,6 \text{ cm}^2$
- $I_{xx} = 344,33 \text{ cm}^4$
- $I_{yy} = 344,33 \text{ cm}^4$
- $C_x = 5 \text{ cm}$
- $C_y = 5 \text{ cm}$
- $W_{xx} = 68,87 \text{ cm}^3$
- $W_{yy} = 68,87 \text{ cm}^3$
- $\text{Acero F36} \rightarrow S_y = 3.600 \text{ kg/cm}^2$

De esta manera, podemos comprobar la seguridad de la columna con la siguiente ecuación que nos brinda la teoría de la flexión disimétrica, compuesta algebraicamente con la compresión que la columna recibe del segundo nivel, estudiada en los cursos de estabilidad y cálculo y diseño de elementos de máquina:

$$S = -\frac{M}{W_{yy}} - \frac{M^{CEN}}{W_{yy}} - \frac{M^{DES}}{W_{xx}} - \frac{Q}{A}$$

Donde prestando atención a cada termino, los valores de cada uno de estos los obtenemos de, o bien, calcular los momentos flectores que generan las fuerzas dinámicas y/o reemplazando los datos ya recogidos arriba. De esta manera, tenemos que solamente calcular los momentos flexores de la fuerza centrífuga y la producida por la desaceleración, llegando a:

- $M_{CEN} = F_{CEN} * 167,5 \text{ cm} = 23.785 \text{ kgcm}$
- $M_{DES} = F_{DES} * 167,5 \text{ cm} = 15.577,5 \text{ kgcm}$

Ahora sí, estamos en condiciones de encontrar el estado tensional resultante del punto “O”, el de mayor valor absoluto y negativo, debido a su naturaleza compresiva.

$$S = -327 \text{ kg/cm}^2 - 345 \text{ kg/cm}^2 - 227 \text{ kg/cm}^2 - 64 \text{ kg/cm}^2 = -963 \text{ kg/cm}^2$$

El coeficiente de seguridad resultante derivará entonces, de la comparación entre la tensión de fluencia del material de la columna con el valor de la tensión resultante calculada arriba, llegando al siguiente valor:

$$N = \frac{S_y}{S} = 3,74$$

Resultado que es satisfactorio desde el punto de vista de la resistencia. Luego mediante las simulaciones por elementos finitos corroboraremos no solo las tensiones y coeficientes de seguridad nuevamente, sino también que deformaciones se generan durante su trabajo en la columna.

3.2.2 MÉNSULA

La figura 23 muestra las dimensiones y forma de una ménsula diseñada para el propósito ya mencionado. El material es acero al carbono denominado comercialmente F24, cuya tensión de fluencia S_y es de 2.400 kg/cm^2 . El objetivo es verificar la resistencia del diseño propuesto para su fabricación, la misma, como se aprecia en la figura, está hecha con dos chapas plegada de $6,35 \text{ mm}$ ($1/4''$) y dos tapas (superior e inferior), formando un cajón, de chapa espesor $4,76 \text{ mm}$ ($3/16''$). Todo el conjunto está soldado.

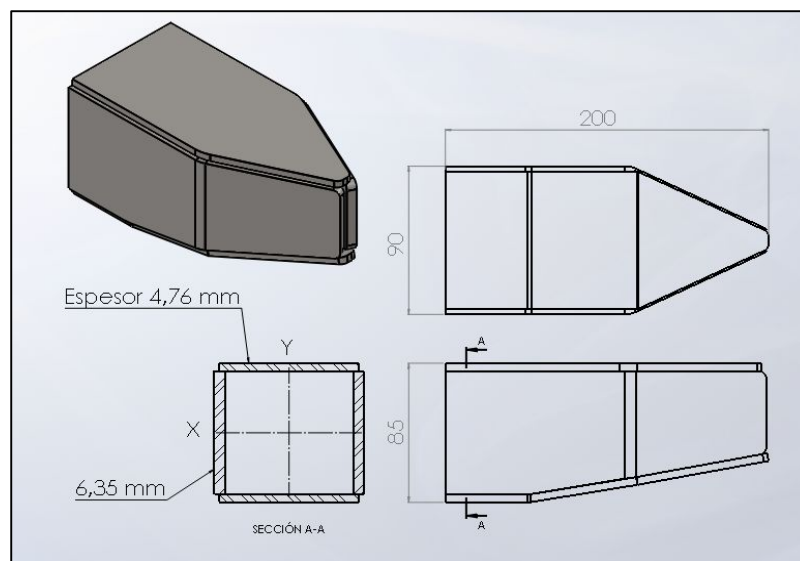


Figura 23. Ménsula.

El estado de fuerza de cada una de las ménsulas, por su parte, podemos apreciarla en la figura 24. Este diagrama muestra cómo la fuerza reactiva de 1.500 kg del segundo nivel, se convierte en acción sobre la ménsula, distribuida uniformemente sobre esta y generando el mayor estado tensional en el empotramiento, es decir, en la unión soldada con la columna.

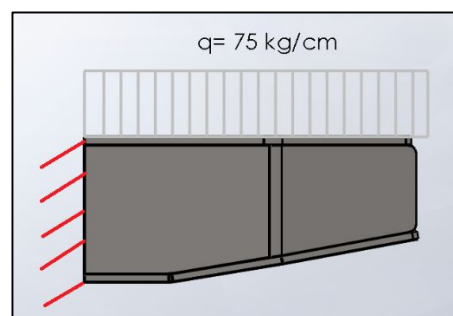


Figura 24. Carga sobre la ménsula.

En la figura 23 que arriba se muestra, vemos que se denoto la forma y dimensiones que tiene la sección de la ménsula empotrada a la columna. A través del software de diseño, se determinó que sus principales propiedades de sección fueron las siguientes:

- $A = 17,5 \text{ cm}^2$
- $I_{xx} = 171,15 \text{ cm}^4$
- $C = 4,225 \text{ cm}$
- $W_{xx} = 40,6 \text{ cm}^3$
- *Acero F24* $\rightarrow S_y = 2.400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$
- *Acero F24* $\rightarrow S_{ys} = 1.385 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$

Con todos estos valores colectados y sabiendo que la ménsula en estas condiciones se encuentra solicitada a flexión compuesta con corte puro en su empotramiento, podemos calcular que:

$$S = \frac{M}{W_{xx}} = \frac{q * l * l/2}{W_{xx}}$$

$$S = \frac{75 \text{ kg/cm} * 20 \text{ cm} * 10 \text{ cm}}{40,6 \text{ cm}^3} = 370 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_s = \frac{q l}{A}$$

$$S_s = \frac{75 \text{ kg/cm} * 20 \text{ cm}}{17,5 \text{ cm}^2} = 86 \text{ kg/cm}^2$$

A través de la teoría de esfuerzos combinados, llegamos que el coeficiente de seguridad a la que se encuentra trabajando la ménsula es el que a continuación se detalla:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}} \right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{370 \text{ kg/cm}^2}{2.400 \text{ kg/cm}^2} \right)^2 + \left(\frac{86 \text{ kg/cm}^2}{1.385 \text{ kg/cm}^2} \right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,024 + 0,004$$

$$N = 6$$

Claramente, el valor es aceptado, por lo que nuestro diseño propuesto para la ménsula aprueba, permitiendo continuar con el proyecto.

3.2.3 SOLDADURAS

Una etapa importante en este capítulo son los cálculos de las soldaduras que permitirán la unión entre los componentes en cuestión, que, en este caso, se trata de las uniones ménsula-columa y montante-chasis. Para el cálculo de las soldaduras, nos basaremos en la norma CIRSOC 301-EL que leyéndola detenidamente lo que nos dice, lo único que necesitamos es determinar la clase de soldadura que usamos, el estado de esfuerzo que se encuentra sometida y las propiedades del electrodo o material de aporte, de esta forma estableceremos las dimensiones mínimas requeridas para lograr uniones suficientemente rígidas. (Anexo III.3)

3.2.3.1 SOLDADURA MENSULA-COLUMNNA

En la figura 25 vemos la localización y dimensiones de la soldadura entre la ménsula y la columna. Se tratará de una soldadura de filete y el electrodo a utilizar será un E60XX cuya resistencia máxima es de 4.300kg/cm^2 (Anexo III.4).

El estado al que se encuentra sometida dicha soldadura es un esfuerzo normal debido al momento flector que genera F_u y un esfuerzo de corte transversal que dicha fuerza también produce. El objetivo es determinar la longitud “d” del cateto de la soldadura por filete, como así llama la norma, y para eso la ecuación en la cual se parte, dada por CIRSOC, es la siguiente:

$$d_{nec} = \frac{f_c}{f_d}$$

Donde “ f_c ” y “ f_d ” son, respectivamente, el esfuerzo que se encuentra sometida la soldadura y el esfuerzo de diseño del cordón, y se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$f_c = \sqrt{f_r^2 + f_n^2}$$

$$f_d = 0,6 \cdot 0,6 F_{EXX} \cdot 0,707 d_{nec}$$

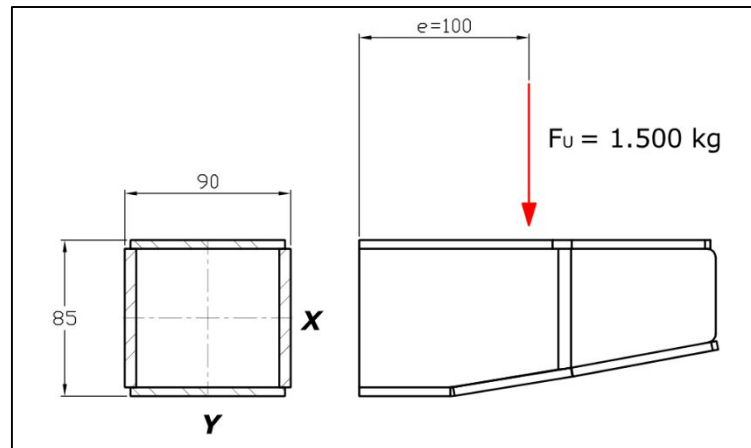


Figura 25. Soldadura ménsula-columna.

Para poder obtener estos valores, debemos tener en cuenta primero que significa cada término de las ecuaciones, “ f_r ” es el esfuerzo de corte puro por parte de F_u , “ f_n ” el esfuerzo normal debido a la flexión generada por la fuerza en cuestión y F_{EXX} es la resistencia máxima del electrodo. En cada caso, cuando calculamos ya sea la tensión normal o cortante a la que la soldadura lo hacemos respecto a un cordón cuyo cateto “ d ” es unitario, es decir, de esta manera cuando reemplacemos los valores en la ecuación madre nos permitirá conocer el valor “ d_{nec} ” o cateto mínimo necesario.

Conociendo ahora cada término, se calculan sus valores de la siguiente manera basándonos siempre en lo que el código nos dice:

- $f_r = \frac{F_u}{A_w} = 43 \text{ kg/cm}^2$
- $A_w = 35 \text{ cm}^2$ *Area unitaria soldadura*
- $f_n = \frac{F_u \cdot e}{S_w} = 147 \text{ kg/cm}^2$
- $S_w = 102,17 \text{ cm}^3$ *Módulo resistente unitario soldadura*
- $F_{EXX} = 4.300 \text{ kg/cm}^2$

De esta manera, obtenemos los siguientes valores reemplazando:

$$f_c = \sqrt{f_r^2 + f_n^2} = 153 \text{ kg/cm}^2$$

$$f_d = 0,6 \cdot 0,6 F_{EXX} \cdot 0,707 = 1.095 \text{ kg/cm}$$

Entonces, finalmente, el resultado buscado será:

$$d_{nec} = \frac{f_c}{f_d} = 0,14 \text{ cm} = 1,4 \text{ mm}$$

Por su puesto, el valor es absurdo, pero, no obstante, la norma dice que el valor mínimo de cateto de soldadura por filete debe ser de 3 mm, por ende, el valor “d” por aplicar en la soldadura de la ménsula con la columna será de 3 mm.

3.2.3.2 SOLDADURA MONTANTE-CHASIS

En la figura 26 vemos la localización y dimensiones de la soldadura entre el montante y el chasis del vagón. Se tratará de una soldadura de filete y el electrodo a utilizar será también un E60XX cuya resistencia máxima es de 4.300 kg/cm² (Anexo III.4.). El análisis de las fuerzas aplicadas en el montante se trae del estudio que se realizó cuando se verifico el estado tensional del mismo.

El estado al que se encuentran sometidos estos cordones de soldadura es totalmente un esfuerzo tipo normal, pero teniendo mucha precaución que fuerzas y/o momentos me generan este estado tensional, la figura 26 resume las fuerzas actuantes para facilitar el análisis. Los esfuerzos normales en la soldadura estarán compuestos por el debido al momento flector M_u , la producida por la fuerza última F_u , el momento flector a razón de la fuerza centrífuga (M_{cen_u}) y la tensión normal debida a la flexión que ejerce la desaceleración (M_{des_u}).

El objetivo es determinar, como en la sección anterior, la longitud “d” del cateto de la soldadura por filete, como así llama la norma, y para ello la ecuación en la cual se parte es la siguiente:

$$d_{nec} = \frac{f_c}{f_d}$$

Donde f_c y f_d significan los mismo que mencionamos para la unión mensula-columa, y se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$f_c = \sqrt{f_r^2 + f_n^2} = f_n = f_{n1} + f_{n2} + f_{n3} + f_{n4}$$

$$f_d = 0,6 \cdot 0,6 F_{EXX} \cdot 0,707 d_{nec}$$

Como podemos apreciar, el primer término se simplifica reduciéndose la composición de tensiones a solamente esfuerzo normales, demostrando, así como trabaja la soldadura en este caso.

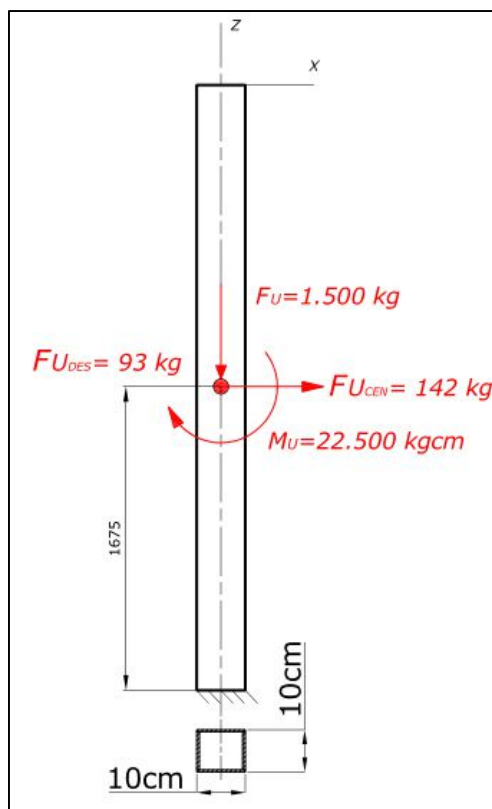


Figura 26. Soldadura columna-chasis.

Para poder obtener estos valores, debemos tener en cuenta que cada término de las ecuaciones son los siguiente con sus respectivos valores calculados:

- $A_w = 40 \text{ cm}^2$ Area unitaria soldadura
- $S_w = 154,67 \text{ cm}^3$ Módulo resistente unitario soldadura
- $f_{n1} = \frac{F_u}{A_w} = 37,5 \text{ kg/cm}^2$

- $f_{n2} = \frac{M_u}{S_w} = 145 \text{ kg/cm}^2$
- $f_{n3} = \frac{M_{cen_u}}{S_w} = \frac{F_{cen_u} * 167,5 \text{ cm}}{S_w} = 154 \text{ kg/cm}^2$
- $f_{n4} = \frac{M_{des_u}}{S_w} = \frac{F_{des_u} * 167,5 \text{ cm}}{S_w} = 101 \text{ kg/cm}^2$
- $f_{n1} = \frac{F_u}{A_w} = 37,5 \text{ kg/cm}^2$
- $F_{EXX} = 4.300 \text{ kg/cm}^2$

Ahora, procedemos a los últimos pasos previo a lograr determinar la longitud necesaria de cateto para que la soldadura resiste bajo estas condiciones de trabajo, para eso reemplazamos los valores obtenidos recién en las ecuaciones que arriba mencionamos, obteniendo:

$$f_c = \sqrt{f_r^2 + f_n^2} = f_n = f_{n1} + f_{n2} + f_{n3} + f_{n4} = 437,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$f_d = 0,6 \cdot 0,6 F_{EXX} \cdot 0,707 \cdot d_{nec} = 1.095 \text{ kg/cm}$$

Entonces, finalmente, el resultado buscado será:

$$d_{nec} = \frac{f_c}{f_d} = 0,4 \text{ cm} = 4 \text{ mm}$$

Para estos resultados, la norma dice que el valor mínimo de cateto de soldadura por filete debe ser de 3 mm, por ende, el valor “d” en la soldadura del montante con el chasis será de 4 mm como los resultados dicen.

3.3 PLATAFORMA SEGUNDO NIVEL

La plataforma del segundo nivel, como ya mencionamos, será la encargada de sostener los 4 automóviles de la planta alta para su transporte. Básicamente, estará formada por un chasis, al cual llamaremos de aquí en adelante chasis del segundo nivel, y las chapas antideslizantes donde descansaran los automóviles transportados. El chasis será el encargado de dar la rigidez y resistencia a la plataforma durante su periodo de carga y transporte, por encima de este, irán las hojas

antideslizantes mencionadas anteriormente. Más adelante, en la sección referida a las simulaciones de los puntos más importantes de este capítulo, veremos cómo se comportan las chapas antideslizantes, en ambos niveles, para saber si su espesor de chapa fue seleccionado correctamente. En la figura 27 se puede ver la plataforma de la planta alta en su totalidad, con una visualización en transparencia de las chapas antideslizantes para hacer notorio el chasis del segundo nivel.

En esta sección se empezará por diseñar y calcular el chasis del segundo nivel, verificando su estado tensional y de deformación ante las cargas pertinentes. Luego se mencionará cómo será el arreglo de las hojas antideslizantes y sus dimensiones principales.

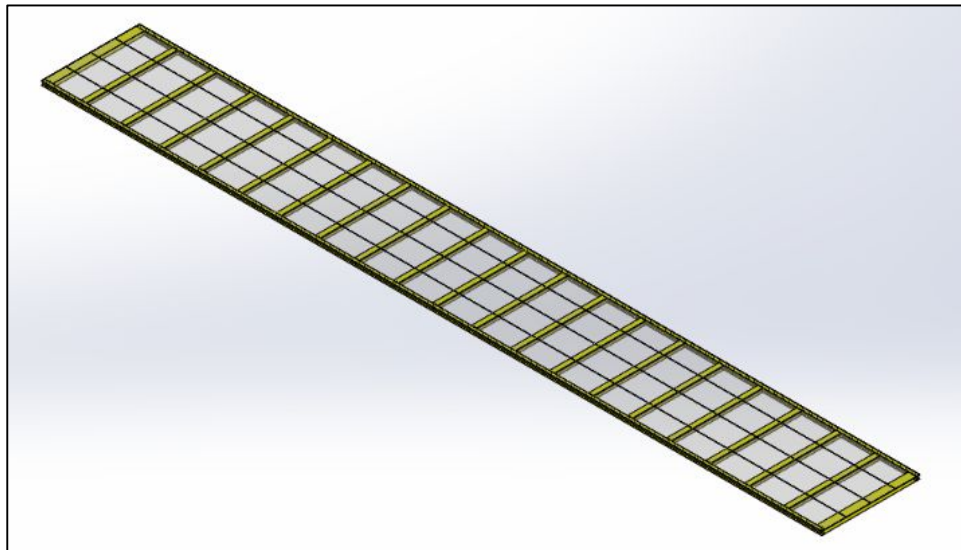


Figura 27. Plataforma segundo nivel.

3.3.1 CHASIS SEGUNDO NIVEL

El marco estructural o también conocido como el chasis del segundo nivel, figura 28, estará elaborado por dos vigas principales, dos travesaños y 19 largueros distribuidos uniformemente en todo el largo del chasis. El chasis del segundo nivel totaliza un largo de 23.850 mm y un ancho de 3.000 mm. Ambas vigas principales estarán hechas de un perfil tipo “I” de 115 x 100 mm, los largueros, por su parte, están distribuidos a una distancia entre sí de 1.000 mm y el perfil “I” de su sección transversal tiene una dimensión de 115 x 150 mm. Finalmente, ambos travesaños, de 115 x 250 mm, se encontrarán en ambos extremos del chasis del primer nivel.

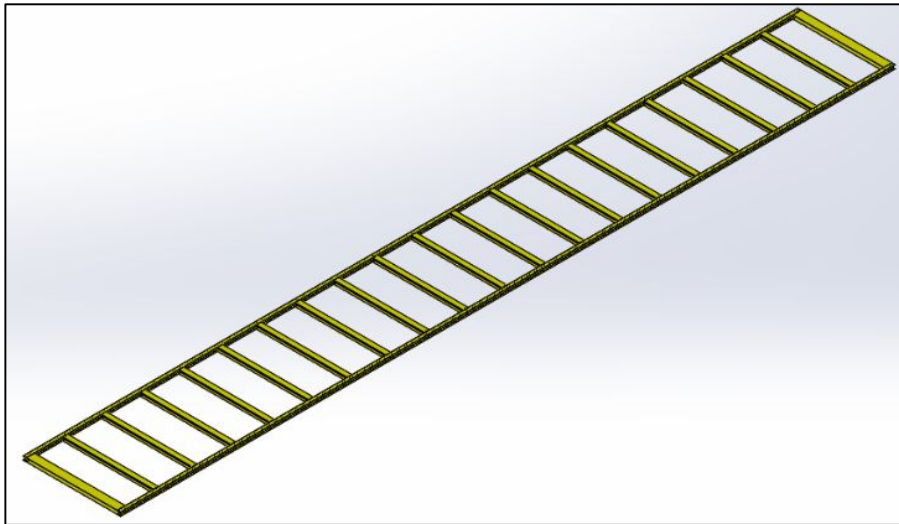


Figura 28. Chasis 2° nivel.

Tanto las vigas principales, como los travesaños y los largueros estarán elaborados de perfiles armados “I” utilizando espesores de chapas normalizados para lograr este cometido. En los largueros y los travesaños se utilizan chapas de espesor 7,94 mm (5/16”), mientras que en las dos vigas laterales principales usa una chapa de 12,7 mm (1/2”) para su parte central y dos chapas de 7,94 mm (5/16”) como inferiores y superiores para conformar el perfil “I” mencionado anteriormente. Por otro lado, se aplicará como material acero comercialmente conocido como F24, que es el acero utilizado para la fabricación de la ménsula de los montantes de este proyecto, asumiendo una tensión de fluencia S_y de 2.400 kg/cm².

Con la ayuda del complemento que Solidworks nos provee, verificaremos el diseño del chasis del segundo nivel diseñado, corroboraremos su estado tensional y las deformaciones que este tiene bajo funcionamiento. En la figura 29 podemos visualizar el chasis con sus cargas, sujeciones y mallado correspondiente. Al chasis le sumamos los montantes, para así poder tener una referencia a la hora de darle las sujeciones al sólido en estudio y hacer al estudio lo más completo posible. Por su puesto, como condición de contorno, los 10 montantes estarán sujetos en su parte inferior, empotrados al chasis del vagón no visualizado en esta simulación por simplificación.

La carga uniformemente distribuida que se muestra corresponde al peso total de los 4 automóviles que carga el segundo nivel, es decir, 12.000kg. Las sujeciones, por su parte, corresponden

a la consideración de una unión rígida entre la ménsula y la columna del montante, teniendo en cuenta la unión mediante soldadura entre el chasis del segundo nivel y la ménsula, todo esto sumado a la condición de empotramiento del montante sobre el chasis principal del vagón.

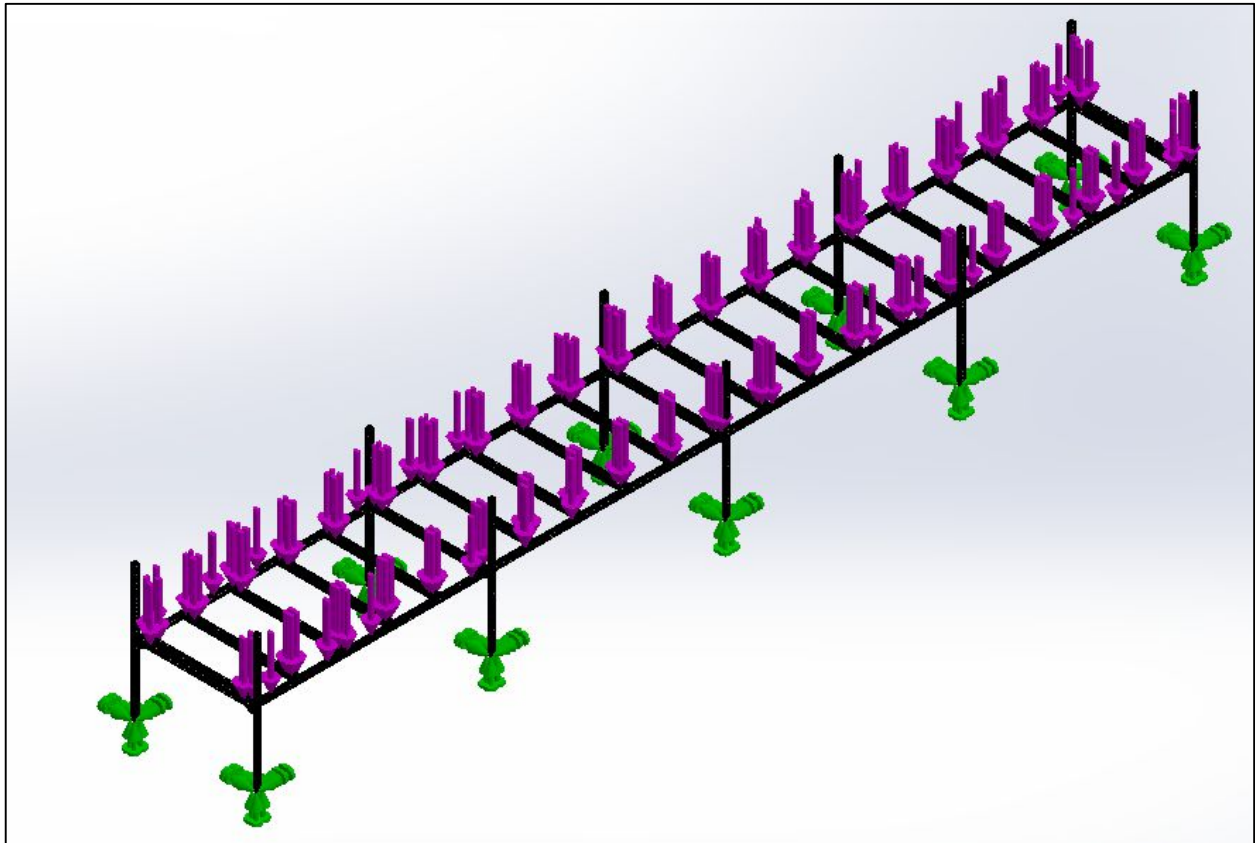


Figura 29. Chasis 2° nivel: cargas, sujeciones y mallado.

Una vez realizada la simulación correspondiente, queda analizar los resultados arrojados por el software. La figura 30 nos muestra los esfuerzos a los que se encuentra sometido el chasis del segundo nivel, resultados que debemos prestar atención debido a la variabilidad de materiales y donde se ubican estas tensiones, si bien los materiales son dos (acero F24 y F36), es importante a la hora de determinar los coeficientes de trabajo o seguridad a la que se encuentra sometido el chasis del segundo nivel y/o alguno de sus montantes.

El pico máximo de tensión se encuentra, como señala la figura 31, en la columna, donde el material corresponde a un acero F36 como se puntualizó en la sección 3.2.1. El valor de fluencia del material es de 3.600 kg/cm^2 , por lo que el coeficiente de seguridad en este punto es:

$$N = \frac{S_y}{S} = \frac{3.600 \text{ kg/cm}^2}{1.092 \text{ kg/cm}^2} = 3,3$$

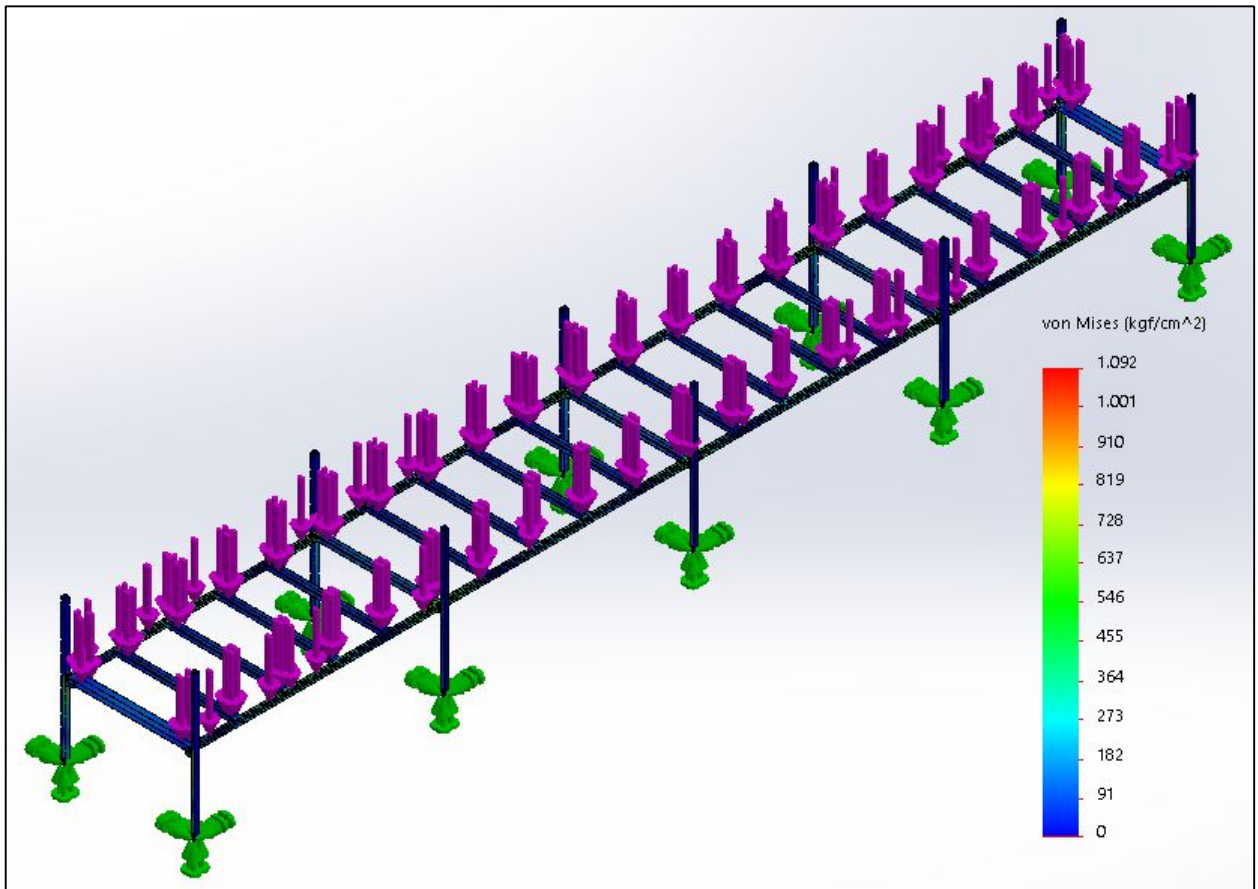


Figura 30. Tensiones chasis 2° nivel.

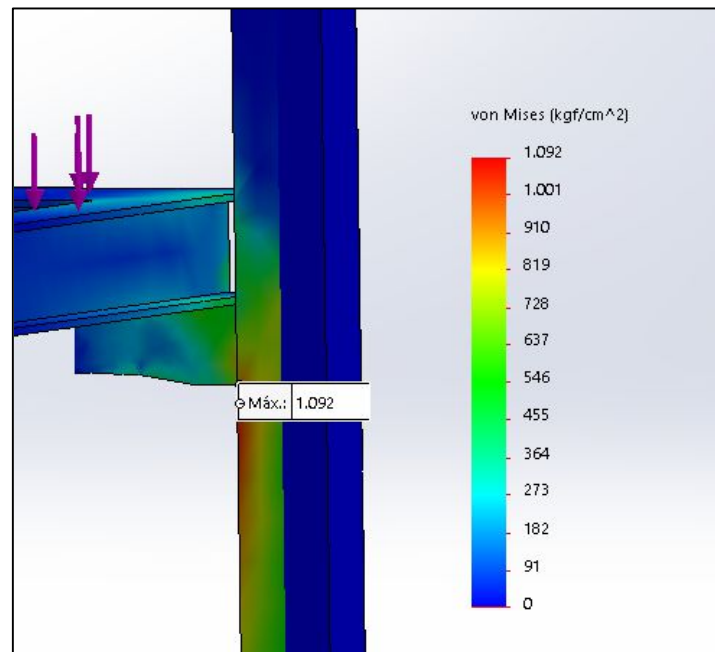


Figura 31. Tensión máxima chasis 2° nivel.

Cabe mencionar que este valor pico se localizó en las 4 columnas de los extremos del chasis y que el resto de las columnas no presentaron esta cresta de esfuerzo. Por otra parte, el resto de la estructura, principalmente el chasis del segundo nivel, las tensiones a las que se encuentra sometido son suficientemente bajas para presentar problemas en la resistencia de la estructura, teniendo en cuenta que el material es otro respecto al de la columna. La figura 32 muestra el trazado del coeficiente de seguridad en toda la estructura del chasis del segundo nivel. El material, acero F24 cuya fluencia es de $S_y = 2.400 \text{ kg/cm}^2$.

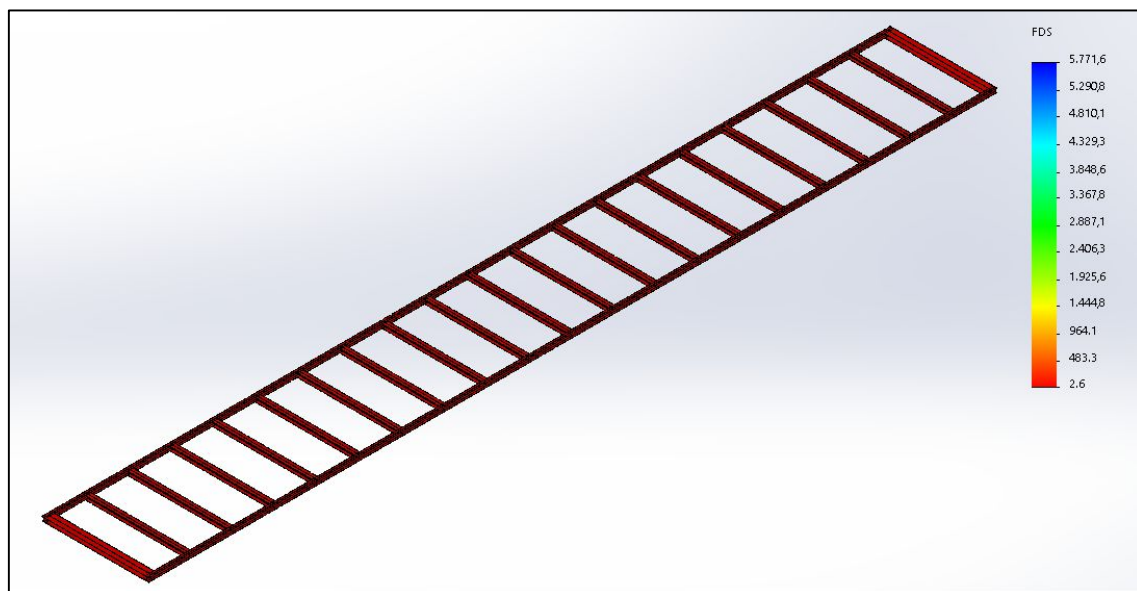


Figura 32. Trazado coeficiente de seguridad chasis 2° nivel.

De esta manera, el menor coeficiente de seguridad obtenido en el chasis de la plataforma del segundo nivel es de 2,6, cumpliendo ampliamente con los estándares propuestos en este proyecto.

Un aspecto sumamente importante también por analizar en estos proyectos son las deformaciones que se presentan en las estructuras. La simulación que venimos realizando del chasis del segundo nivel dio desplazamientos máximos de 9mm, lo cual es totalmente satisfactorio y gran parte se debe a la rigidez que se gana con los largueros. La figura 33 muestra los datos arrojados por el Solidworks y, a través de la deformada, ver donde se ubican los picos de deformaciones. Es importante notar que haber logrado deformaciones pequeñas en estructuras de un largo considerable

fue imprescindible y que se pudo lograr no solo debido al diseño del chasis como ya mencionamos sino también a los apoyos, es decir, a la cantidad y ubicaciones de los montantes que sostienen la estructura del segundo nivel de carga.

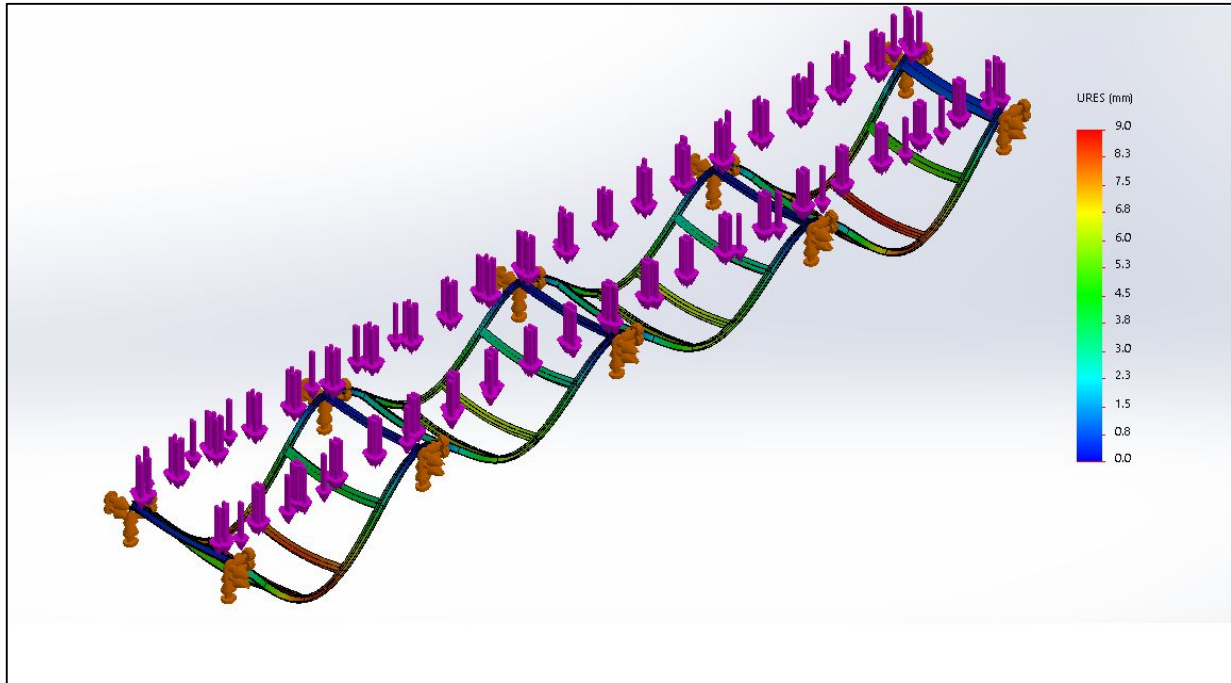


Figura 33. Deformaciones chasis 2° nivel.

3.3.2 CHAPAS ANTIDESLIZANTES

Como podemos apreciar en la figura 34, la planta alta o segundo nivel mencionamos que estará conformada por el chasis del segundo nivel y las chapas antideslizantes comerciales, soldadas a la estructura que forma al chasis. Las chapas serán provenientes de la empresa Siderar, quien las menciona con el nombre mencionado, cuyo porcentaje de carbono según lo indica es de 0,15% (Anexo III.1). El largo será de 23.800 mm (largo total del chasis), lográndolo mediante el uso de tramos de chapa antideslizante de 6.000 mm de largo que el proveedor nos facilita por defecto. Como el ancho a rellenar es de 3.000 mm y el ancho mínimo disponible por chapa individual es de 750 mm, necesitaremos 4 hojas para cubrir los 3.000 mm como muestra la figura mencionada.

En la siguiente sección, simularemos las chapas deslizantes del segundo nivel, para poder corroborar que el espesor de 3,175 mm ($1/8''$) seleccionado para su construcción sea suficiente en materia de resistencia y rigidez.

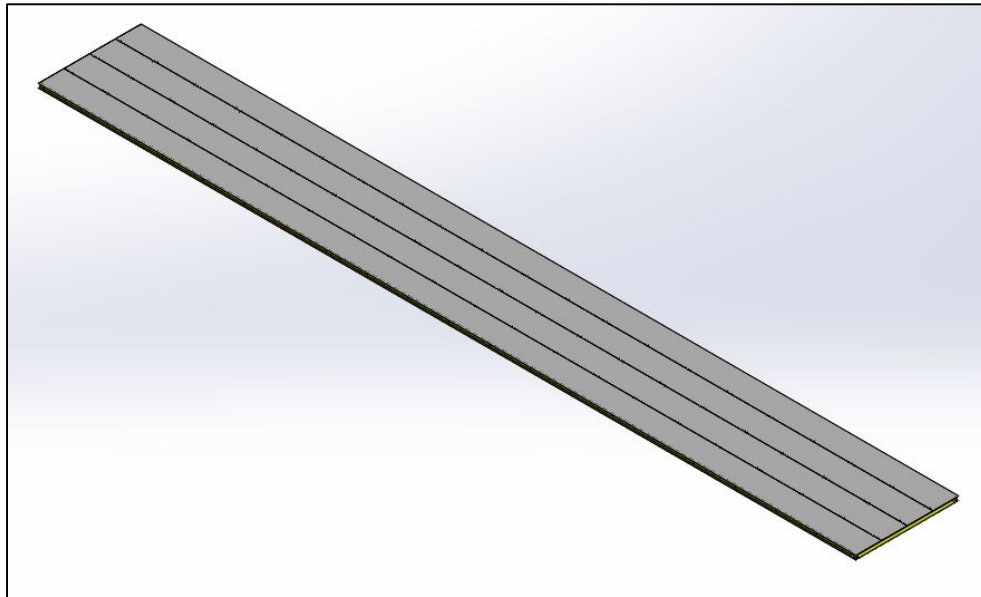


Figura 34. Chapas antideslizantes 2° nivel.

3.4. SIMULACIONES

Esta parte final del capítulo lo dedicaremos a realizar las simulaciones de los distintos elementos que forman a la estructura del segundo nivel de carga del vagón de tren para carga de automóviles. Aprovecharemos una de las tantas herramientas que el software de dibujo asistido Solidworks nos proporciona, el Simulation, para corroborar los diseños y cálculos realizados en esta unidad. En la sección 3.3.1 se diseñó y calculo el chasis del segundo nivel, cálculo que se hizo completamente con el Simulation, por ende, restaría verificar el estado tensional y deformaciones solamente de los montantes. Por otra parte, también se colocarán los resultados que se obtuvieron al simular las chapas antideslizantes de ambos niveles, que, como ya mencionamos, nos servirá para ratificar que el espesor seleccionado fue el adecuado.

La figura 35 nos muestra un montante preparado para su análisis, en este se puede visualizar las fuerzas actuantes, las sujeciones y el mallado para poder aplicar el estudio mediante elementos finitos. Las cargas serán las mismas que usamos arriba, 1.500 kg que es la fuerza que cada montante recibe debido a la acción del peso de la plataforma y la carga del segundo nivel, 142 kg debido a la acción centrífuga y 93 kg producto de la desaceleración brusca. Todas estas fuerzas ya fueron explicadas en la sección 3.2.1 y las traemos resumidamente aquí. Por el lado de las sujeciones,

consideramos un empotramiento en la base del montante, que representa la unión rígida mediante soldadura entre este y el chasis de vagón. Además, debemos considerar la unión entre los componentes, en este caso la ménsula y la columna, que se realiza por medio de dos cordones de soldadura que previamente habíamos calculado.

Una vez pautadas las condiciones, procedemos a realizar el estudio mediante el método de elementos finitos asistido por el complemento que el software Solidworks nos brinda. La figura 36 señala los primeros estudios arrojados para su análisis, las tensiones producidas en el montante debido a su estado de carga.

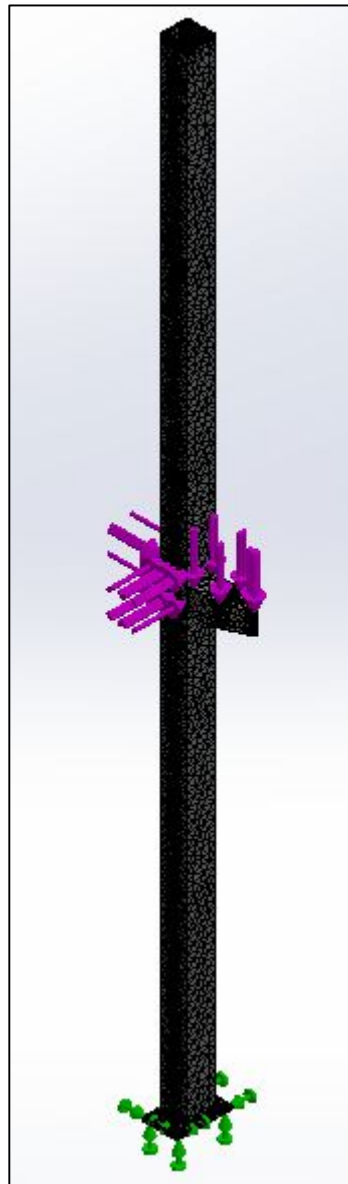


Figura 35. Simulación montante.

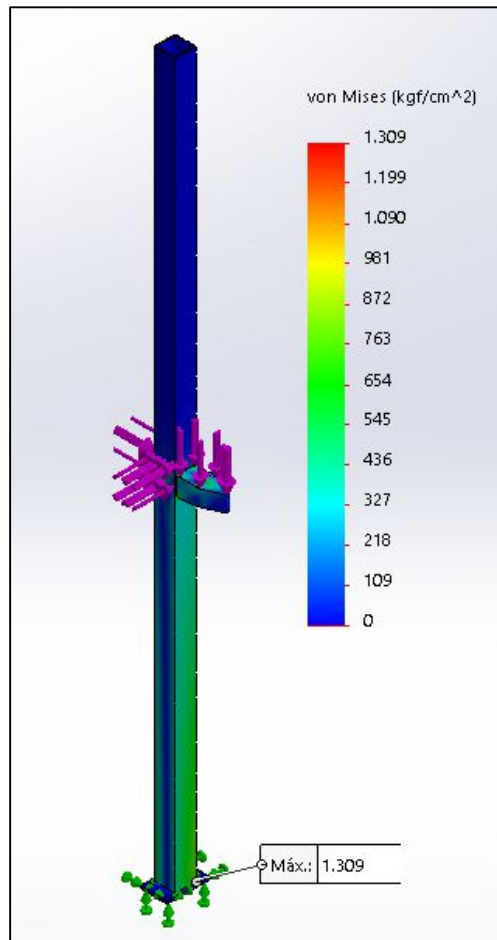


Figura 36. Tensiones montante.

Como observamos, las tensiones máximas son producidas en el extremo de la columna, el lugar de empotramiento con el chasis principal del vagón. Los esfuerzos que aquí se alcanzan son de 1.309 kg/cm² que, comparados con la fluencia del material que forma al perfil rectangular de la columna, su coeficiente de trabajo o seguridad en ese lugar es de:

$$N = \frac{S_y}{S} = \frac{3.600 \text{ kg/cm}^2}{1.309 \text{ kg/cm}^2} = 2,75$$

Recordemos que la tensión de la fluencia utilizada corresponde a un acero comercial denominado F36 y es el utilizado para conformar la columna de los montantes, con una fluencia S_y de 3.600 kg/cm². Si comparamos este resultado con el arrojado en la simulación que hicimos para el chasis del segundo nivel, el coeficiente de seguridad ronda entre 2,75 y 3,3. Más allá de esta pequeña

discrepancia, debida a la incorporación de las cargas del tipo dinámica, en ambos casos sus valores son aceptables, por lo que no afecta el resultado final del análisis.

Finalmente, queda por analizar los resultados del estudio que Solidworks nos proporciona en materia de deformaciones. La figura 37 muestra los valores de deformaciones alcanzados por el montante en estudio y su visualización a través de una vista deformada del sólido. El análisis de los desplazamientos del montante se focaliza en dos lugares específicos: el extremo superior de la columna y el extremo de la ménsula. El extremo superior de la columna se desplaza en total 18,5 mm, que es el máximo que nos muestra el grafico de la figura 37. El extremo de la ménsula, por su parte, se deforma aproximadamente 7,1 mm, según la discretización de valores que el software proporciona. Ambos valores son aceptables en el proyecto, por lo que el resultado es satisfactorio para ratificar los diseños propuestos.

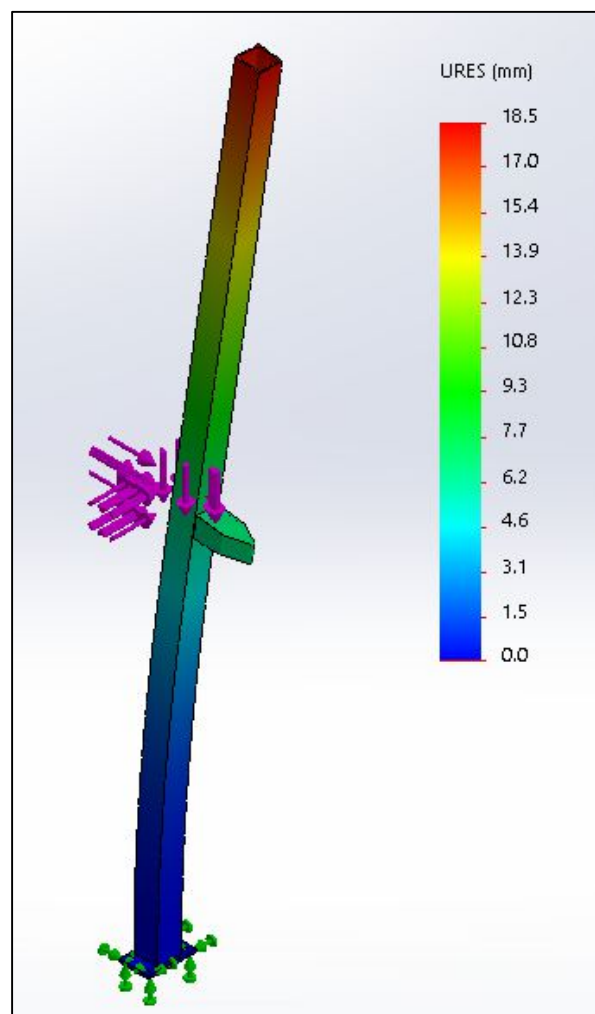


Figura 37. Deformaciones montante.

Por último, para ir cerrar esta sección del capítulo 3 referido a las simulaciones de las partes más importantes de la estructura del vagón de tren para carga de automóviles, simularemos a los conjuntos de chapas antideslizantes, del primer y segundo nivel, para corroborar que el espesor de chapa seleccionado para estos casos son los adecuados. Empezando con la planta baja, la figura 38 muestra a los sólidos mallados, con las cargas y las sujeciones listo para su simulación.

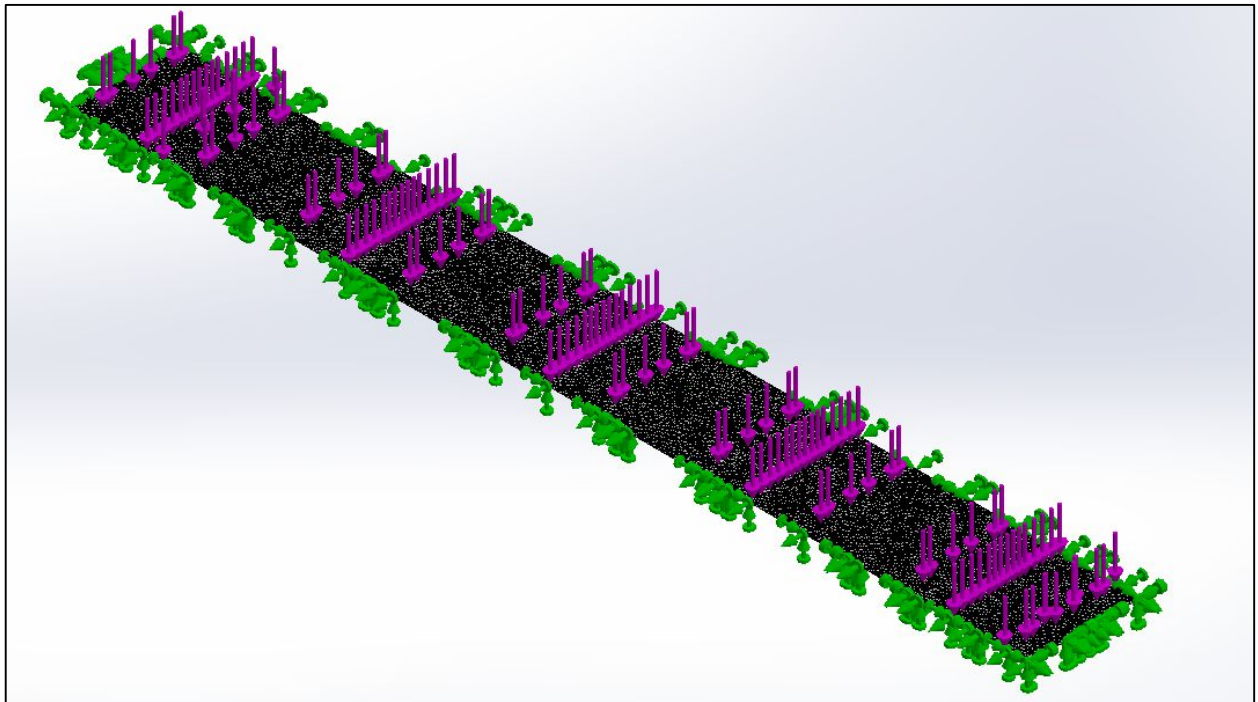


Figura 38. Mallado, cargas y sujeciones antideslizantes primer nivel.

La carga aplicada es de 12.000 kg, que corresponde al peso de los cuatro automóviles que descansan sobre ellas. En cuanto a las sujeciones, todo su perímetro se considera soldado al chasis del vagón y en la parte inferior de la plataforma se colocaron sujeciones denominados de rodillos a lo largo de cada larguero que el chasis tienen, dándole la rigidez que realmente tiene durante su funcionamiento.

La figura 39 y 40 muestran, respectivamente, las tensiones y deformaciones a las que se encuentran trabajando las chapas. Como vemos, ambas son insignificantes, tomando valores máximos de esfuerzo y deformaciones de 145 kg/cm² y 0,134 mm respectivamente, por lo que la chapa con un espesor de 3,175mm (1/8") para este proyecto es adecuado.

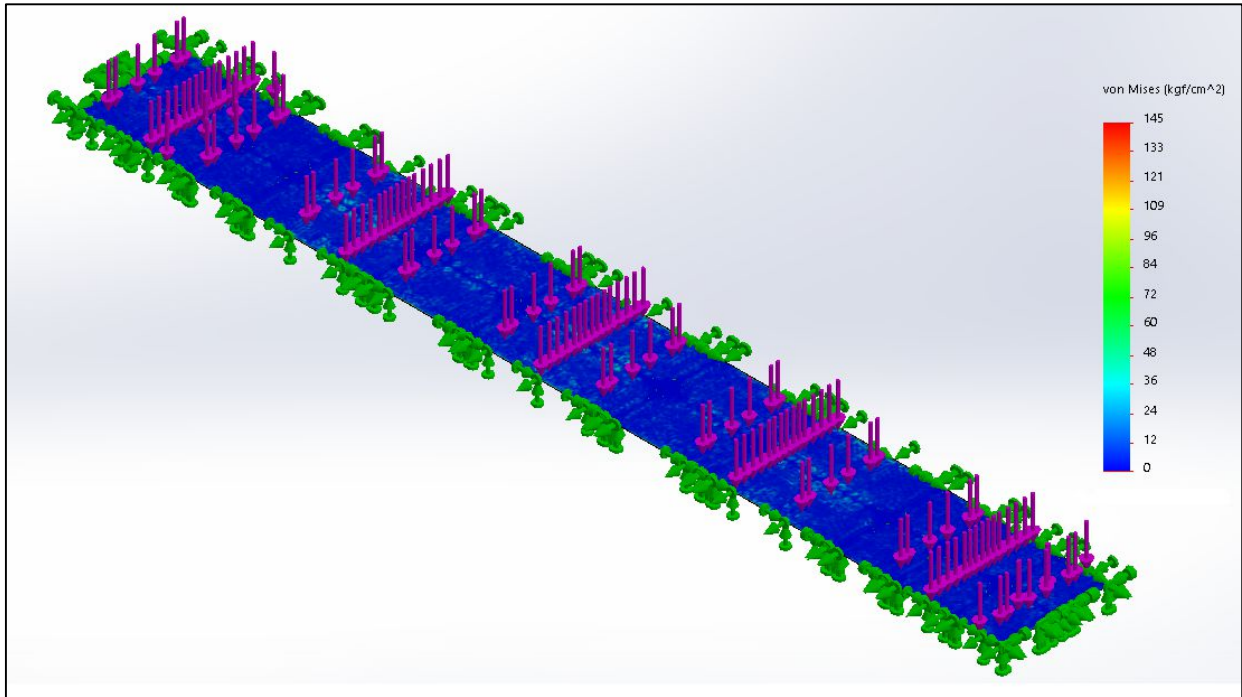


Figura 39. Tensiones sobre chapas antideslizante primer nivel.

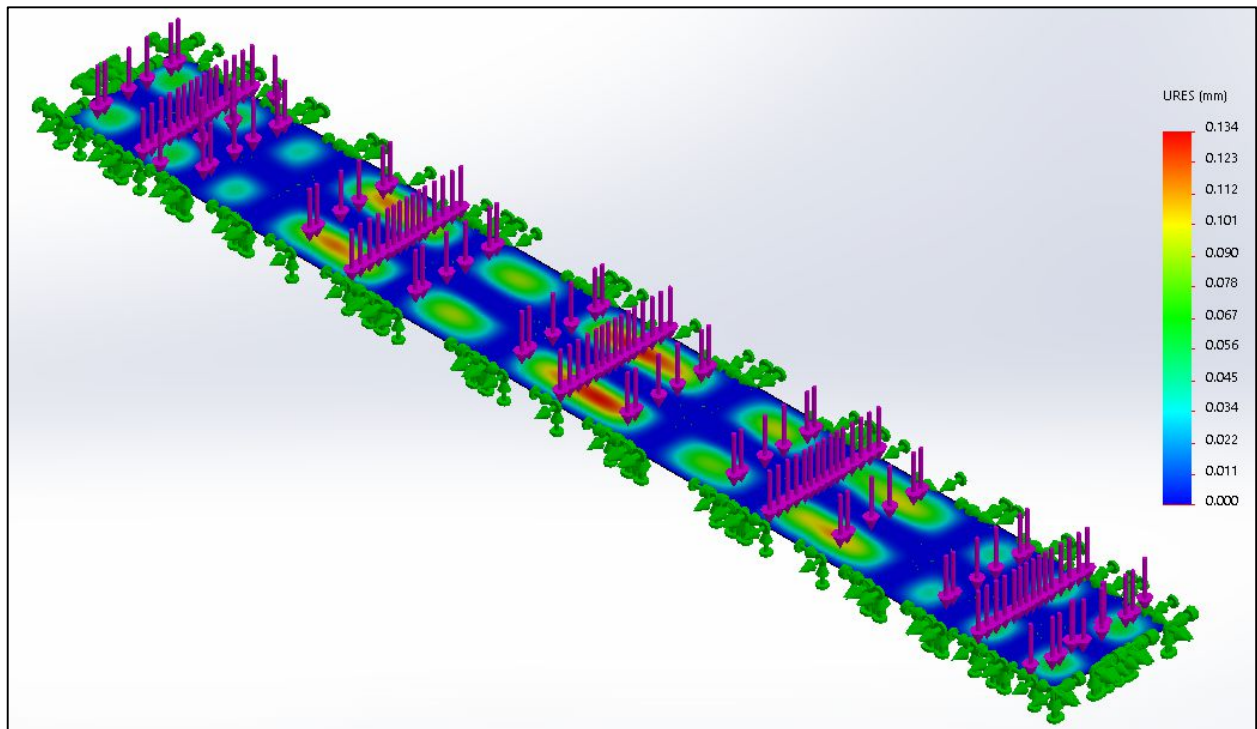


Figura 40. Deformaciones sobre chapas antideslizante primer nivel.

De la misma manera y con las consideraciones antes descriptas en cuanto a sujeciones y cargas aplicadas continuamos con la simulación de las chapas antideslizantes del segundo nivel. La figura 41 muestra el mallado, carga y sujeciones del análisis. Las figuras 42 y 43 muestran las tensiones y deformaciones resultantes, respectivamente, del análisis estático en cuestión.

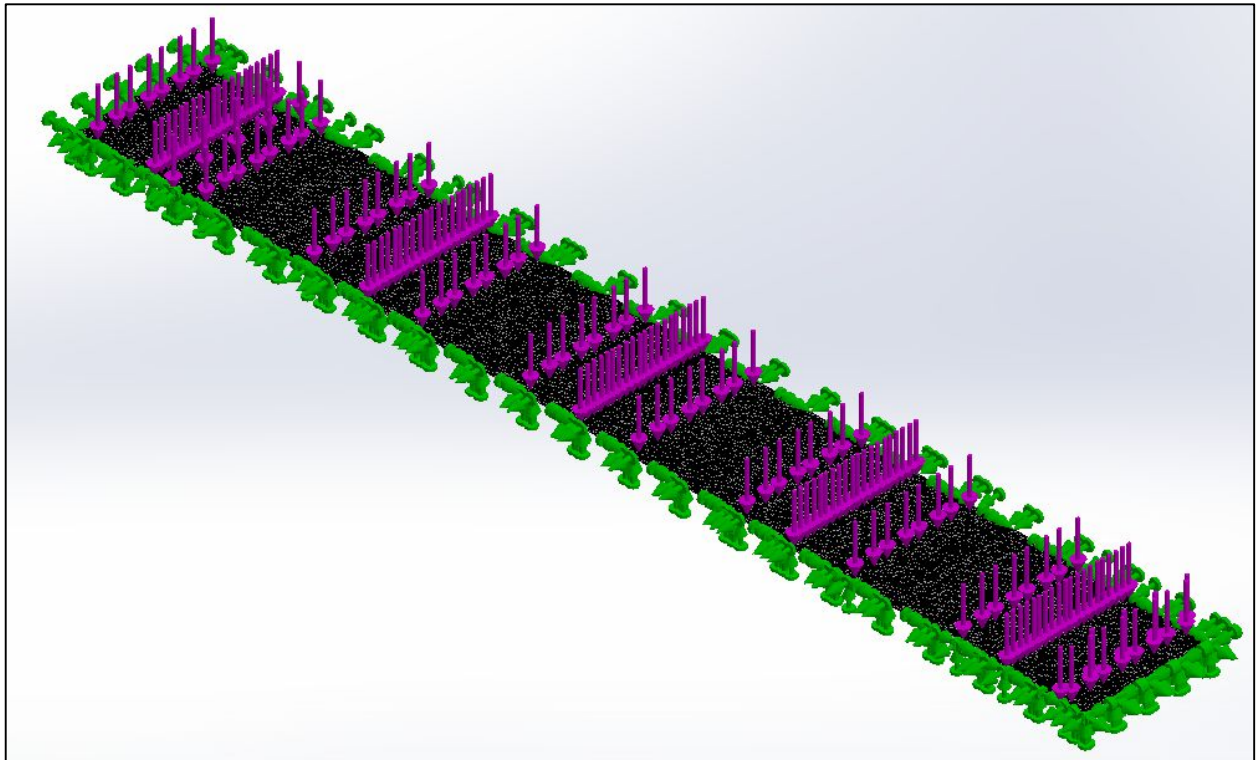


Figura 41. Mallado, carga y sujeciones antideslizantes segundo nivel.

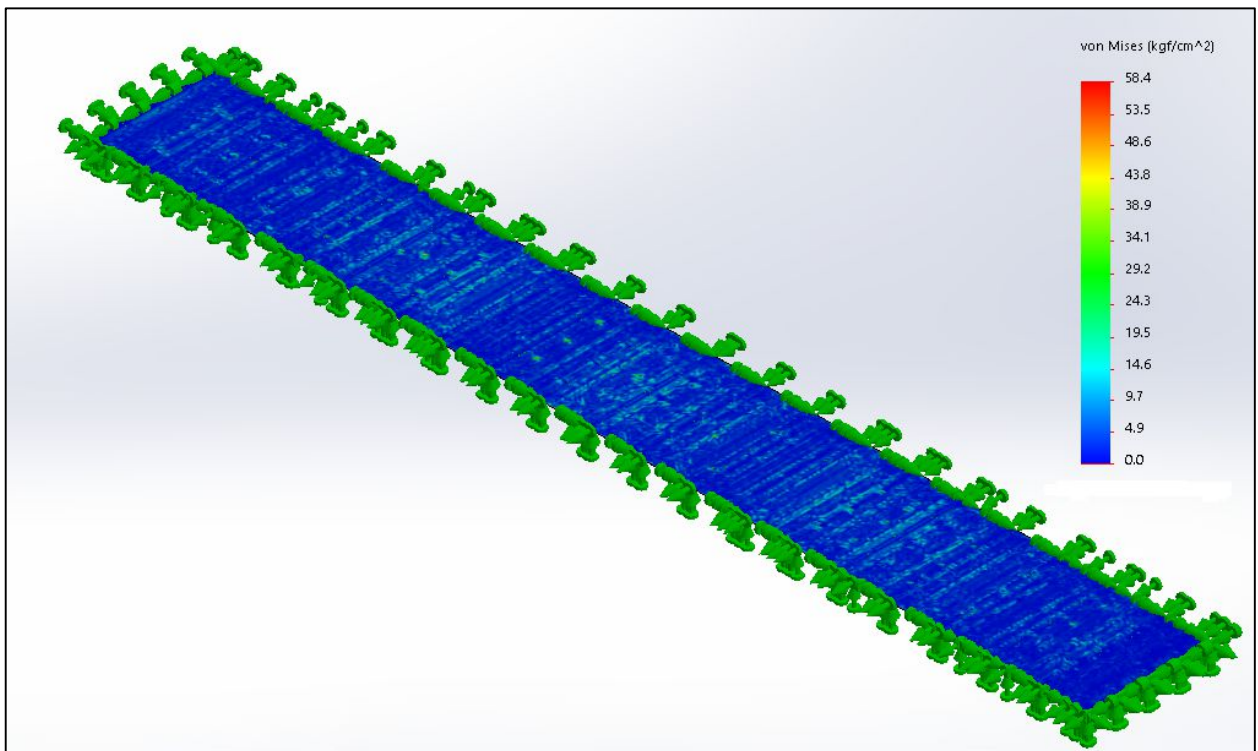


Figura 42. Tensiones sobre chapas antideslizante segundo nivel.

Como podemos apreciar en ambas figuras, 42 y 43, pasa lo mismo que en el caso de las chapas antideslizantes del primer nivel, las tensiones máximas alcanzadas son muy bajas y las deformaciones

insignificantes, por lo que se llega a la conclusión de que el espesor de las chapas antideslizantes seleccionado es correcto.

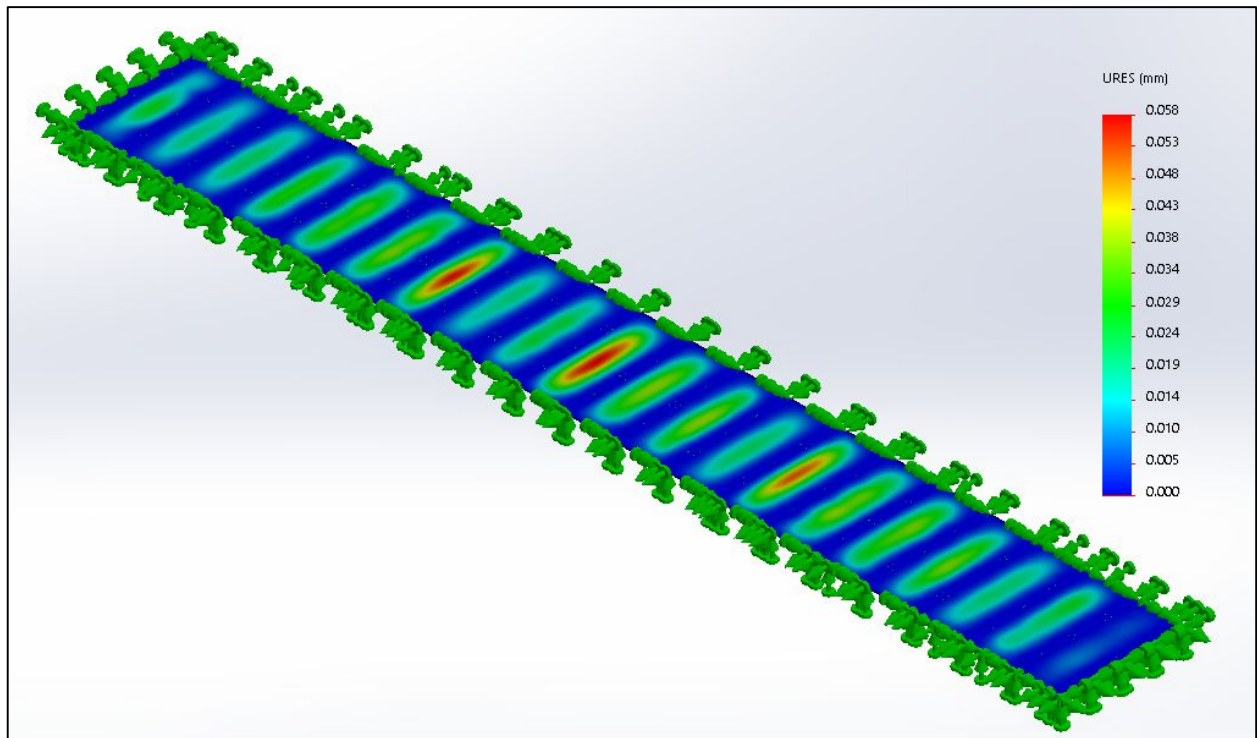


Figura 43. Deformaciones sobre chapas antideslizante segundo nivel.

Finalizamos así las simulaciones de la unidad, todas con resultados exitosos, lo que nos permite continuar con los capítulos siguientes de este proyecto.

3.5 COBERTURAS VAGÓN

Para cerrar esta unidad que trata de los elementos principales que hacen a la estructura del vagón de tren para el transporte de automóviles, señalaremos como estarán construidas las coberturas laterales del vehículo ferroviario. En la figura 44 y 45 podemos ver, respectivamente, la ubicación donde se encontrarán estas coberturas en el vagón y un detalle de cómo estarán fabricadas las mismas.

Las coberturas simplemente contarán con dos elementos principales: un bastidor que hará de estructura principal e irá soldado en los montantes del vagón y una malla hecha de barras de acero galvanizado para uso no estructural obtenido a través de un proveedor.

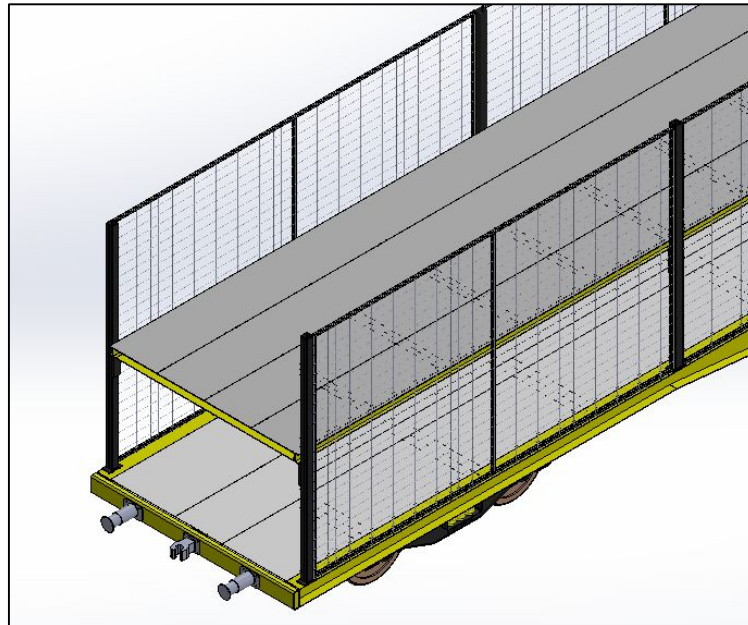


Figura 44. Ubicación coberturas.

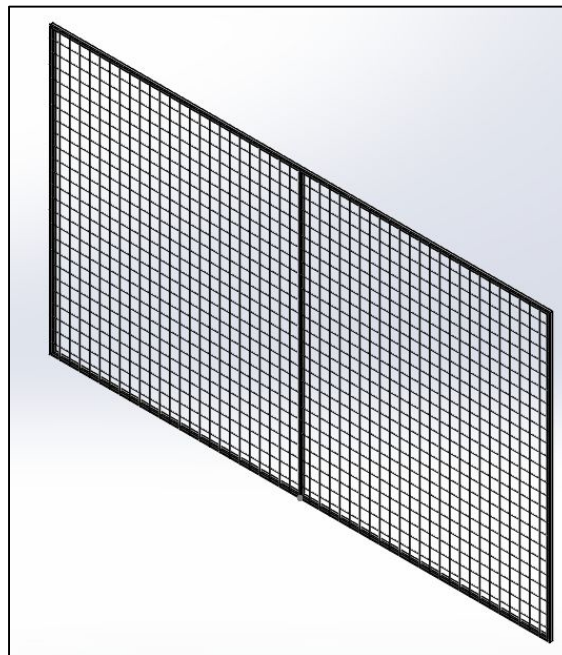


Figura 45. Coberturas del vagón.

El marco de la cobertura estará formado por tubos de acero de perfil cuadrado de 40 x 40 x 3,2 mm, de acero F24, soldados para formar dicha estructura. La malla, por su parte, la proveerá Acindar, seleccionando de su catálogo una malla electrosoldada para uso no estructural fabricado de alambres lisos galvanizados. Las principales dimensiones de cada panel del mallado se muestran en la figura 46 obtenido del catálogo que Acindar nos brinda, donde ya denotamos en rojo cual será la malla

que se aplicará para la fabricación de las coberturas del vagón de carga de automóviles proyectado en este trabajo.

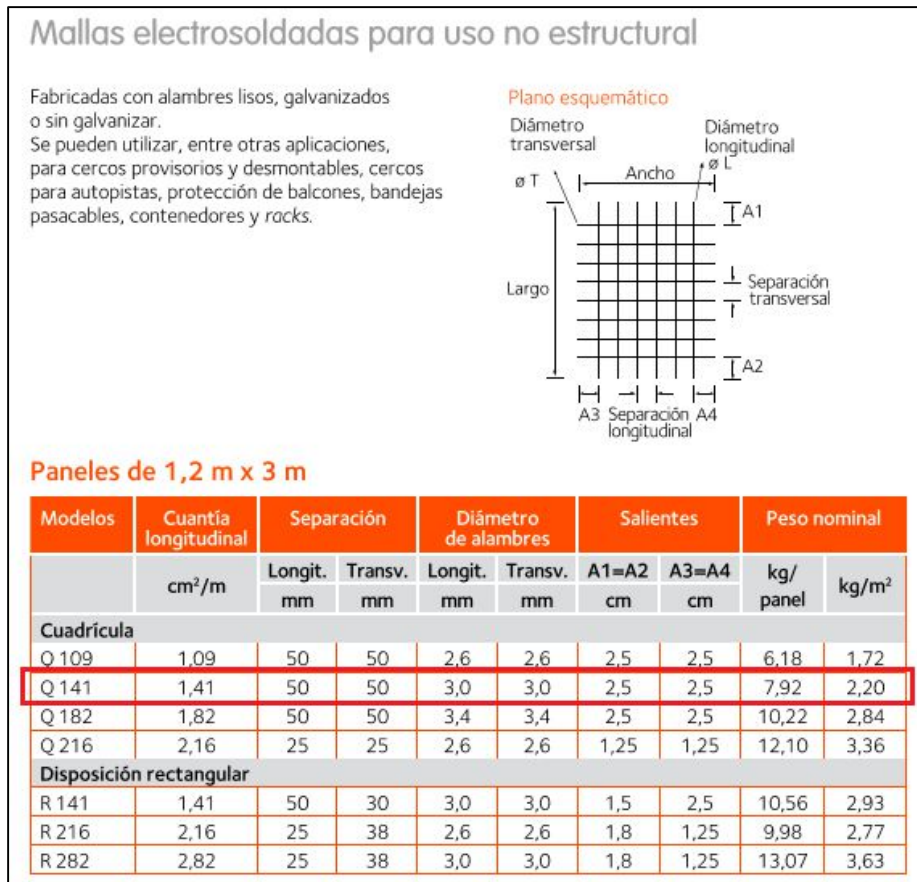


Figura 46. Datos malla seleccionado.

CAPÍTULO IV: BOGIES

4. BOGIES

En la industria ferroviaria se entiende por bogie a la estructura que soporta un número determinado de ejes, normalmente dos o tres, que va conectado al chasis de un vehículo ferroviario para darle así el movimiento de avance mediante sus ruedas cuyos perfiles se adaptan perfectamente a las vías ferroviarias. El elemento básico del bogie es el sistema de rodadura, cuya diferencia principal entre un vehículo ferroviario y cualquier otro tipo de vehículos de transporte terrestre radica en el sistema de guiado. Los carriles por donde circulan las rodaduras del vehículo no solo tienen la misión de apoyo a las ruedas, sino que también les proporciona el guiado lateral.

El bogie proporciona el movimiento seguro del vehículo a lo largo de las vías, en este sistema se incluyen una serie de elementos como lo son el chasis, los ejes, rodamientos especiales y sus respectivas cajas, suspensiones, sistemas de frenado, sistemas de tracción (locomotoras), etc. Dispositivos varios que se encargarán de transmitir los esfuerzos de tracción y/o freno al conjunto del vehículo ferroviario.

Entre las principales funciones de los bogies se encuentran transmitir y distribuir la carga del vehículo sobre los carriles, guiar al vehículo a lo largo de la vía, controlar las fuerzas dinámicas aleatorias producidas por irregularidades de la vía, aplicar de forma segura los esfuerzos de tracción (bogies motrices) y freno, etc. podemos decir entonces que nos encontramos con uno de los principales órganos que componen a un vehículo ferroviario, sea motriz (locomotora) o de arrastre (vagones).

Cuando hablamos de los bogies en el mundo ferroviario nos encontramos con una gran variedad de estos, posee muchas clasificaciones y variedades dentro de cada uno, lo que lo hace muy atractivo a la hora de proyectarlos, ya que no existe un solo bogie para la función que queramos aplicar. Podemos comenzar con la más sencilla, los bogies que son motrices y los que no lo son. Los primeros están proyectados para contener a la unidad de potencia que dará la tracción necesaria para mover toda la formación y los segundos solamente direccionar a los vagones sobre las vías. Como este

proyecto trata de un vagón para carga de automóviles, de aquí en más nos referiremos a los bogies como los no motrices.

Una clasificación muy común que podemos encontrar en los bogies es la de su número de ejes. Los más frecuentes son los de dos ejes por unidad, pero también podemos encontrarlos con un solo eje o, muy poco frecuente, tres. Por otra parte, de acuerdo con donde se encuentre articulado este con respecto al chasis del vagón también varía su clasificación, ya que existen bogies que son comunes a dos vagones y los que no lo son.

Es gigante el listado de clasificaciones que los bogies tienen, pero el más importante para nosotros es el que resume los dos tipos más usados a nivel mundial, con sus distintos matices, pero que engloban a gran parte de los bogies que se encuentran hoy en día. Esta clasificación corresponde a la separación entre bogies tipo europeo y los bogies de tres piezas, que podemos ver en las figuras 47 y 48 respectivamente.



Figura 47. Bogie tipo europeo.



Figura 48. Bogie de tres piezas.

La diferencia en cada uno radica básicamente en dos cuestiones, en los sistemas de suspensiones que estos usan y, por ende, en que aplicación tienen cada uno de ellos. El sistema de suspensión de un vehículo ferroviario es el encargado de soportar su peso y permitir su movimiento oscilatorio controlado sobre sus ejes. De la misma manera tiene la misión de absorber la energía producida por las irregularidades de la vía manteniendo la estabilidad del vehículo, proporcionando seguridad y aportando mayor confort a los pasajeros o carga que se transporta. Las diferencias radicarán en el tipo, las dimensiones y prestaciones específicas del vehículo, pudiendo así clasificar las suspensiones en dos clases:

- Suspensión primaria: se encuentra montada entre el eje y el chasis del bogie, es el primer órgano flexible entre el bogie y el vehículo ferroviario, cumpliendo dos funciones, por una parte, reduce el nivel de vibraciones que soporta el chasis del bogie y los elementos montados sobre él, y segundo asegura un reparto homogéneo de cargas sobre las ruedas, lo cual es fundamental de cara a las a las prestaciones de tracción y freno evitando el riesgo de descarrilamiento.
- Suspensión secundaria: es la que se encuentra entre la propia estructura del vagón y el bogie. La suspensión de los vehículos ferroviarios debe asegurar el filtrado de las vibraciones, no sólo en dirección vertical, sino también en dirección lateral. Este filtrado, en los vehículos guiados, es responsabilidad de la suspensión secundaria. Por este motivo, las suspensiones secundarias presentan una alta flexibilidad en ambas direcciones, vertical y lateral.

Los bogies tipos europeos poseen ambas clases de suspensiones, mientras que los bogies de tres piezas carecen de suspensión primaria, lo que lo hacen menos atractivos para su uso en transporte de personas, como vehículo de transporte de pasajero, contrario a lo que el bogie tipo europeo ofrece. De esta manera, notamos la diferenciación entre ambos: su aplicación. Los bogies de tres piezas son los más usados para el transporte de material de todo tipo y poco para transportar pasajeros, mientras que el bogie europeo, por su parte, son usados para ambos propósitos sin problemas, sin embargo, se aplica más frecuentemente en el transporte de pasajeros debido a su confort en la conducción.

De aquí en adelante, cuando hagamos referencia a los bogies del tren proyectado en este trabajo final de grado estaremos hablando de un bogie de tres piezas, no motriz, para el transporte de mercaderías varias. Si bien nuestro cometido es transportar automóviles, los bogies serán proyectados y calculados para que su aplicación sea versátil, es decir, no importa cuál sea la carga del vagón el bogie cumplirá su cometido sin problemas. Esto lo hace atractivo debido a que un cambio o ampliación en los posibles vagones que una empresa pueda ofrecer, los bogies siempre serán los mismos.

Las partes que conforman al bogie y, por ende, darán lugar a cada una de las secciones del presente capítulo son:

- Bolster
- Vigas laterales
- Suspensión secundaria
- Conexión bogie-chasis vagón (pivote y estabilizadores laterales)
- Ejes
- Caja de rodamientos
- Perfil de rodadura o ruedas

No incluimos en este capítulo al sistema de frenos, ya que lo tomaremos como una unidad aparte de este proyecto, pero no obstante sigue siendo parte del bogie. En la figura 49 podemos apreciar, en resumen, las partes por proyectar en este apartado.

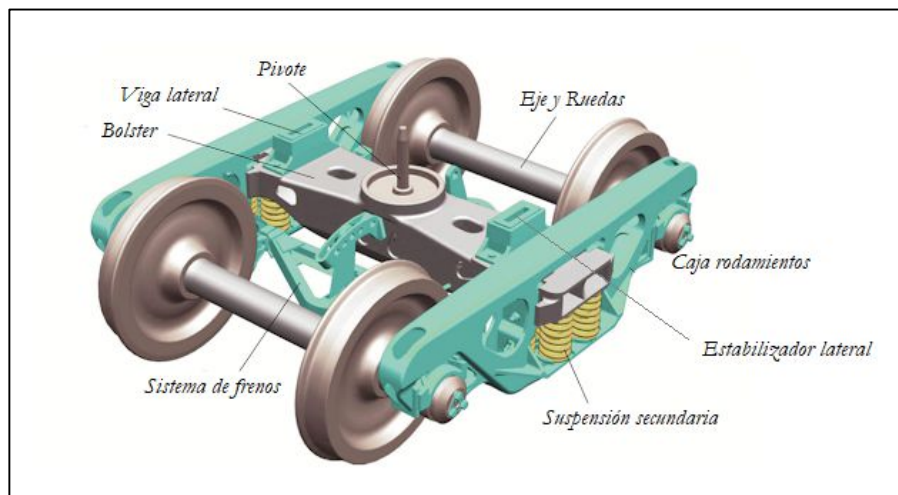


Figura 49. Partes del bogie.

Realizado así los aportes introductorios al capítulo, pasaremos a proyectar y/o calcular cada una de las partes mencionadas arriba. Comenzaremos con el bolster, seguido de las vigas laterales y el sistema de suspensión y finalizaremos con el diseño y cálculo del eje y sus rodamientos.

4.1 BOLSTER

Se le llama bolster a la viga principal que recorre transversalmente al bogie y cuyos apoyos son las dos vigas laterales a través de la suspensión secundaria. El bolster será el encargado de hacer el nexo directo entre el vagón y las ruedas del bogie, será el miembro estructural del bogie que recibirá toda la carga estática y de empuje a las cuales el vagón está sometido. Más adelante veremos y proyectaremos los sistemas que hacen dicha conexión entre los elementos mencionados, pero por ahora diremos que son tres puntos donde la carga se encontrará dividida. Un primer punto que es el pivote central que recibe una parte de la carga estática vertical debido al peso bruto de transporte y un horizontal que corresponde a la fuerza de empuje que la locomotora realiza en cada vagón para su movimiento en las vías.

El bolster estará fabricado por medio de un perfil armado de acuerdo con nuestro diseño utilizando chapa comercialmente conocida como MLC 420 (microaleada) que es el acero más utilizado hasta el momento en el proyecto (Anexo II.1), asumiendo una tensión de fluencia S_y de 4.200 kg/cm^2 y una tensión máxima S_u 4.900 kg/cm^2 . Se hará uso de espesores de chapas normalizados y que se encuentran comúnmente en la industria y estos se tratarán de 1 y $5/16$ de pulgada o 25,4 y 7,94 mm respectivamente. La figura 50 muestra el diseño actual propuesto del bolster para el bogie que nuestro vagón utilizará.

Como podemos apreciar en la figura, también se muestran los resortes de la suspensión secundaria, los dos estabilizadores laterales y el pivote central. Los espirales concéntricos representan la localización de los dos puntos de apoyo que el bolster tendrá, mientras que los estabilizadores laterales y el pivote muestran la ubicación de las fuerzas que posteriormente usaremos en el cálculo.

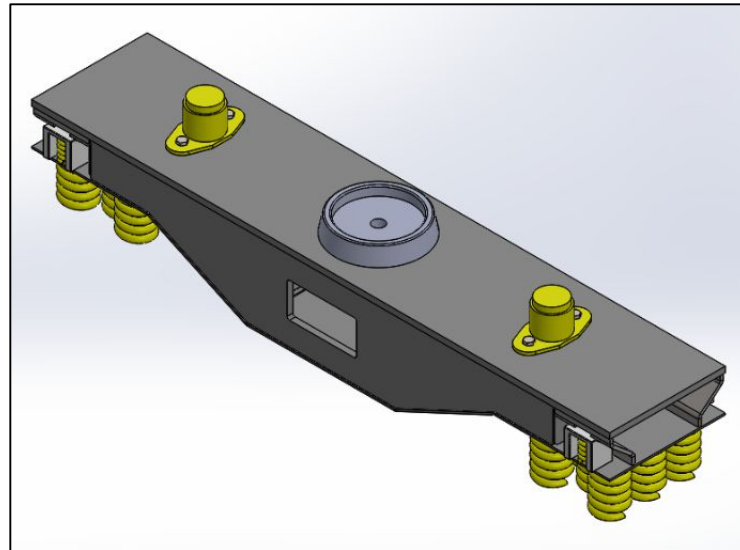


Figura 50. Diseño bolster.

Para resumir lo mencionado en el párrafo anterior, la figura 51 y 52 muestran los diagramas de cuerpo libre del bolster en los planos XY y XZ respectivamente con las cargas que entran en juego en el análisis. Los dibujos son esquemas simplificados del bolster en cuestión. El bolster solamente podrá moverse en la dirección vertical “ Y ” que se muestra en los diagramas, desplazamiento y reacción que son proporcionados por los resortes de la suspensión secundaria.

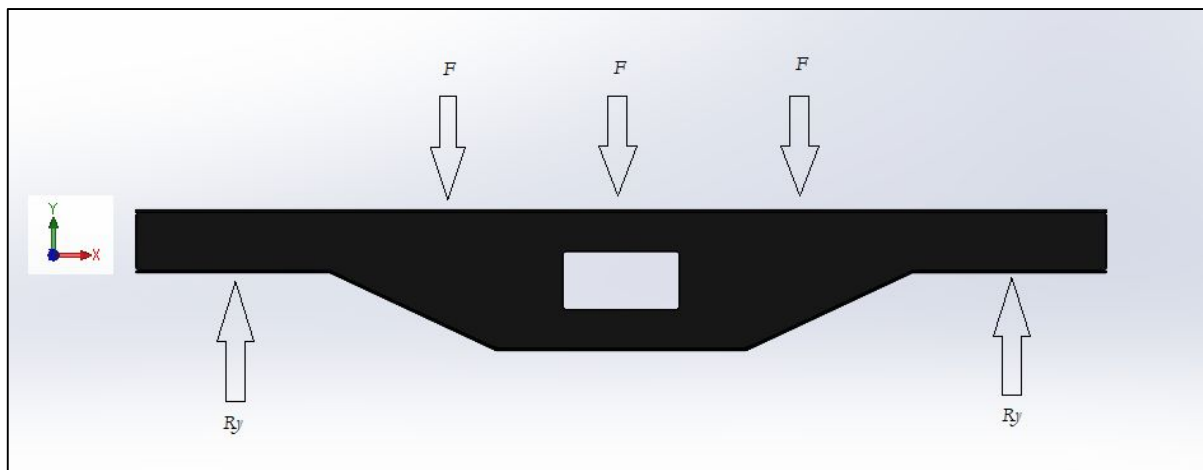


Figura 51. Diagrama cuerpo libre plano XY .

Las fuerzas “ F ” mostradas en el diagrama de la figura 51 son las reparticiones por igual en los tres puntos de apoyo del vagón sobre esta parte del bogie (dos estabilizadores laterales y el pivote) de la carga estática bruta que el bogie soporta por eje. Como mencionamos en las determinaciones previas del proyecto, la carga máxima permitida por cada bogie es de 20 Tn/eje, lo que nos dice, que la fuerza

total aplicada sobre el bolster individual será de 40.000 kgf y, por ende, cada fuerza “F” tendrá un valor de 13.334 kgf. Las reacciones “R_y”, de 20.000 kgf cada una, son las componentes verticales reactivas que los conjuntos de resortes concéntricos helicoidales de cada lado del bolster deberán soportar.

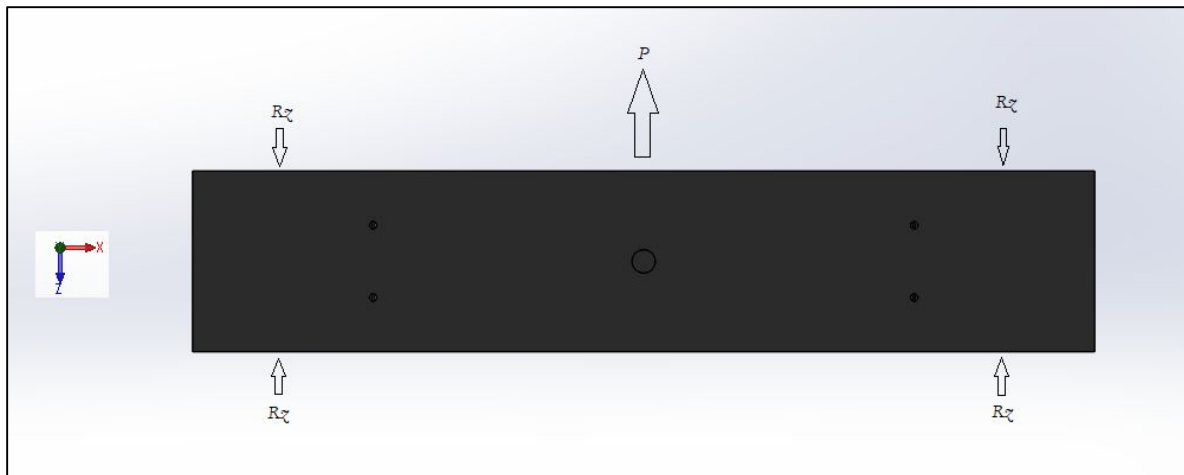


Figura 52. Diagrama cuerpo libre plano XZ.

Por el lado de la carga “P” del diagrama de la figura 52, esta representa la fuerza horizontal debido al empuje que debe realizar la locomotora para poder traccionar ese vagón y su dirección dependerá del sentido de circulación de este. La figura 55 indica también la carga reactiva, que son las paredes de las vigas laterales, manteniéndolo al bolster en todo momento en el mismo lugar rígidamente. La fuerza “P” será obtenida a través del coeficiente de fricción entre las ruedas y las vías durante el arranque del movimiento del vagón, el cual es el más desfavorable ya que realiza la mayor fuerza necesaria para poder comenzar a mover todo el vagón. La bibliografía estipula que, para vagones de cargas, los perfiles de rodaduras utilizados y condiciones normales de las vías ferroviaria, el coeficiente de fricción dinámico es de 0,2 (Anexo IV.1). De esta manera, la carga “P” se calcula de la siguiente manera:

$$P = \mu N = 0,2 * 40.000 \text{ kgf}$$

$$P = 8.000 \text{ kgf}$$

La carga es aplicada directamente sobre el perno que vincula al vagón con el bogie en la zona de pivote, por lo tanto, como veremos más adelante, también nos servirá para proyectar y calcularlo llegado el momento en esa sección del presente capítulo.

Los diagramas de carga y esfuerzos característicos, tensiones normales, de corte y flexiones, se muestran en las figuras 53 y 54 para los planos XY y XZ respectivamente con las fuerzas ya analizadas anteriormente.

Los puntos críticos por analizar, a priori, serán la parte central del bolster y en los lugares donde se localizan los cambios de sección de la viga que forma al bolster. Estos puntos los podemos identificar en los diagramas como “A” y “B”. Más adelante, mediante el uso de la extensión que el software Solidworks nos facilita, el Simulation, trataremos la viga mediante el análisis por elementos finitos para tener resultados más concretos respecto a este análisis previo.

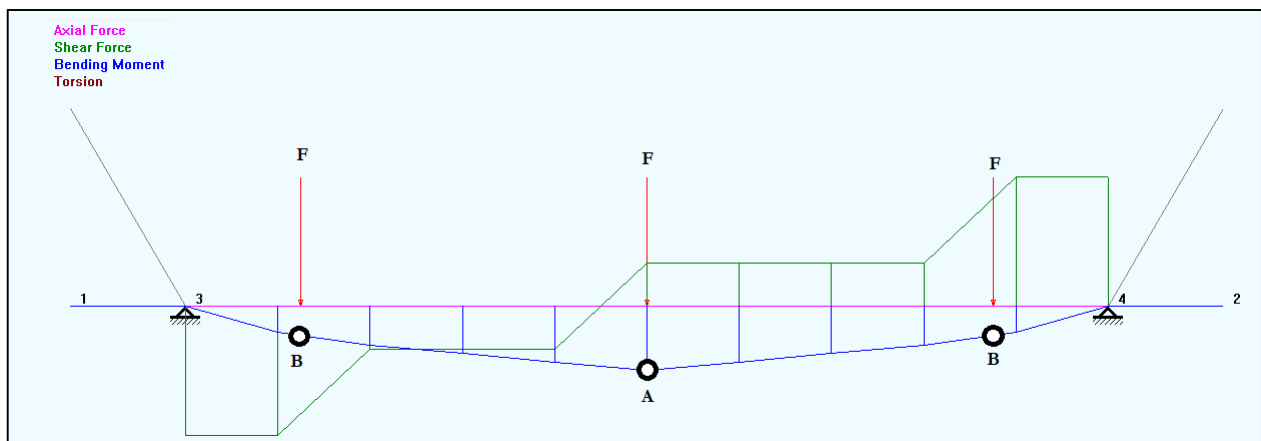


Figura 53. Diagrama esfuerzos plano XY.

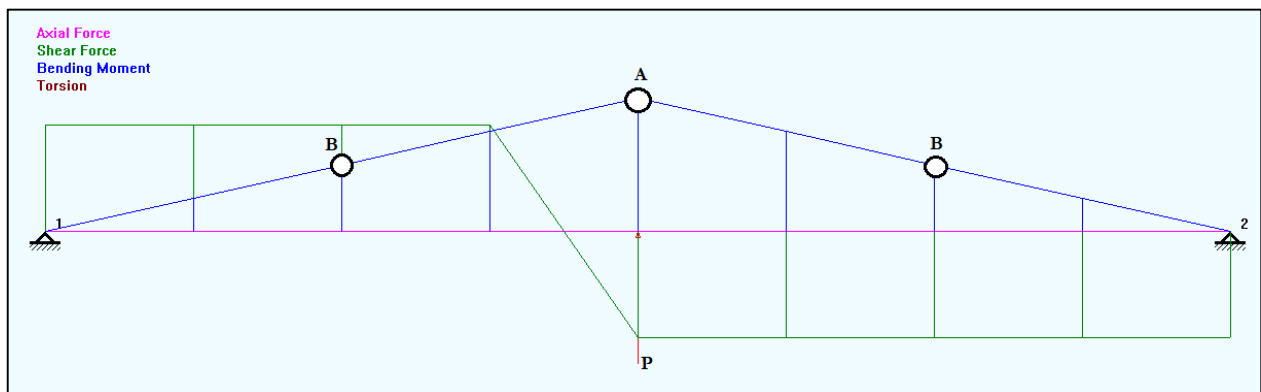


Figura 54. Diagrama esfuerzos plano XZ.

Obtenido los gráficos de momento flector correspondiente a cada plano de las cargas analizadas, procedemos a verificar los estados tensionales resultante de las secciones señaladas arriba

y compararlos con los valores máximos de tensión permitidos por el material usado, de esta manera los resultados serán los coeficientes de seguridad o trabajo mínimo que el bolster se encuentra. Nuevamente, esta parte del estudio fue facilitada a través del software “Analysis”, quien, con las entradas de fuerzas, dimensiones del bolster y sus sujeciones, nos arrojó no solamente los diagramas que revelan las figuras 53 y 54 sino también los distintos valores que toma en todo su largo la viga de momento flector. Esto último lo vemos reflejado en las figuras 55 y 56 para los planos “XY” y “XZ” respectivamente.

NTM Forces						
mm	kgf			kgfm		
Distance	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-0.000	-20001.000				-0.000
250.000	-0.000	-6667.000				-5000.250
500.000	-0.000	-6667.000				-6667.000
750.000	-0.000	-6667.000				-8333.750
1000.000	-0.000	6667.000				-10000.500
1250.000	-0.000	6667.000				-8333.750
1500.000	-0.000	6667.000				-6667.000
1750.000	-0.000	20001.000				-5000.250
2000.000	-0.000	20001.000				-0.000

Figura 55. Resultados en plano XY.

NTM Forces						
mm	kgf			kgfm		
Distance	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-0.000	4000.000				0.000
250.000	-0.000	4000.000				1000.000
500.000	-0.000	4000.000				2000.000
750.000	-0.000	4000.000				3000.000
1000.000	-0.000	4000.000				4000.000
1250.000	-0.000	-4000.000				5000.000
1500.000	-0.000	-4000.000				4000.000
1750.000	-0.000	-4000.000				3000.000
2000.000	-0.000	-4000.000				2000.000
2250.000	-0.000	-4000.000				1000.000
2500.000	-0.000	-4000.000				-0.000

Figura 56. Resultados en plano XZ.

Comenzamos por el punto “A”, la parte central del bolster, ubicado a 1.250 mm de los extremos, donde los momentos flectores en ambos planos son máximos. Los valores alcanzados en este sector son los marcados con verde claro en las figuras 55 y 56, tomando los siguientes resultados:

$$M_{XY}^A = 1.000.000 \text{ kgcm}$$

$$M_{XZ}^A = 500.000 \text{ kgcm}$$

La teoría que debe aplicarse en este estudio es la flexión disimétrica, ya que nos encontramos con flexión en dos planos distintos para una misma sección y para ello debemos conocer cuáles son las propiedades del área en ambos ejes cartesianos de la sección "A". La figura 57 muestra la sección central del bogie ("A") y la ubicación de sus ejes.

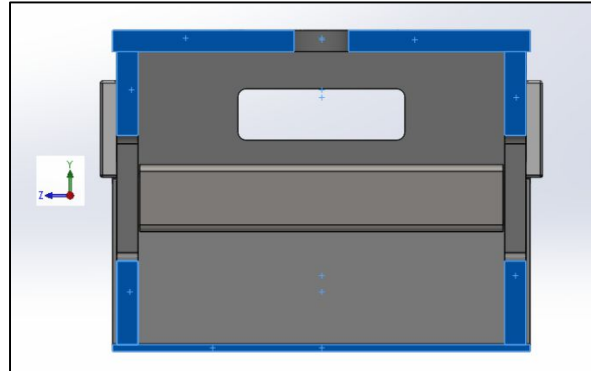


Figura 57. Sección central bolster.

Mediante la ayuda del software de dibujos asistido, Solidworks, los valores de momento de inercia y distancia a la fibra más alejada del área sometido a trabajo son los siguientes:

$$I_{ZZ}^A = 61.036,76 \text{ cm}^4$$

$$I_{YY}^A = 89.549,76 \text{ cm}^4$$

$$d_Y = 23,71 \text{ cm}$$

$$d_Z = 24,5 \text{ cm}$$

La ecuación por aplicar para el cálculo de la tensión resultante en el bolster debido a la flexión disimétrica es la que se muestra a continuación sacada de la teoría de resistencia de materiales:

$$S_A = \frac{M_{XY}^A d_Y}{I_{ZZ}^A} + \frac{M_{XZ}^A d_Z}{I_{YY}^A}$$

Como cada término ya fue calculado antes, resta solamente reemplazar valores y así obtener el esfuerzo normal resultante debido a las flexiones que entran en juego. Si bien la ecuación muestra

una adición de dos valores positivos, bien pudo haberse tratado de dos valores negativos, indicando suma de tensiones de compresión, pero al tratarse de una sección simétrica ambos valores serán los mismos y, por ende, da lo mismo uno u otro. A su vez, el hecho de tratarse de hierro al carbono, la fluencia del material es la misma tanto a la tracción como a la compresión, por lo que, otra vez, da lo mismo tratar de una u otra forma a la tensión resultante. Mencionado todo estos, la tensión normal a la que está sometida la sección “A” o central del bolster es la siguiente:

$$S_A = 390 \text{ kg/cm}^2 + 140 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_A = 530 \text{ kg/cm}^2$$

De esta forma, el coeficiente de trabajo en la parte central del bolster hecha con el material mencionado anteriormente es:

$$N_A = \frac{S_y}{S_A}$$

$$N_A = \frac{4.200 \text{ kg/cm}^2}{530 \text{ kg/cm}^2} = 7,92$$

Valor que es aceptable en los cálculos que venimos realizando durante todo el proyecto, por lo que el bolster verifica a la resistencia y más adelante verificaremos mediante el Simulation su rigidez.

Acto seguido, procedemos a realizar el mismo concepto de análisis que en la sección central del bolster, pero esta vez se lo ejecutará en los cambios de sección que la viga presenta, a 500 mm de los extremos del bolster, los puntos denominados “B” en las figuras mostradas arriba. Los valores de momento flector alcanzados en ambos planos de acción en dicha área fueron los siguientes, que se muestran en los recuadros rojos de las figuras 55 y 56:

$$M_{XY}^B = 500.000 \text{ kgcm}$$

$$M_{XZ}^B = 200.000 \text{ kgcm}$$

La teoría que debe aplicarse en este estudio, como antes, es la flexión disimétrica, ya que nos encontramos con flexión en dos planos distintos para una misma sección. La figura 58 muestra las secciones “B” y la ubicación de sus ejes.

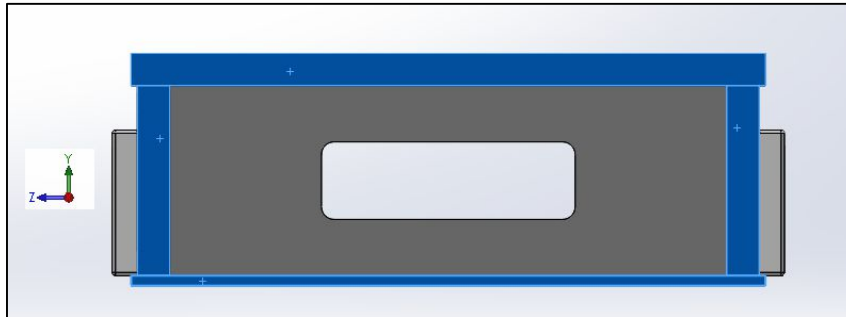


Figura 58. Cambio de sección bolster.

Nuevamente, mediante la ayuda del software de dibujo asistido, Solidworks, los valores de momento de inercia y distancia a la fibra más alejada del área sometido a análisis son los siguientes. Por qué se decide analizar esta sección se debe a que el momento flector en ese punto para ambos planos está en pleno ascenso y las dimensiones de las secciones cambian rotundamente, por lo que amerita su verificación.

$$I_{ZZ}^B = 11.113,53 \text{ cm}^4$$

$$I_{YY}^B = 75.887,56 \text{ cm}^4$$

$$d_Y = 11,6 \text{ cm}$$

$$d_Z = 24,5 \text{ cm}$$

La ecuación por aplicar para el cálculo de la tensión resultante en el bolster debido a la flexión disimétrica es la misma que usamos para la parte central del bolster, solo que cambian los protagonistas que entran en juego, y se muestra a continuación:

$$S_B = \frac{M_{XY}^B d_Y}{I_{ZZ}^B} + \frac{M_{XZ}^B d_Z}{I_{YY}^B}$$

Como cada término ya fue calculado antes, resta solamente reemplazar valores y así obtener el esfuerzo normal resultante debido a las flexiones que entran en juego. Si bien la ecuación muestra una adición de dos valores positivos, bien pudo haberse tratado de dos valores negativos, indicando suma de tensiones de compresión, pero al tratarse de una sección simétrica ambos valores serán los mismos y, por ende, da lo mismo uno u otro. A su vez, el hecho de tratarse de hierro al carbono, la fluencia del material es la misma tanto a la tracción como a la compresión, por lo que, otra vez, da lo mismo tratar de una u otra forma a la tensión resultante.

Mencionado todo lo anterior, la tensión normal a la que está sometida las secciones “B” y “C” es la siguiente:

$$S_B = 522 \text{ kg/cm}^2 + 65 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_B = 587 \text{ kg/cm}^2$$

De esta forma, el coeficiente de trabajo en los cambios de sección del bolster hecha con el material mencionado anteriormente es el siguiente:

$$N_B = \frac{S_y}{S_B}$$

$$N_A = \frac{4.200 \text{ kg/cm}^2}{587 \text{ kg/cm}^2} = 7,15$$

Valor que es aceptable en los cálculos que venimos realizando durante todo el proyecto, por lo que el bolster verifica a la resistencia en este punto y más adelante verificaremos mediante el Simulation su estado de rigidez.

Estos cálculos que hemos hechos para verificar si el estado en que se encuentra trabajando el bolster proyectado es adecuado serán comprobados finalmente mediante el cálculo por elementos finitos ayudado por el complemento de Solidworks usados durante toda la tesis. Estos cálculos nos

permiten continuar con el diseño y cálculo del resto del bogie, dejando para el final del capítulo todas las simulaciones pertinentes.

4.2 VIGAS LATERALES

Las vigas laterales, junto con el bolster que proyectamos anteriormente, son las piezas que forman el chasis o bastidor del bogie. Para el bogie que venimos diseñando y calculando, denominado bogie de tres piezas, el número de dichas vigas serán dos, una del lado derecho y la otra del lado izquierdo del bogie. Las vigas laterales están vinculadas al vagón a través del bolster, con quien, a su vez, se vinculan entre sí por medio de la suspensión secundaria, más precisamente, los resortes helicoidales en ambos lados del bolster que veremos más adelante. La imagen 59 muestra el diseño propuesto para las vigas laterales del bogie en cuestión.

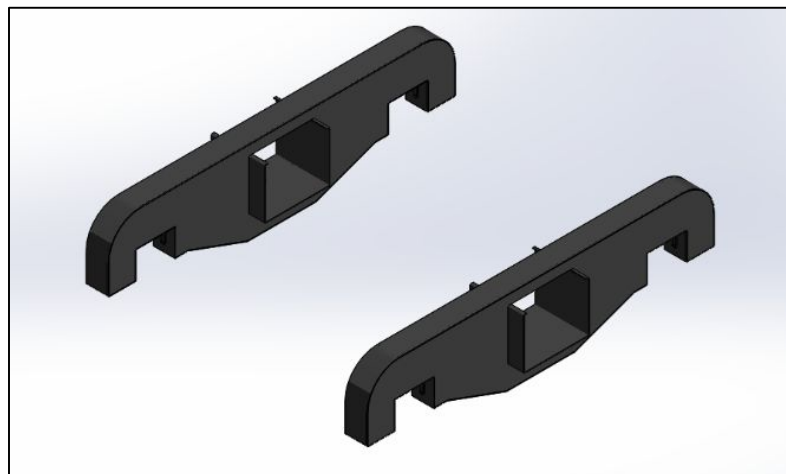


Figura 59. Vigas laterales.

Como podemos apreciar en la imagen arriba, a cada lado de las vigas se encuentra una caja rectangular, en esta, se ubicarán las cajas porta rodamientos que llevarán los cojinetes adecuados para la función que deba cumplirse. Por el momento nos focalizaremos en estas cajas rectangulares solo para determinar que allí se localizarán los puntos de apoyo de las vigas para poder proceder con los cálculos de su resistencia y rigidez, los rodamientos y sus cajas serán proyectados en secciones siguientes.

Las vigas laterales estarán constituidas por chapa de espesores comerciales de $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{16}$ " de espesor, que en milímetros nos referimos a 12,7 y 4,76 mm respectivamente. El material será el ya conocido acero de alta resistencia microaleada que su proveedor llama MLC 420 con una tensión de fluencia S_y de 4.200 kg/cm^2 y una tensión máxima S_u 4.900 kg/cm^2 (Anexo II.1).

La figura 60 muestra el estado de cargas de cada viga lateral. Como puede apreciarse, las reacciones son proporcionadas por las ruedas y estas son transmitidas a los rieles de la vía ferroviaria en cuestión.

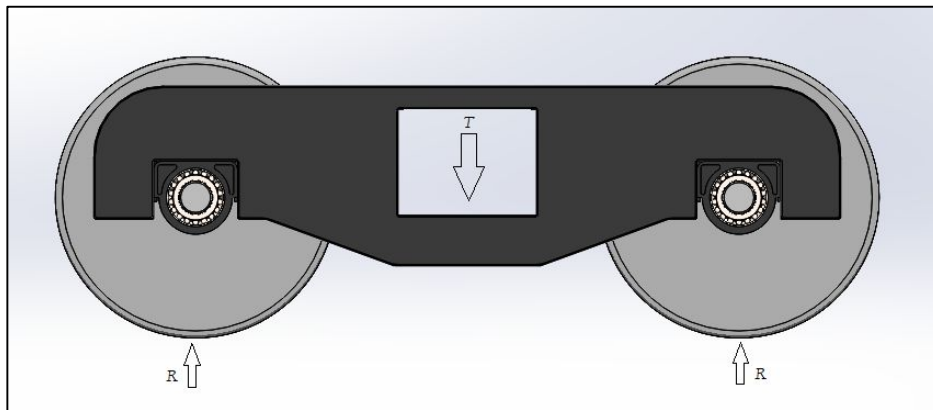


Figura 60. Diagrama cuerpo libre viga lateral.

La carga “T” representa la reacción convertida en acción que cada conjunto de resortes helicoidales de la suspensión secundaria soportaba del bolster, es decir, las reacciones “ R_y ” obtenidas en la sección 4.1, cuyos valores alcanzaron los 20.000 kgf. De esta manera y tratándose de una viga simplemente apoyada, los valores de las reacciones “R” de los rieles tomarán cada una por igual un valor de 10.000 kgf.

Una vez realizado este análisis de cargas aplicadas sobre las vigas laterales del bogie, procedemos a determinar las sollicitaciones a la que se encuentra sometida cada una de las vigas. La figura 61 representa los diagramas de momento flector, corte y normales, este último, como se aprecia, no presenta a los que se encuentra sometida la viga. Como a lo largo del proyecto, mediante el software “Analysis” no solo graficamos los diagramas característicos sino también obtenemos los distintos valores que toman a lo largo de la viga. A los resultados que el programa arroja los podemos apreciar

a través de la figura 62, marcando con un rectángulo el valor máximo de momento flector, que se localiza en el centro de la viga.

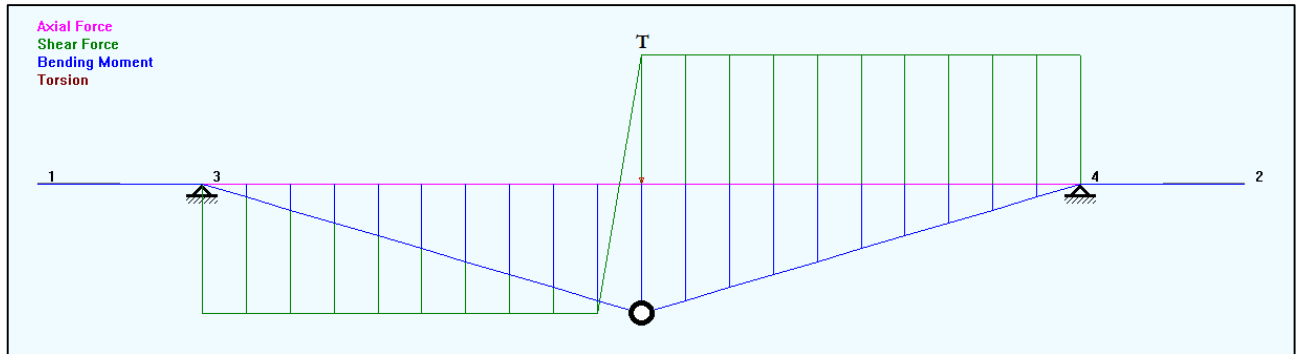


Figura 61. Diagrama esfuerzos viga lateral.

NTM Forces						
mm	kgf			kgfm		
Distance	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-0.000	-10000.00				0.000
200.000	-0.000	-10000.00				-2000.00
400.000	-0.000	-10000.00				-4000.00
600.000	-0.000	-10000.00				-6000.00
800.000	-0.000	-10000.00				-8000.00
1000.000	-0.000	10000.00				-10000.00
1200.000	-0.000	10000.00				-8000.00
1400.000	-0.000	10000.00				-6000.00
1600.000	-0.000	10000.00				-4000.00
1800.000	-0.000	10000.00				-2000.00
2000.000	-0.000	10000.00				0.000

Figura 62. Resultados vigas laterales.

Claramente, como mencionamos arriba, el punto crítico de las vigas laterales se encuentra en el centro, donde el esfuerzo de corte se hace cero y, por ende, el momento flector es el máximo. Según los datos arrojados, el valor del momento flector es:

$$M = 1.000.000 \text{ kgcm}$$

Una vez encontrado el máximo valor alcanzado y su localización, procedemos a determinar las propiedades del área en dicho punto. La imagen 63 muestra la sección en corte de la parte central de cada viga lateral, lugar donde se llevará a cabo el análisis. El objetivo es determinar el coeficiente de seguridad al que se encuentran trabajando cada viga lateral bajo las condiciones de fuerzas propuesta.

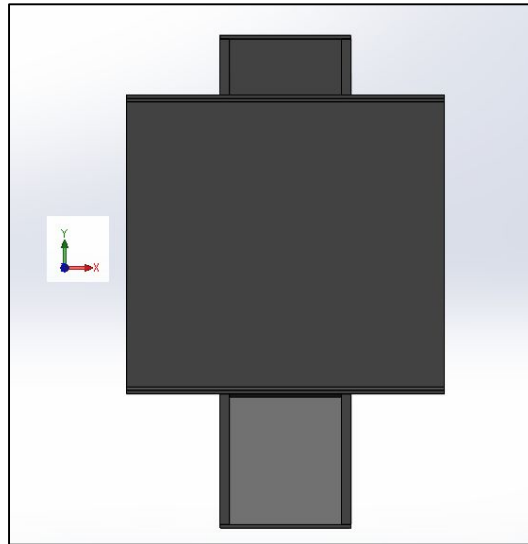


Figura 63. Sección central vigas laterales.

En este caso, nos interesa el momento de inercia del área respecto al eje XX y la distancia a la fibra más alejada “ d_y ”. La forma de llegar a estos valores requeridos fue aplicando la herramienta más usada hasta el momento, el Solidworks. El software nos calculará automáticamente el momento de inercia del área respecto a dicho eje, y su valor será el siguiente (junto con la distancia a la fibra más alejada):

$$I_{XX} = 57.836,44 \text{ cm}^4$$

$$d_y = 41 \text{ cm}$$

De esta forma, ya estamos en condiciones de calcular la tensión a la que se encuentra sometida la sección central de las vigas laterales, mediante la fórmula de Navier, esta tensión toma el siguiente valor:

$$S = \frac{M d_y}{I_{XX}}$$

$$S = 710 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora, finalmente, podemos calcular el coeficiente de trabajo o seguridad a la que se encuentra la viga en el punto analizado, de acuerdo con el material empleado para su fabricación que

mencionamos al principio de la sección. Lo que estamos realizando, entonces, es verificar si la resistencia de la viga es adecuada, si su diseño, a primera instancia, es apropiado, y este valor será:

$$N = \frac{S_y}{S}$$

$$N = \frac{4.200 \text{ kg/cm}^2}{710 \text{ kg/cm}^2} = 5,92$$

Valor altamente satisfactorio, pero queda verificar su rigidez, es decir, cuáles son las deformaciones a las que se encuentran las vigas y determinar si son aptas.

En una primera instancia, estos cálculos nos permiten avanzar con el diseño del bogie, más adelante, como ya mencionamos, por medio del Solidworks Simulation, verificaremos su estado tensional y de deformación aplicando la teoría de elementos finitos.

4.3 SUSPENSIÓN SECUNDARIA

El sistema de suspensión de un vehículo es el encargado de soportar el peso del vehículo y permitir su movimiento elástico controlado sobre sus ejes y de absorber la energía producida por las irregularidades de la vía para mantener la estabilidad del vehículo, proporcionando mayor confort y seguridad a los pasajeros y/o carga que se transporta, debe garantizarse la comodidad de los pasajeros y la protección de las mercancías transportadas, reduciendo lo mayor posible los movimientos verticales, longitudinales y transversales.

Cuando comenzamos este capítulo hablando de las clases de bogies que podemos encontrar en el mundo ferroviario, una de las más comunes que mencionamos fue la de los bogies tipo europeos versus bogies de tres piezas (actualmente proyectado). Allí mencionamos que su diferencia radicaba en sus sistemas de suspensión utilizados, definimos cuando una suspensión era primaria o secundaria y que suspensiones aplicaban cada uno de los bogie enfrentados. Como el bogie elegido para este proyecto fue uno de tres piezas, la única suspensión presente será la secundaria, por eso, esta sección tratará del diseño y cálculo de dicho sistema.

La suspensión secundaria es la encargada de absorber los movimientos verticales y laterales del bogie con respecto al bastidor o chasis del vehículo ferroviario, además, sirve de apoyo de éste con las vigas laterales del bogie, como vimos en las secciones anteriores.

Para nuestro caso, la suspensión secundaria estará formada por muelles o resortes y un sistema de amortiguación por fricción. Los resortes helicoidales son probablemente los elementos de rigidez más utilizados en las suspensiones de vehículos, normalmente se utilizan trabajando a compresión y se fabrican a partir de barras de acero de alta resistencia conformados mediante bobinado en frío o en caliente. En suspensiones ferroviarias, es habitual utilizar resortes montados concéntricamente uno dentro de otro, equivalente a dos resortes en paralelo ayudando a reducir mucho más las oscilaciones. Los amortiguadores de fricción se utilizan en suspensiones de vagones de mercancías, mucho más que en el transporte de personas, y constan de elementos de fricción a los cuales se deriva o se hace pasar parte de la carga vertical.

Para nuestro caso, comenzaremos el diseño de la suspensión con los resortes concéntricos helicoidales, describiendo cuáles serán sus dimensiones y propiedades características más importantes y terminaremos verificando su estado tensional siguiendo los fundamentos más importantes del cálculo de resortes de esta clase. Una vez obtenido el arreglo de muelles, se indicarán cuáles serán los módulos o partes que formarán nuestra amortiguación por fricción.

En la figura 64 podremos notar cuál es el arreglo de los resortes helicoidales concéntricos que utilizaremos para cumplir con la suspensión secundaria de los bogies que el vagón de tren de este proyecto utilizará. En total, serán 16 resortes helicoidales concéntricos, totalizando así 32, distribuidos uniformemente a cada lado del bolster.

En la figura 65, por su parte, podemos apreciar más en detalle la distribución de los muelles. Como vimos en la sección referida al cálculo y diseño del bolster los grupos de resortes ubicados a cada lado de este actuaban como apoyo vertical de esta viga, originando reacciones que ahora pasan a ser acciones sobre estos conjuntos de muelles.

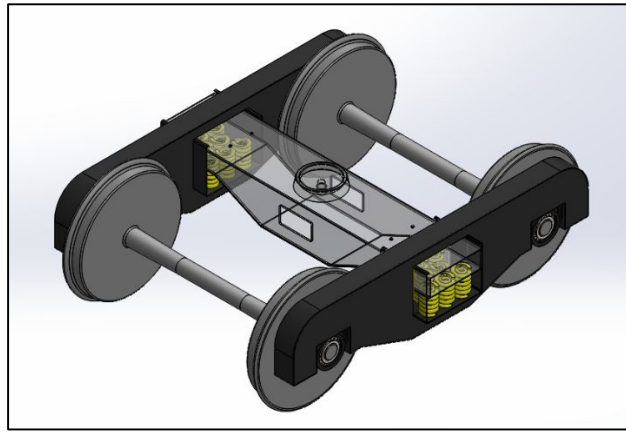


Figura 64. Arreglo resortes.

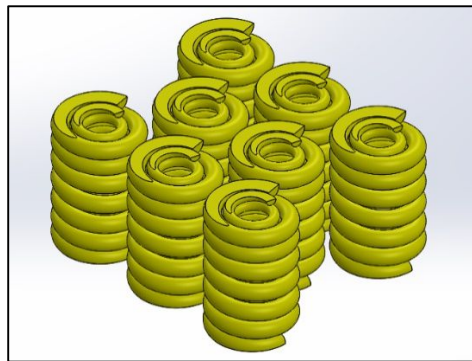


Figura 65. Distribución muelle.

Al contar con 8 pares de resortes concéntricos a cada lado del bolster, y sabiendo que la fuerza total que reciben es de 20.000 kgf, cada par de resortes concéntricos recibirán un total de 2.500 kgf. Como se tratan de resortes concéntricos, esto implica a la equivalencia a un arreglo en serie de dichos resortes, por lo que la deformación que cada uno recibirá será la misma, pero debido a las diferencias dimensionales de cada muelle, el resorte interior soportará una carga distinta al del resorte exterior, por lo que su análisis tensional deberá ser tratado por separado. La imagen 66 muestra en detalle cada uno de los resortes por separado. De aquí en adelante llamaremos al exterior como “1” y al interior como “2”.

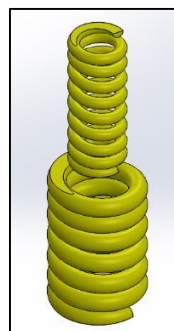


Figura 66. Resortes helicoidales concéntricos.

Tanto el resorte exterior como el interior están elaborados con barras de acero laminados y bobinados en caliente, de acero comercialmente encontrado como AISI 9254 (Anexo IV.2), con extremos amolados y escuadrados, y la longitud libre de ambos será de 200 mm.

La diferenciación entre los dos muelles radica básicamente en el diámetro de la bobina, el diámetro medio y paso de la espiral y el número de espiras activas del resorte. El resorte exterior presenta un diámetro de galga de 25,4 mm, un diámetro medio de 109,6 mm, un paso de 34 mm y 5 espiras activas trabajando. El muelle interior, por su parte, presenta un diámetro de la barra de 15,88 mm, un diámetro medio y paso de la espiral de 64,125 y 26 mm respectivamente y ostenta 7 espiras activas de trabajo. Las figuras 67 y 68 muestran un diagrama resumiendo las principales características de los resortes exteriores e interiores respectivamente.

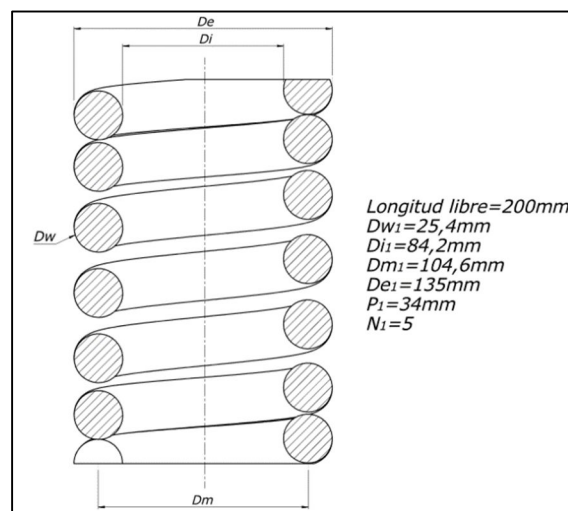


Figura 67. Resorte exterior.

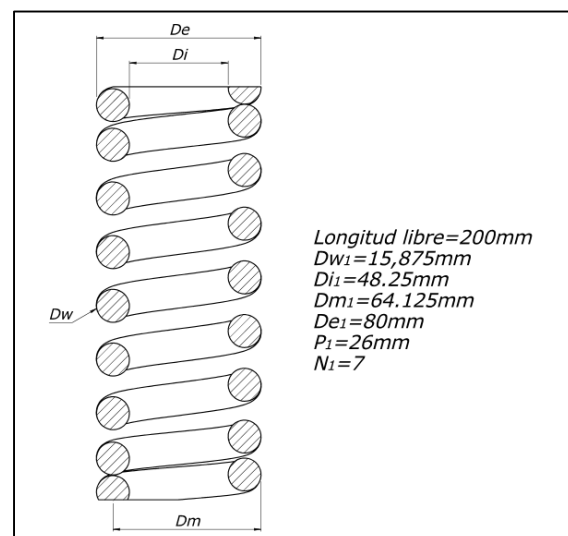


Figura 68. Resorte interior.

Conociendo la fuerza que actúa sobre cada para de muelles concéntricos y las propiedades constructivas de cada uno de los resortes, calcularemos a que carga se encuentran sometidos individualmente los resortes interiores y exteriores para así verificar su estado tensional con las propiedades del material que los conforman.

Ya mencionamos que este arreglo concéntrico significa que ambos resortes se encuentran trabajando en paralelo, es decir, ambos se deforman una misma cantidad. Conociendo cuanto es lo que se deforman estos dos resortes y sus coeficientes “k”, o también llamados coeficientes de rigidez de resorte, podremos encontrar la fuerza actuante sobre cada uno de estos. La suma de “F₁” con “F₂” nos dará la total de 2.500 kgf.

Para determinar la deformación que sufren ambos muelles debemos primero conocer la constante de rigidez de los resortes exteriores e interiores. Ya diseñado el resorte y por ende conocida todas sus propiedades constructivas, este valor se puede calcular a través de la siguiente ecuación que la bibliografía nos facilita:

$$k = \frac{G D_w}{8 C^3 N}$$

Donde cada termino corresponde a un dato propio de cada resorte, relacionado con sus dimensiones y/o el material que lo forma, y cada término tiene el siguiente significado:

- G: módulo de elasticidad transversal. Para acero su valor es de 807.000kg/cm²
- D_w: diámetro de la bobina del resorte.
- C: índice del resorte. Su valor es igual al diámetro medio del muelle sobre el diámetro de la bobina (D_m/D_w).
- N: número de espiras activas del resorte en cuestión.

De esta manera, ya introducidos el significado de cada término, podemos avanzar y calcular que constante de rigidez poseen los muelles exteriores e interiores, y ellos son:

$$k_1 = \frac{G D_{w1}}{8 C_1^3 N_1}$$

$$k_2 = \frac{G D_{w2}}{8 C_2^3 N_2}$$

Donde los términos toman los siguientes valores:

- $D_{w1} = 2,54 \text{ cm}$
- $D_{w2} = 1,588 \text{ cm}$
- $C_1 = 4,3$
- $C_2 = 4$
- $N_1 = 5$
- $N_2 = 7$

Entonces, así obtendremos:

$$k_1 = 644,53 \text{ kg/cm}$$

$$k_2 = 357,45 \text{ kg/cm}$$

Ahora bien, como se trata de un arreglo en paralelo, al análisis teórico del tratamiento de problemas de este caso nos dice que la constante resultante del sistema de resortes, en este caso dos, es la suma lineal de las constantes de rigidez de cada resorte individual, es decir, para nuestro caso, la constante de rigidez de los resortes helicoidales concéntricos será la siguiente:

$$k = k_1 + k_2$$

$$k = 1.001,58 \text{ kg/cm}$$

La ley que rige el comportamiento de los resortes nos dice que la fuerza necesaria para deformar un resorte una determinada cantidad es igual a dicha cantidad por la constante de rigidez del sistema, lo que, para nuestro caso, aplicando el camino inverso, para saber cuánto se deforma el resorte de constante y fuerza conocida debemos aplicar:

$$F = k d \rightarrow d = \frac{F}{k}$$

$$d = 2.5\text{cm} = 25\text{ mm}$$

Los resortes se deformarán 25 mm cuando la carga total aplicada sean los 2.500 kgf máximos posibles que se permite como peso bruto del vagón.

Ahora si estamos en condiciones de saber cuánta carga soportarán los resortes exteriores e interiores, y esto se hace aplicando la misma ley usada arriba, obteniendo así los siguientes resultados:

$$F_1 = k_1 d = 1.610\text{ kgf}$$

$$F_2 = k_2 d = 890\text{ kgf}$$

Todos estos pasos previos que hicimos hasta llegar al valor de las fuerzas a las que son sometidos los resortes exteriores e interiores fueron para poder así corroborar el estado tensional al que se encuentran sometido. El análisis consiste en tratar cada uno de manera separado, comenzando por el exterior y terminando con el interior.

RESORTE EXTERIOR

La comprobación a la que debe llegarse es sencilla, debemos comparar la máxima tensión de corte permitida por el material que conforma al resorte con la tensión a la que se encuentra trabajando, el resultado nos dará el coeficiente de seguridad a la que se encuentra el muelle. La ecuación madre es la siguiente:

$$N_1 = \frac{S_{S1}}{S_{Sd1}}$$

Ya mencionamos que el material se trata de un acero AISI 9254 (Anexo IV.2), conformado o bobinado en caliente, pero no hablamos de sus propiedades mecánicas. La teoría aporta una ecuación para determinar su máxima tensión permitida, válida para este acero y que depende del diámetro del alambre con que se elabora el resorte, su ecuación, y por ende tensión resultante es la siguiente:

$$S_{S1} = \frac{10.980}{D_{w1}^{0.31}}$$

$$S_{s_1} = 8.200 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora debemos calcular la tensión de corte que se encuentra sometido el resorte exterior, para ello, debemos aplicar la siguiente ecuación que la bibliografía nos facilita luego de un análisis teórico en el tratamiento de problemas de resortes helicoidales.

$$S_{sd_1} = \frac{K_1 F_1 D_{m1}}{\pi D_{w1}^3}$$

Donde cada termino significa lo siguiente y alcanza los sucesivos valores:

- $K_1 = 1,37$. Coeficiente de Wahl. Coeficiente de concentración de esfuerzos en resortes. Valor que se obtiene de gráficos facilitados por la bibliografía (Anexo IV.3).
- $F_1 = 1.610 \text{ kgf}$. Fuerza sobre muelle exterior.
- $D_{m1} = 10,96 \text{ cm}$. Diámetro medio del resorte.
- $D_{w1} = 2,54 \text{ cm}$. Diámetro alambre del resorte.

De esta manera, reemplazando los valores en la ecuación pertinente obtendremos el valor al que se encuentra sometido el resorte en su condición extrema de trabajo, y este es:

$$S_{sd_1} = 3.760 \text{ kg/cm}^2$$

De esta forma logramos encontrar los dos valores que se pretenden comprar, resultando así el coeficiente de seguridad del resorte “1” o exterior para la peor condición de trabajo, cuando la carga bruta en un vagón es la máxima. Llegamos coeficiente cuyo resultado es:

$$N_1 = \frac{S_{s_1}}{S_{sd_1}} = \frac{8.200 \text{ kg/cm}^2}{3.760 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N_1 = 2,18$$

Valor altamente aceptable. La bibliografía recomienda factores de seguridad para el cálculo y diseño de resortes mayores a 1,35, por lo que este valor cumple con la referencia tomada.

RESORTE INTERIOR

Ahora es el turno de comprobar al resorte “2” o interior de los muelles concéntricos de la suspensión secundaria. La comprobación a la que debe llegarse es sencilla, debemos comparar la máxima tensión de corte permitida por el material que conforma al resorte con la tensión a la que se encuentra trabajando, el resultado nos dará el coeficiente de seguridad a la que se encuentra el muelle interior. La ecuación madre, otra vez, es la siguiente:

$$N_2 = \frac{S_{S_2}}{S_{sd_2}}$$

Ya dijimos que el material usado se trata de un acero AISI 9254 (Anexo IV.2), conformado o bobinado en caliente. La teoría aporta una ecuación para determinar su máxima tensión de corte permitida por este acero, que depende del diámetro del alambre con que se elabora el resorte. La tensión resultante es la siguiente:

$$S_{S_2} = \frac{10.980}{D_{w2}^{0.31}}$$

$$S_{S_2} = 9.500 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora debemos calcular la tensión de cizalla que se encuentra sometido el resorte exterior, para ello, debemos aplicar la misma ecuación que usamos arriba para el resorte exterior, ecuación que la bibliografía nos facilita luego de un análisis teórico en el tratamiento de problemas de resortes helicoidales.

$$S_{sd_2} = \frac{K 8 F_2 D_{m2}}{\pi D_{w2}^3}$$

Donde cada termino significa lo siguiente y alcanza los sucesivos valores:

- $K_2 = 1,4$. Coeficiente de Wahl. Coeficiente de concentración de esfuerzos en resortes. Valor que se obtiene de gráficos facilitados por la bibliografía (Anexo IV.3).
- $F_2 = 890kgf$. Fuerza sobre muelle interior.
- $D_{m2} = 6,413cm$. Diámetro medio del resorte interior.
- $D_{w2} = 1,58cm$. Diámetro alambre del resorte interior.

De esta manera, reemplazando los valores en la ecuación pertinente obtendremos el valor al que se encuentra sometido el resorte en cuestión para su ya mencionada condición extrema de trabajo, y esta tensión llega a tomar el siguiente valor:

$$S_{sd_2} = 5.085 \text{ kg/cm}^2$$

De esta forma logramos encontrar los dos valores que se pretenden comprar desde un principio, resultando así el coeficiente de seguridad del resorte “2” o interior para la peor condición de trabajo, cuando la carga bruta en un vagón es la máxima. Llegamos a un coeficiente cuya cuantía es:

$$N_2 = \frac{S_{s_2}}{S_{sd_2}} = \frac{9.500 \text{ kg/cm}^2}{5.085 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N_1 = 1,9$$

Valor aceptable. La bibliografía recomienda factores de seguridad para el cálculo y diseño de resortes mayores a 1,35, por ende, este valor cumple con la referencia tomada de este libro.

Como vimos, los resultados en ambos resortes fueron satisfactorios, por lo que los resortes concéntricos helicoidales y su arreglo para la suspensión secundaria quedo totalmente definido. Cabe aclarar que se proyectó para una carga bruta de 20 Tn/eje de bogie, totalizando 40 Tn por bogie en nuestro caso. Este valor no se llega a alcanzar en el vagón de tren para carga de automóviles de esta

tesis, de hecho, nuestro peso bruto está muy por debajo de esos valores, pero proyectándolo de la manera que lo hicimos nos garantizamos que los bogies sean adaptables a cualquier aplicación que se pretenda.

Para completar la suspensión debemos hablar de la amortiguación que presentarán los bogies en el sistema de suspensión secundaria que se está llevando a cabo. La amortiguación que usan estos bogie de tres piezas y que por ende aplicaremos aquí son los denominados de fricción. Existen dos tipos de amortiguamiento por fricción en los bogies de tres piezas para la suspensión secundaria: amortiguación de presión progresiva y amortiguación de presión constante (A y B de la figura 69).

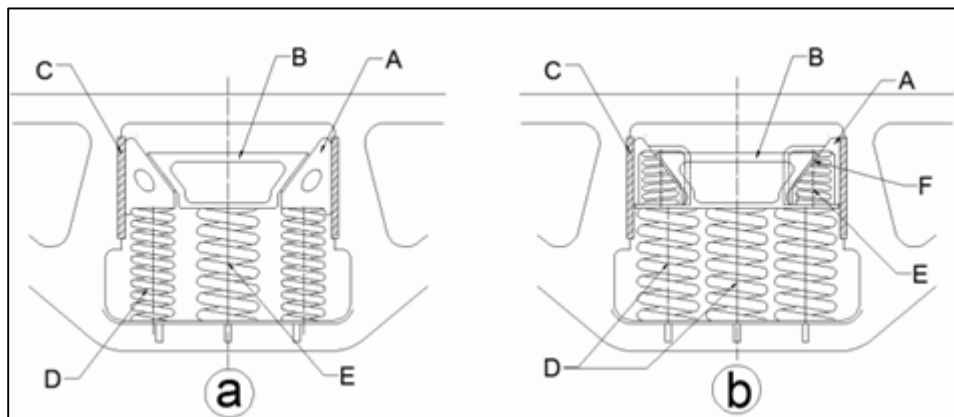


Figura 69. Clases de amortiguación por fricción.

En el amortiguador a presión progresiva tenemos A: la cuña de fricción; B: el bolster; C: la placa de fricción; D: el resorte de la cuña; E: el resorte principal de suspensión. El resorte de la cuña aplica una fuerza que se descompone en una vertical que ayuda a sustentar el bolster y otra horizontal que presiona la cuña contra la placa de fricción y provee el amortiguamiento. La fuerza de fricción depende del estado de carga, dado que depende de la posición del bolster.

En el amortiguador de presión constante, por su parte, tenemos A: la cuña de fricción; B: el bolster; C: la placa de fricción; D: los resortes principales; E: el resorte alojado en la cuña y F: superficies inclinadas que forman parte de las cuñas, por delante y por detrás del resorte E presionando la placa de fricción. Al ser la presión constante también lo es la fuerza de fricción, por lo que el amortiguamiento es independiente de la carga. Los resortes E se sobre el bolster y no contribuye a la sustentación, sino que regresa a la cuña a su posición inicial cuando las cargas dinámicas cesan.

La figura 70 muestra el diseño propuesto para la suspensión secundaria de nuestro bogie, notando que se ha optado por una amortiguación de presión constante, complementando a los muelles helicoidales concéntricos que ya diseñamos y calculamos arriba.

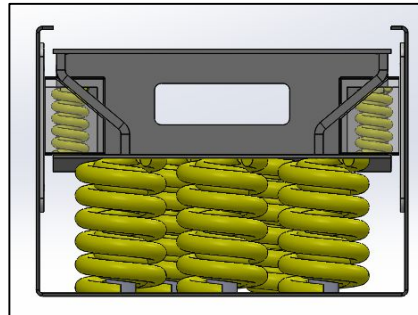


Figura 70. Suspensión secundaria bogie.

Simplemente hemos optado por uno de los métodos de amortiguamiento usados en la industria ferroviaria, más precisamente en la de los bogies ferroviarios. Para eso proyectamos una cuña de fricción elaborada de fundición nodular cuya forma se muestra en la imagen 71 junto con el resorte que lleva consigo para ayudarla a recuperar su posición inicial una vez descargado.

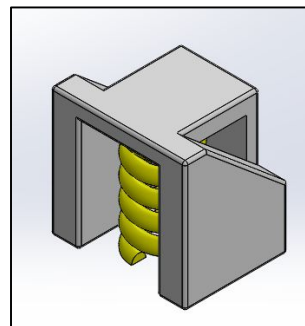


Figura 71. Cuña de fricción y su resorte.

El resorte de la cuña de fricción estará elaborado de una barra de acero de $\frac{1}{2}$ " de diámetro (12,7mm), bobinado en caliente de acero AISI 9254 como los utilizados en los resortes de la suspensión. El largo útil será de 100 mm y tendrá un diámetro interior de 35 mm.

La cara frontal de la cuña apoyará sobre la placa de fricción, placa elaborada de acero de alta resistencia abrasiva e irá alojada de manera abulonada en el centro de las vigas laterales. El material optado por utilizar para cumplir esta función es una chapa de acero aleado denominado 15B30 de $\frac{1}{4}$ " de espesor o 6,35mm con un tratamiento térmico de templeado y revenido para alcanzar valores de

dureza de entre 50 RC. Es un acero al carbono aleado con boro muy usado en la industria que tratado térmicamente satisfará nuestra necesidad que buscamos en la placa de fricción (Anexo IV.4).

De esta manera dejamos totalmente concluido la sección correspondiente a la suspensión del bogie, la suspensión secundaria. Ahora es momento de pasar a los elementos que harán de conexión entre el bogie y el vagón de tren para carga de automóviles.

4.4 CONEXIÓN BOGIE-CHASIS VAGÓN

Entre las funciones que proporciona la conexión entre el vagón y el bogie podemos decir que son: debe permitir que el bogie rote respecto al chasis del material rodante en curvas, transmitir las fuerzas verticales, las de tracción y de frenado, proporcionar control adicional de las acciones laterales en la suspensión y ayudar a mantener la estabilidad del bogie.

Los diseños apuntan generalmente a realizar la conexión del cuerpo o chasis del coche al bogie tan simple como sea posible usando una pequeña cantidad de elementos y reduciendo el número de elementos con superficies de fricción. En este proyecto, la unión entre el vagón y el bogie se llevará a cabo a través del chasis de dicho vagón conectado al pivote y los estabilizadores laterales del bogie. Se ha optado por este sistema ya que es el que mayormente se encuentra en los bogie de esta clase por su simplicidad de aplicación.

En bogies para transporte de cargas, la conexión más común es la placa central de forma circular, troncocónica o esférica, fijada por un perno en su centro. Este sistema mencionado es al que denominamos pivote central. La placa transmite parte del peso de la carrocería y las fuerzas de interacción longitudinales y laterales. El pivote permite que el bogie rote en curvas, proporcionando así en todo momento una conexión entre el bogie y el vagón en todas las direcciones.

En los vagones de mercancías que utilizan bogies de tres piezas, existe una tendencia a que el vagón se balancee de un lado a otro en el pivote central, para limitar el movimiento de balanceo del vagón, se colocan soportes o estabilizadores laterales en el bolster del bogie. Hay variaciones en el diseño de los soportes laterales encontrándose en el mercado de muchas clases y formas. Los soportes

laterales proporcionan una resistencia adicional a la rotación del bogie, lo que mejora la estabilidad, pero reduce el rendimiento de curvado.

En esta sección lo que se buscará es proyectar el pivote central, diseñándolo y verificando el estado tensional de cada una de sus partes, principalmente el perno central de arrastre. Luego seguiremos con los estabilizadores laterales que, para este caso, lo que haremos será seleccionar que clase usaremos, dejando a manos de un proveedor su fabricación por lo que nosotros solamente lo montaremos en el bolster del bogie.

PIVOTE CENTRAL

En la imagen 72 podremos apreciar una vista en perspectiva del diseño propuesto del pivote central y cada una de sus partes que lo conforman. El pivote central está conformado por la placa central hembra (soldada al bolster del bogie), la placa central macho (abulonada al chasis del vagón) y el perno central de arrastre o simplemente perno. La numeración que corresponde a la imagen es “1” para la placa central macho, “2” para la placa central hembra, “3” para el perno y “4” para la chaveta.

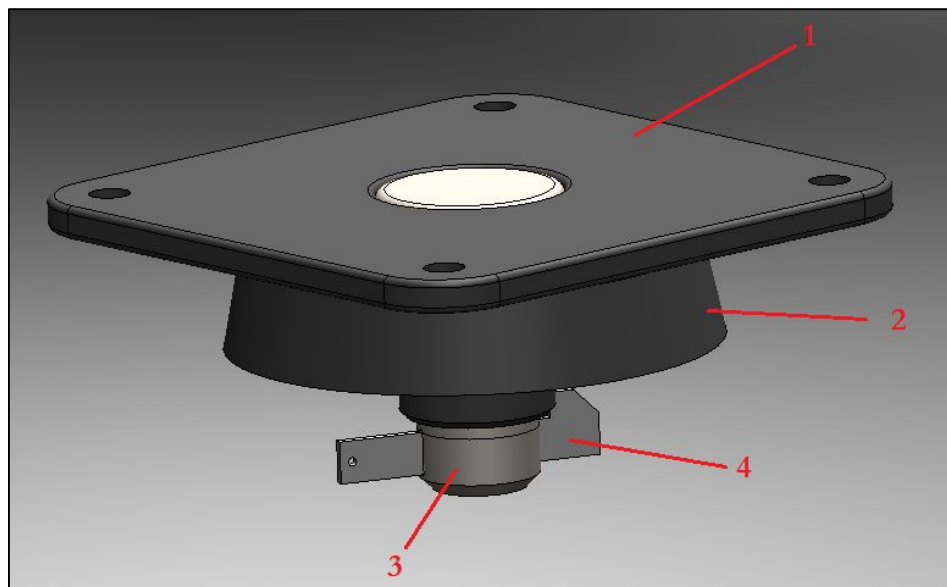


Figura 72. Pivote central.

Tanto la placa central macho como la hembra son fabricadas de fundición nodular mecanizadas para obtener las dimensiones requeridas, pero la placa central hembra presenta una particularidad y es que posee un revestimiento interior que va montada copiando su periferia hecha

de una lámina de material de alta resistencia al desgaste. Esta lámina será provista por una empresa tercerizada especializada en estos productos (como veremos con los estabilizadores laterales), nosotros solamente le entregaremos los requerimientos dimensionales y ellos proveerán la placa ya lista para ser acoplada.

Ahora es turno de pasar al perno. El perno como bien vemos en la imagen se encuentra alojado en la placa central macho colocado allí previamente al abulonado de la placa con el chasis del vagón. El perno está fabricado de un acero AISI 1045 laminado simple, partiendo de un trefilado, cuya resistencia máxima S_u es de 6.750 kg/cm^2 y de fluencia 5.400 kg/cm^2 (Anexo IV.5). Estos valores no son en vano, ya que, como veremos a continuación, los necesitaremos para compararlo con su estado tensional de trabajo y determinar el factor de seguridad que se encuentra trabajando.

El perno de arrastre se encuentra sometido a una combinación de esfuerzo de corte puro y flexión, ambas producidas por la fuerza de arrastre que se le proporciona al bogie y que vimos anteriormente vale $P = 8.000 \text{ kgf}$ combinada con la fuerza centrífuga $F_{CEN} = 3.200 \text{ kgf}$ producida cuando el vagón toma una curva. Al análisis del origen de la fuerza centrífuga, como ya mencionamos, lo explicaremos en secciones más adelante. Para determinar el estado tensional que se encuentra sometido la sección menor del perno debemos aplicar la siguiente ecuación que la teoría de esfuerzos combinados nos brinda:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{S}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{S_s}{S_{ys}}\right)^2$$

Donde la sección por analizar, como ya dijimos, es la menor del perno, en el cambio de sección que puede verse en la figura 73, donde su diámetro es de 90 mm, lo que lleva a que su valor de área y modulo resistente son, respectivamente $A = 63.62 \text{ cm}^2$ y $W = 71.56 \text{ cm}^3$, valores que utilizaremos más adelante para realizar el análisis estructural del perno de arrastre en cuestión. Cabe destacar que la condición de fuerzas propuesta para el estudio es la más desfavorables, quizás improbable que suceda durante la vida del vagón, pero de esta manera estamos a favor de la seguridad del diseño.

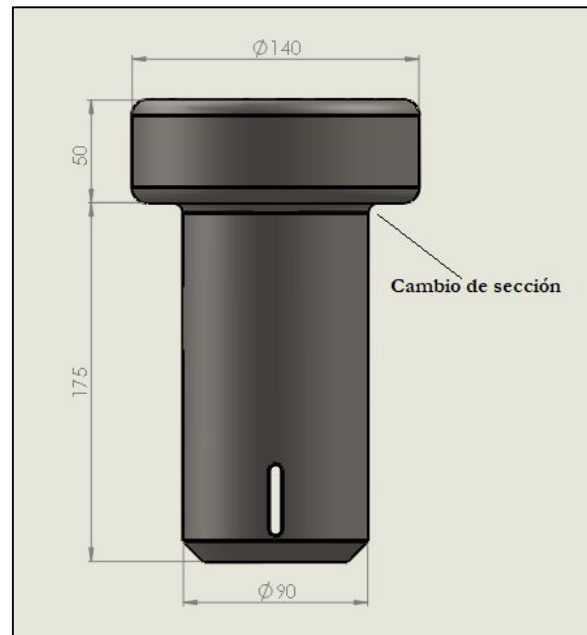


Figura 73. Perno del pivote.

En la ecuación podemos notar que debemos calcular la tensión normal, debido a la flexión, y la de corte puro para poder encontrar el esfuerzo combinado que producen estos dos en conjunto sobre el perno. El momento sobre el cambio de sección del perno es $M = 72.800 \text{ kgcm}$ y la fuerza de corte es la suma de las dos fuerzas actuando sobre el perno en la condición planteada denominado $V = P + F_{CEN} = 11.200 \text{ kgf}$. En la figura 74 podemos apreciar los diagramas de fuerza, corte y momento flector a los que se encuentra sometido el perno de arrastre de los bogies. Dicho esto, ahora tenemos que:

$$S = \frac{M}{W} = 1.020 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_s = \frac{V}{A} = 176 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora, solo queda determinar la resistencia a la fluencia en el plano de corte del material con el que está elaborado el perno. Como nos basaremos en la teoría cortante octaédrica, $S_{ys} = 0.577S_y$ lo que nos da un valor de 3.116 kg/cm^2 . La teoría del esfuerzo máximo cortante octaédrico es una de las teorías de falla más utilizadas en la resistencia de materiales, también conocida como Von Mises, usada en aceros de este tipo por lo que hace atractivo su aplicación aquí. Reemplazando todos los valores en la ecuación principal, el coeficiente de seguridad que definido como:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = 0,06 + 0,0054$$

$$\frac{1}{N} = 0,255$$

$$N = 3,92$$

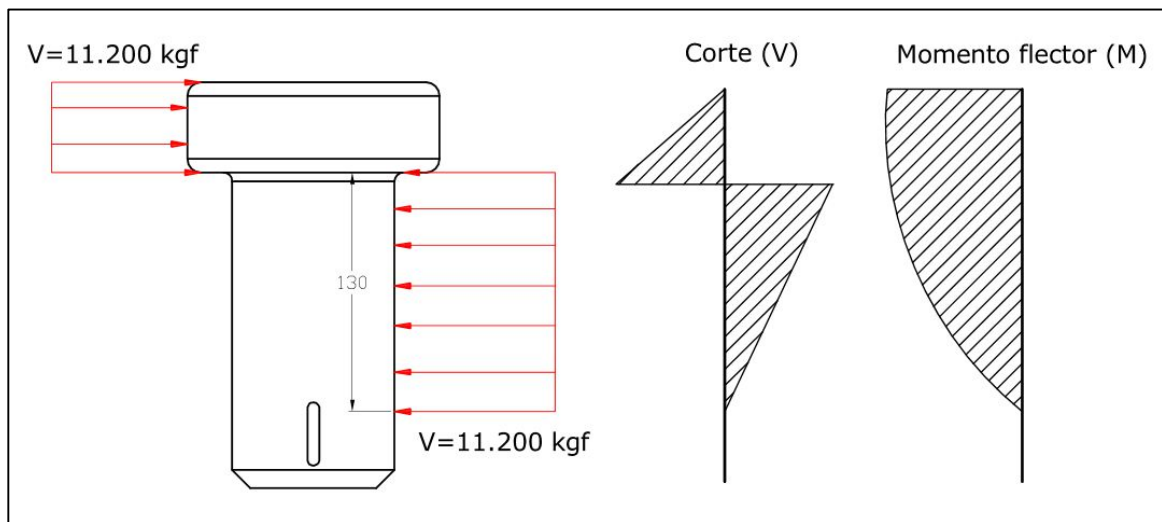


Figura 74. Diagramas de fuerza, corte y momento flector perno.

El valor obtenido cumple con lo recomendado por la teoría, ya que recomienda para estos casos valores superiores o iguales a 2. No obstante, más adelante en el capítulo verificaremos otra vez su estado tensional y de rigidez mediante el SolidWorks Simulation, para asegurarnos mediante el estudio de elementos finitos que todo su volumen este trabajando bajo un coeficiente de seguridad apropiado.

ESTABILIZADORES LATERALES

Los estabilizadores laterales cumplen la misión de corregir los movimientos verticales del vagón aplicados al bogie y así evitar posibles grandes desalineaciones del mismo respecto a las vías y producir descarrilamientos. Esta conexión mediante apoyos laterales del bogie con el vehículo ferroviario permite un cierto grado de movimiento de rotación alrededor del pivote, evitando un movimiento excesivo. Los diseños de bogie más modernos y sin cabezales omiten estas características, y en cambio aprovechan el movimiento lateral de la suspensión para permitir el movimiento de rotación. Cuando el vehículo está parado y nivelado, los soportes laterales están separados de la

carrocería del vehículo en ambos lados generando un espacio libre radial o luz entre ambos componentes

En los bogies de dos ejes, es común encontrar los estabilizadores laterales ubicados a cada lado del centro del bolster, de a par, a una distancia tal que coincida con la trocha del vehículo ferroviario, para nuestro caso, los apoyos los encontraremos a 838 mm respecto al centro del bolster (trocha ancha de 1.676 mm).

Como ya lo venimos sugiriendo, los estabilizadores laterales serán comprados a terceros, a empresas que se dedican a la fabricación e ingeniería de estos productos por lo que nosotros solamente seleccionaremos la clase a utilizar. La figura 75 y 76 muestran distintas clases de estabilizadores laterales que podemos encontrar en el mercado, pero el principio que usan es el mismo: un mecanismo que absorba las cargas aleatorias y las disipe.

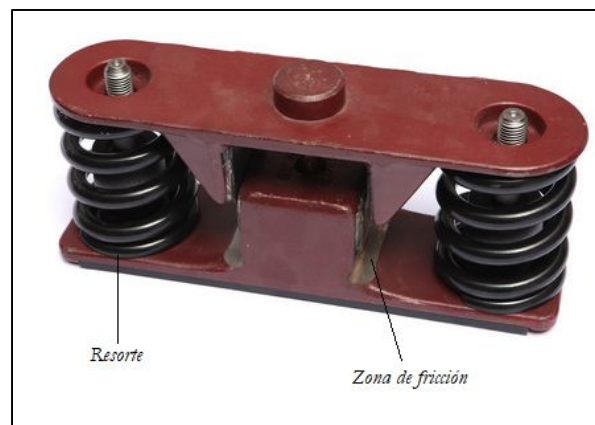


Figura 75. Ejemplo 1 estabilizadores laterales.



Figura 76. Ejemplo 2 estabilizadores laterales.

Como también podemos notar, además de las grandes variedades constructivas que hay entre unos u otros dependiendo el mecanismo con el que logran el cometido, sus formas también son muy variadas.

4.5 EJES

El eje es el elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a la rueda que permitirá que el vagón se desplace mediante las vías ferroviarias. Los ejes pueden ser solidarios a las ruedas o al vehículo en sí. En el primer caso, en el transporte ferroviario, el eje se monta sobre cojinetes o rodamientos de modo que pueda girar sobre puntos donde soportará al vehículo. En el segundo caso las ruedas tienen un agujero central que acoge un dispositivo conocido buje o cubo en el que el eje, fijo sobre el chasis del vehículo, se introduce en un rodamiento en el interior del cubo de la rueda, este último sistema es el también conocido como masa y punta de eje.

Los ejes mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y por ende los ejes deben soportar el peso del vehículo y su carga adicional en este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado. Además del objetivo de componente estructural, los ejes puede que deban cumplir la función de transmisión de potencia (árboles), en este caso, el bogie pasaría a ser el motriz.

Generalmente, los ejes de un bogie están constituidos por un cuerpo o zona central donde se suelen disponer las coronas dentadas para tracción y los discos de freno (bogies motrices) o simplemente nada (bogies no motrices), la zona donde se alojarán los perfiles de rodaduras o ruedas cumpliendo con las distancias requeridas de trocha y la zona de los muñones encargadas de soportar la carga del vehículo por intermedio de las cajas de rodamientos o cojinetes. Dependiendo si el eje va montado sobre rodamientos o cojinetes de deslizamiento, presentarán una zona donde se calarán los anillos obturadores que son los encargados de permitir la estanqueidad necesaria de los lubricantes de las cajas de grasa en el caso de un eje montado sobre cojinetes de deslizamiento.

En la figura 77 podemos ver la imagen de un eje que se encuentran en los bogies de tres piezas para transportes de mercancía utilizados comúnmente en el transporte ferroviario, pudiéndose visualizar las zonas mencionadas anteriormente. Como podemos notar en el eje ya se localizan las cajas de rodamientos que irán ubicadas a cada una de las vigas laterales del bogie. Al conjunto se lo denomina “wheelset”.



Figura 77. Eje bogie de tres piezas.

Tanto al perfil de rodadura como los rodamientos y su caja los trataremos en secciones diferentes, por ahora solo nos centraremos en el eje, su diseño y su cálculo.

Ya hecha de introducción con respecto a los ejes que usarán nuestros bogies, nos focalizaremos ahora en su diseño y cálculo, para eso comenzaremos en mostrar una imagen en perspectiva, figura 78, del diseño propuestos mostrando las zonas que entrarán en consideración.

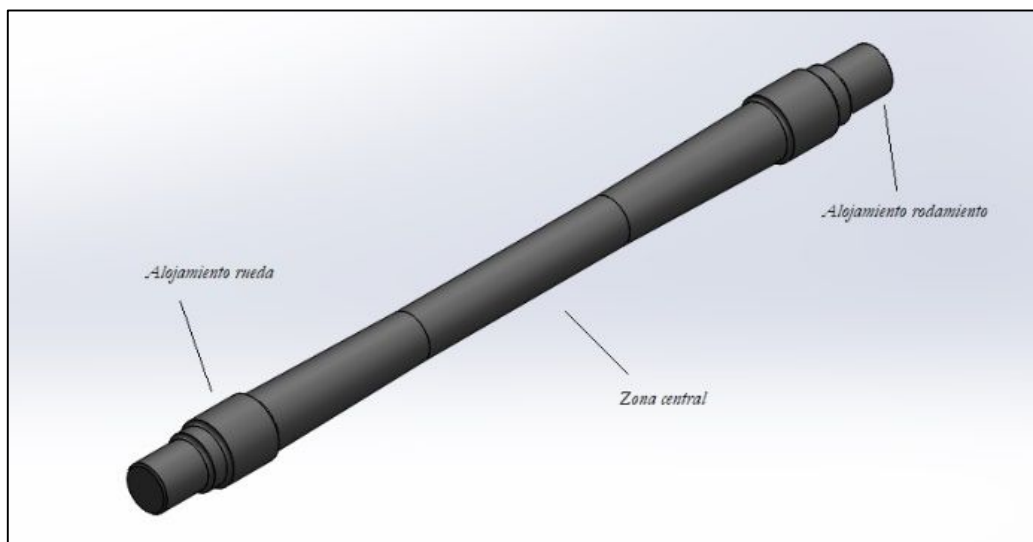


Figura 78. Eje diseñado.

Las dimensiones del eje fueron tomadas respecto a la trocha del vagón, lo que por ende dará la ubicación de sus ruedas, las dimensiones de posición y diámetro de los rodamientos seleccionados (que detallaremos en la sección siguiente) y el diámetro del cubo de la rueda que como veremos más adelante el proveedor deberá cumplir. Por lo tanto, debemos plantear el escenario de cargas y encontrar las tensiones a las que se halla sometido para poder así saber si el material con el que se elaborará y sus dimensiones son las adecuadas para cumplir el cometido propuesto.

Comencemos con determinar cuáles son las fuerzas a las que se encuentra sometido cada eje de un bogie. Cada uno de los ejes deben permitir una fuerza máxima de 20 Tn como dispusimos desde un principio como criterio de diseño, resultando así las 80 Tn de peso bruto que el vagón puede llevar incluyendo su propio peso, es decir, por ende, la carga máxima admisible en cada bogie del vagón de tren es de 40 Tn. La figura 79 muestra cómo y dónde se encuentra aplicada esta fuerza estática total de 20.000 kgf, análisis que deriva de lo realizado en la sección 4.2 en el cálculo de las vigas laterales del bogie (figura 59).

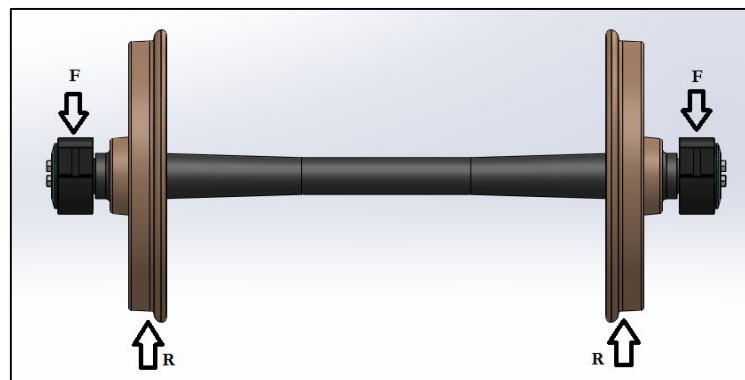


Figura 79. Fuerzas verticales actuantes sobre el eje.

Todo el peso bruto permitido descansa sobre las cuatro cajas de los rodamientos en los que se encuentran montados los ejes, lo que significa que la carga “F” es de 10.000 kgf. Las reacciones a estas fuerzas las proporcionarán cada una de las ruedas que apoyan sobre las vías ferroviarias en el punto de apoyo del perfil de rodadura.

Por otra parte, debemos considerar las fuerzas que provocan el rozamiento de cada rueda sobre las vías, fuerza que también fue determinada previamente en la sección 4.1 cuando calculamos

los esfuerzo del bolster. La figura 80 muestra donde estarán aplicadas estas cargas y cuáles serán las reacciones que las contendrán, dichas reacciones serán proporcionadas por las cajas porta rodamientos.

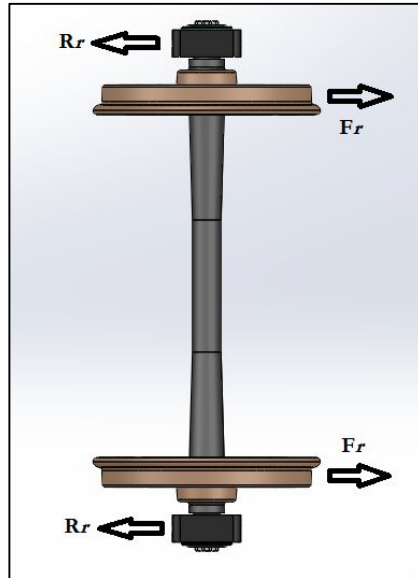


Figura 80. Fuerzas horizontales actuantes sobre el eje.

La dirección de la fuerza de rozamiento es arbitraria dependiendo del sentido de movimiento del vagón, pero su valor absoluto es el mismo en ambos casos, lo mismo para sus reacciones. Esta fuerza es de “Fr” es de 2.000 kgf y viene dada por la fuerza horizontal debido al empuje que debe realizar la locomotora para poder traccionar al bogie, “Q” de la sección 4.1 que era equivalente a 8.000 kgf, pero como se trata de cuatro ruedas, su valor termina siendo el de “Fr” que arriba mencionamos y se muestra en la figura.

Otra solicitud que debemos considerar es el momento torsor que provoca la fuerza de rozamiento en cada rueda sobre las vías al trasladarlas al centro del eje. Esta torsión se encuentra aplicada en el centro del eje, en los 1.676 mm centrales, es decir, en la trocha del vehículo. El diámetro principal de la rueda será de 953 mm, que más adelante explicaremos detalladamente de donde proviene este valor, por lo que el momento torsor será equivalente a:

$$T = \frac{F_r \cdot D}{2} = \frac{2.000 \text{kgf} \cdot 95,3 \text{cm}}{2}$$

$$T = 95.300 \text{ kgcm}$$

Por último, y no menos importante, debemos considerar los efectos dinámicos que se manifiestan sobre el eje durante su funcionamiento y este se tratará de la fuerza centrífuga debido al estar circulando en una curva el vagón de tren en cuestión. La ecuación que se muestra a continuación calcula la fuerza centrífuga aplicada en el centro de gravedad del vagón de masa “m” circulando sobre una curva de radio de curvatura “R” a una velocidad “V”

$$F_{CEN} = P = m a_n = \frac{m V^2}{R}$$

Donde tenemos que la masa será de 40.000kg, que es lo máximo permitido por cada bogie, la velocidad será de 25 m/s (90 km/h) que es la máxima para un tren de carga y el radio de curvatura será de 800 metros que es mínimo radio permitido para dicha velocidad en curvas no peraltadas según indica la normativa vigente en el Reglamento Interno Técnico Operativo (RITO) que la CNRT nos provee. Conocidos estos valores, la fuerza dinámica en cuestión a la que se encontrará sometido el eje será:

$$F_{CEN} = P = \frac{20.000 \text{ kg} (25 \text{ m/s})^2}{800 \text{ m}}$$

$$P = 15.625 \text{ N} = 1.600 \text{ kgf}$$

Comenzaremos el análisis de tensiones a las que se encuentra sometido el eje con determinar sus diagramas característicos de fuerzas normales, corte y momento flector. Dividiremos en dos planos al análisis debido a la naturaleza de las fuerzas que entran en juego, en el “XY” se hallarán las fuerzas debido al peso del vagón y la acción de la fuerza centrífuga, ambas con sus respectivas reacciones, mientras que en el plano “XZ” entrarán en juego las fuerzas de arrastre. El momento torsor, por su parte, es indistinto donde se lo analice, ya que siempre estará presente a lo largo de los 1.676mm de la parte central del eje. Las imágenes 81 y 82 representan, respectivamente, el resumen de las fuerzas aplicadas vista desde los planos XY y XZ.

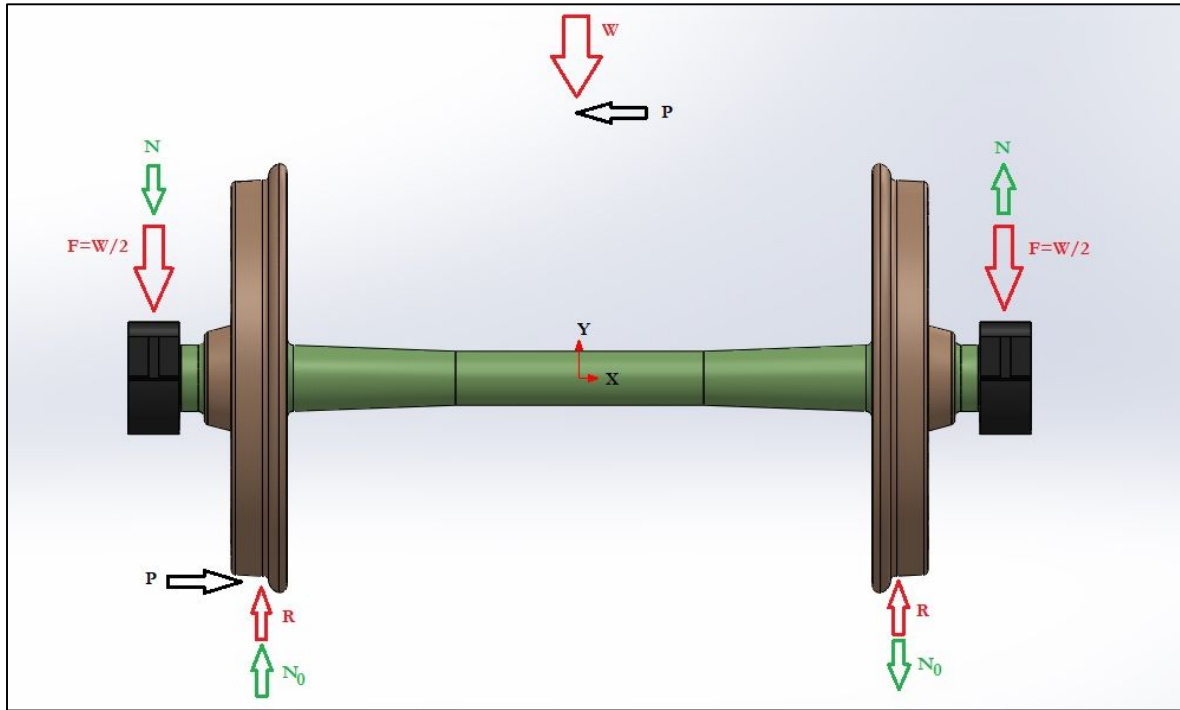


Figura 81. Fuerzas en el plano XY.

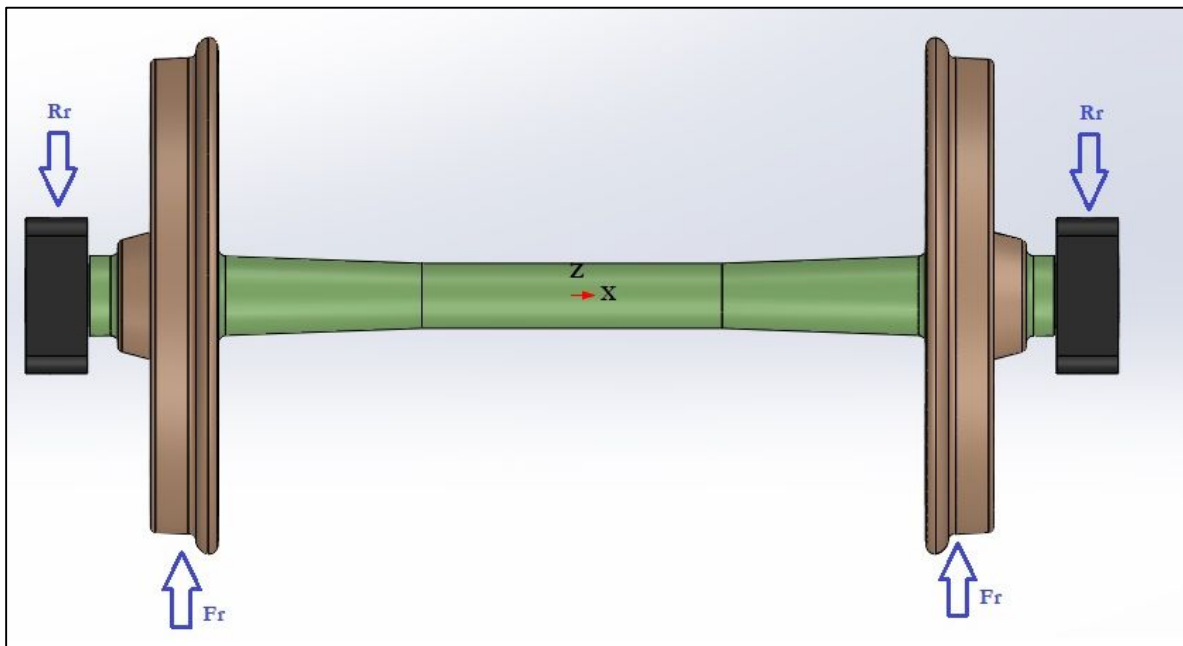


Figura 82. Fuerzas en el plano XZ.

En la figura 81 vemos que aparecen dos fuerzas que no explicamos anteriormente. Las fuerzas “N” aplicadas en las cajas porta rodamientos, que son el efecto que produce la fuerza centrífuga sobre los ejes del bogie. Ambas son verticales, de dirección opuesta y de valor absoluto idénticas y se obtiene de un análisis estático al trasladar la fuerza “P” al centro del eje desde su punto de aplicación (centro de gravedad del vagón). Y finalmente “N₀”, aplicadas en el punto de rodadura, ambas también iguales y de sentido opuesto, y representan las reacciones debido a la fuerza dinámica que venimos

mencionando. Las siguientes ecuaciones marcan la formulación matemática utilizada para obtener las fuerzas mencionadas. Ambas se obtienen de realizar un análisis de fuerzas estático, igualando momentos o cuplas producidas al trasladar las fuerzas “P” al centro del eje del vagón.

$$N = P \left(\frac{h_{cg}}{d_{rod}} \right)$$

$$N_0 = P \frac{(h_{cg} + r)}{t}$$

Donde tenemos que “P” es la fuerza centrífuga antes calculada de 2.515 kgf; “ h_{cg} ” es la distancia del centro de gravedad al centro del eje del bogie, y su valor para nuestro proyecto es de 864 mm; “ r ” es el diámetro de la rueda (476,5mm); “ d_{rod} ” es la distancia de centro a centro entre las cajas porta rodamientos que, para nuestro eje proyectado, es de 2.050 mm; y “ t ” es la trocha, de 1.676mm, para el caso del trabajo en cuestión debido a que se optó por una trocha ancha. De esta manera, tenemos que los valores de las fuerzas serán:

$$N = 675 \text{ kgf}$$

$$N_0 = 1.280 \text{ kgf}$$

Otro aspecto por considerar es como se tratarán los esfuerzos normales debido a la flexión que producen las cargas presentes. Como el eje se encuentra continuamente girando, sus fibras pasarán de estar traccionadas a comprimidas por cada medio giro. Estas fibras estarán sometidas a una tensión máxima positiva o de tracción y una tensión mínima o de compresión cada 360°, dándonos como resultado una tensión alterna. Por su parte, las tensiones de corte, ya sea por torsión o puro, su aplicación en todas las áreas es constante, tratándose así de tensiones medias. Para esto aplicaremos la teoría de la combinación de esfuerzo, alternos y medios, que la bibliografía recomienda, utilizando las ecuaciones que nos sugiere el libro.

La figura 83 muestra los diagramas de fuerza, corte puro, fuerza normal y flexión del eje en el plano “XY”. Los puntos de apoyo corresponden al punto donde descansan las ruedas sobre las vías

ferroviarias. En esta figura vemos que aparece un momento “M” aplicado en el punto “2” del diagrama, que aparece al trasladar la fuerza centrífuga “P” desde su punto de aplicación (punto de rodadura) al centro del eje. La distancia de traslado es el radio de la rueda (476,5 mm), por lo que el momento resultante de la traslación es:

$$M = P r = 1.600 \text{ kgf} * 47,65 \text{ cm}$$

$$M = 76.240 \text{ kgfcm}$$

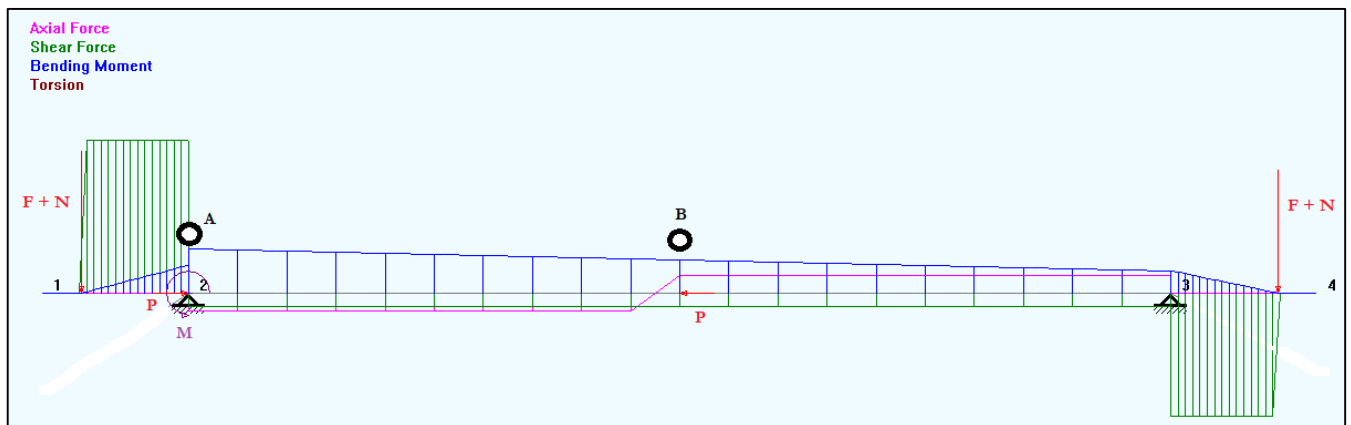


Figura 83. Diagramas eje “XY”.

La figura 84, por su parte, grafica los mismos diagramas que arriba nombramos, pero para el plano “XZ” del eje, en donde se analizan las fuerzas de arrastre que muestran las figuras 80 y 82.

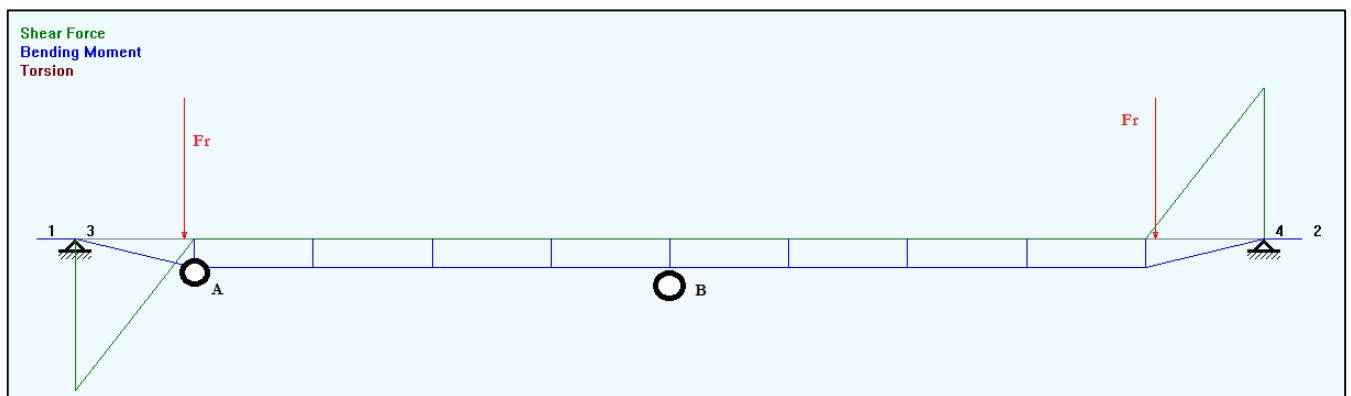


Figura 84. Diagramas eje “XZ”.

De una simple observación hecha en los dos diagramas anteriores (Figuras 83 y 84), los puntos más comprometidos son en el punto de rodadura “A” y en el centro del eje “B”, donde sus gráficos muestran que allí se localizan los picos de momento flexor. Es entonces que a partir de ahora el análisis de tensiones y por ende verificación del coeficiente de trabajo o seguridad de los ejes del bogies

se harán en estos dos lugares. Los puntos seleccionados para realizar el análisis de esfuerzos combinados “A” y “B” los podemos ver en la figura 85, estos puntos son, como ya mencionamos, los lugares donde se encuentran uno de los dos apoyos de cada rueda (“A”) y el centro del eje (“B”). El punto “A” se encuentra a 250 mm respecto del extremo del eje, con un diámetro de Ø160 mm, y el punto “B” en el centro del eje cuyo diámetro es Ø130 mm.

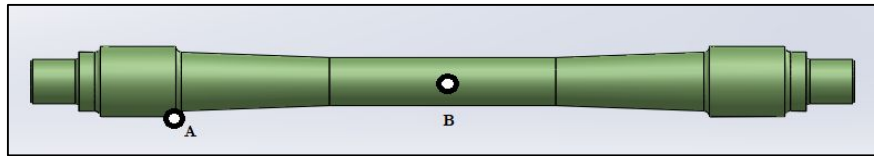


Figura 85. Puntos de análisis eje.

A modo de resumen, daremos los valores encontrados de corte, flexión y torque en cada punto, estos valores se obtuvieron del software hasta aquí usado en el proyecto (Analysis) y podemos apreciar en la figura 86 y 87 para los resultados arrojados para los planos XY y XZ respectivamente. A su vez, también marcaremos cuales son las propiedades del área en cuestión en cada lugar por examinar.

NTM Forces						
mm	kgf			kgfm		
Distance	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-800.000	-600.193				2721.263
168.300	-800.000	-600.193				2620.250
336.600	-800.000	-600.193				2519.236
504.900	-800.000	-600.193				2418.223
673.200	-800.000	-600.193				2317.210
841.500	800.000	-600.193				2216.200
1009.800	800.000	-600.193				2115.186
1178.100	800.000	-600.193				2014.175
1346.400	800.000	-600.193				1913.163
1514.700	800.000	-600.193				1812.150
1683.000	800.000	-600.193				1711.137

Figura 86. Resultados del plano XY.

NTM Forces						
mm	kgf			kgfm		
Distance	N	Ty	Tz	Mx	My	Mz
0.000	-0.000	-2000.000				-0.000
205.000	-0.000	0.000				-374.000
410.000	-0.000	0.000				-374.000
615.000	-0.000	0.000				-374.000
820.000	-0.000	0.000				-374.000
1025.000	-0.000	0.000				-374.000
1230.000	-0.000	0.000				-374.000
1435.000	-0.000	0.000				-374.000
1640.000	-0.000	0.000				-374.000
1845.000	-0.000	0.000				-374.000
2050.000	-0.000	2000.000				-0.000

Figura 87. Resultados del plano XZ.

Sección "A"

$$M_A^{XY} = 272.100 \text{ kgcm}$$

$$V_A^{XY} = 10.675 \text{ kg}$$

$$M_A^{XZ} = 37.400 \text{ kgcm}$$

$$V_A^{XZ} = 2.000 \text{ kg}$$

$$T_A = 95.300 \text{ kgcm}$$

$$A_A = 201 \text{ cm}^2$$

$$W_A = 402 \text{ cm}^3$$

$$W_{JA} = 804 \text{ cm}^3$$

Sección "B"

$$M_B^{XY} = 221.600 \text{ kgcm}$$

$$V_B^{XY} = 600 \text{ kg}$$

$$M_B^{XZ} = 37.400 \text{ kgcm}$$

$$V_B^{XZ} = 0 \text{ kg}$$

$$T_B = 95.300 \text{ kgcm}$$

$$A_B = 132 \text{ cm}^2$$

$$W_B = 215 \text{ cm}^3$$

$$W_{JB} = 430 \text{ cm}^3$$

Donde "M" representa al momento flector, "V" al esfuerzo de corte puro, "T" a la torsión, "A" al área de la sección en cuestión, "W" su modulo resistente a la flexión y "W_j" es el módulo resistente polar que se utiliza para los análisis de tensiones torsionales.

El material que se empleará para poder confeccionar los ejes que irán en los bogies se tratará de un acero AISI 4130 laminado simple (Anexo IV.5), acero muy usado para la fabricación de ejes de gran porte que, en nuestro caso, partiremos de una barra de 6.5” (165.1mm). El acero cuenta con unas propiedades mecánicas (resistencia máxima, fluencia y fatiga) que enumeraremos a continuación:

$$S_u = 8.577 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 7.381 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n' = 4.300 \text{ kg/cm}^2$$

Ahora si ya estamos en condiciones de conocer los índices o coeficientes de trabajo del eje en los dos puntos más solicitados que hemos propuesto. Comenzaremos con analizar los puntos de apoyo de las ruedas o también denominados puntos “A” y finalizaremos controlando el coeficiente de seguridad en el centro del eje o punto designado como “B”.

SECCIONES “A”

Los esfuerzos normales y de corte presentes en esta sección, como ya mencionamos, son alternos y medios respectivamente, y sus valores adquiridos son los siguientes:

$$S_a = \frac{\sqrt{(M^{XY}_A)^2 + (M^{XZ}_A)^2}}{W_A} = 685 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{m_s} = \frac{\sqrt{(V^{XY}_A)^2 + (V^{XZ}_A)^2}}{A_A} + \frac{T_A}{W_{J_A}} = 175 \text{ kg/cm}^2$$

Lo que se hizo fue componer vectorialmente tensiones en el mismo punto para así obtener el esfuerzo resultante en cada caso. La ecuación madre que debemos aplicar para calcular el coeficiente de seguridad viene dada por la expresión siguiente que la bibliografía nos proporciona:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

Donde tenemos para cada termino los siguientes valores:

- $S_n = A B C S'_n = 1 \cdot 0.85 \cdot 0.88 \cdot 4.300 \text{ kg/cm}^2 = 3.216 \text{ kg/cm}^2$ (A, debido a flexión, = 1; B, debido al tamaño del eje, = 0.85; y C, debido a eje mecanizado, = 0.88) (Anexo IV.6).
- $S_{ns} = 0,577 S_n = 1.855 \text{ kg/cm}^2$ (Cálculo basado en teoría cortante octaédrica)
- $S_e = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f S_a = K_f S_a = 1.75 * 685 \text{ kg/cm}^2 = 1.198,75 \text{ kg/cm}^2$ (K_f concentrador de tensión debido al cambio de radio) (Anexo IV.7).
- $S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} + K_{fs} S_{as} = \frac{S_n}{S_y} S_{ms} = 0.61 * 175 \text{ kg/cm}^2 = 106,75 \text{ kg/cm}^2$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación principal arriba llegaremos a determinar, finalmente, cuál es el coeficiente de seguridad que se encuentra trabajando el eje en los puntos de apoyo de las ruedas para las solicitaciones planteadas, y tenemos:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = 0,14 + 0,0033$$

$$\frac{1}{N} = 0,3785$$

$$N = 2,64$$

El eje cumple satisfactoriamente, ya que la bibliografía recomienda o sugiere para cálculos de esfuerzos combinados sometidos a esfuerzos alterno o fatiga, valores de coeficientes de seguridad mayores a 1.75, por lo que el eje en estos puntos lo cumple.

SECCIÓN "B"

Los esfuerzos normales y de corte presentes en el centro del eje o punto "B" como lo denominamos, son alternos y medios respectivamente, y sus valores adquiridos son los siguientes:

$$S_a = \frac{\sqrt{(M_{XY}^B)^2 + (M_{XZ}^B)^2}}{W_B} = 1.045 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_{m_s} = \frac{T_B}{W_{J_B}} = 230 \text{ kg/cm}^2$$

Lo que se hizo fue componer vectorialmente el momento flector en el punto, obteniendo su resultante. Esto se permite debido a que se trata de una sección circular, de otra manera, deberíamos aplicar la teoría de flexión asimétrica. La ecuación madre que debemos aplicar para calcular el coeficiente de seguridad es la misma que antes, y viene dada por la expresión siguiente que la bibliografía nos proporciona:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

Donde tenemos para cada termino los siguientes valores:

- $S_n = A B C S'_n = 1 \cdot 0.85 \cdot 0.88 \cdot 4.300 \text{ kg/cm}^2 = 3.216 \text{ kg/cm}^2$ (A, debido a flexión, = 1; B, debido al tamaño del eje, = 0.85; y C, debido a eje mecanizado, = 0.88) (Anexo IV.6).
- $S_{ns} = 0,577 S_n = 1.855 \text{ kg/cm}^2$ (Cálculo basado en teoría cortante octaédrica)
- $S_e = \frac{S_n}{S_y} S_m + K_f S_a = K_f S_a = 1 * 1.045 \text{ kg/cm}^2 = 1.045 \text{ kg/cm}^2$ (Al no haber concentración de tensiones, $K_f = 1$).
- $S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} S_{ms} + K_{fs} S_{as} = \frac{S_n}{S_y} S_{ms} = 0.61 * 230 \text{ kg/cm}^2 = 140 \text{ kg/cm}^2$

Reemplazando todos estos valores en la ecuación principal arriba llegaremos a determinar, finalmente, cuál es el coeficiente de seguridad que se encuentra trabajando en el centro del eje para las sollicitaciones planteadas, y tenemos:

$$\left(\frac{1}{N}\right)^2 = 0,106 + 0,0057$$

$$\frac{1}{N} = 0,334$$

$$N = 3$$

El eje cumple satisfactoriamente, y se encuentra menos solicitado que en los apoyos de este. Ya que la bibliografía recomienda para cálculos de esfuerzos combinados sometidos a esfuerzos alterno valores de coeficientes de seguridad mayores a 1,75 no queda más que decir que el centro del eje no correrá riesgo en su resistencia a la fatiga.

De esta manera, damos por concluido esta parte del capítulo. El eje en cuanto a su resistencia trabajará satisfactoriamente durante su uso normal de trabajo y cumplirá las determinaciones propuestas para estos bogies, permitir un transporte bruto de 40 Tn por cada de ellos, lo que totaliza 80 Tn por cada vagón.

4.6 CAJA DE RODAMIENTOS

Se entiende por caja de rodamientos o también denominadas cajas de grasa al elemento o sistema cuya misión es asegurar no solo la unión entre los ejes y el chasis del bogie (en bogies de tres piezas las vigas laterales) sino también facilitan la rodadura del eje montado permitiendo así el movimiento de rodadura de las ruedas sobre las vías ferroviarias. Sobre la caja van montados los sistemas de amortiguación primario en caso de que el bogie lo disponga, soportando al bastidor del bogie y transmitiendo la carga a la parte final del eje.

Para permitir que el eje montado rote dispone en su interior de uno o varios cojinetes de rodaduras o rodamientos. También podemos encontrar aquellos bogies que usan simplemente cojinetes de deslizamiento, es decir, un muñón recubre al eje mientras es continuamente aplicada una capa de aceite a través de lubricación hidrodinámica.

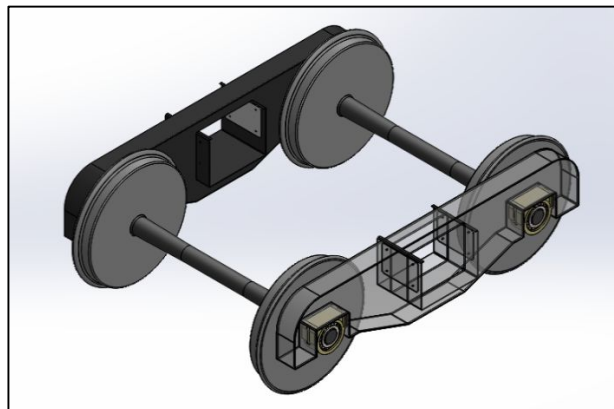


Figura 88. Ubicación caja de rodamientos.

En nuestro caso, el bogie que estamos diseñando posee cojinetes de rodadura o rodamientos, en cuatro cajas distribuidas dos para cada eje y montadas en cada una de las vigas laterales del bogie. La imagen 88 hace referencia a lo mencionado.

Esta parte del capítulo se centra en la sección de un rodamiento y determinar su vida útil de funcionamiento medido en millones de kilómetros de trabajo en base a la sollicitación que se encuentra sometido para luego así confeccionar las cajas donde irán alojados. El libro que aplicaremos será el provisto por la compañía SKF denominado “Railway technical handbook” o en su traducción “Manual técnico ferroviario”, volumen número 1, que habla exclusivamente de como seleccionar adecuadamente un sistema de rodamientos para bogies ferroviarios adecuado a la aplicación que queramos darle.

El manual comienza mencionando los tres sistemas de rodamientos más usados en la industria ferroviaria, más precisamente en la parte dedicada a los bogies. Plantea las tres unidades selladas de rodamientos que encontramos en la práctica y que mencionamos a continuación y podemos ver a su vez, en la figura 89.

- TBU: “Tapered roller bearing units” (Unidades de rodamientos de rodillos cónicos).
- CRU: “Cylindrical roller bearing units” (Unidades de rodamientos de rodillos cilíndricos).
- SRU: “Spherical roller bearings units” (Rodamiento de rodillos esféricos).

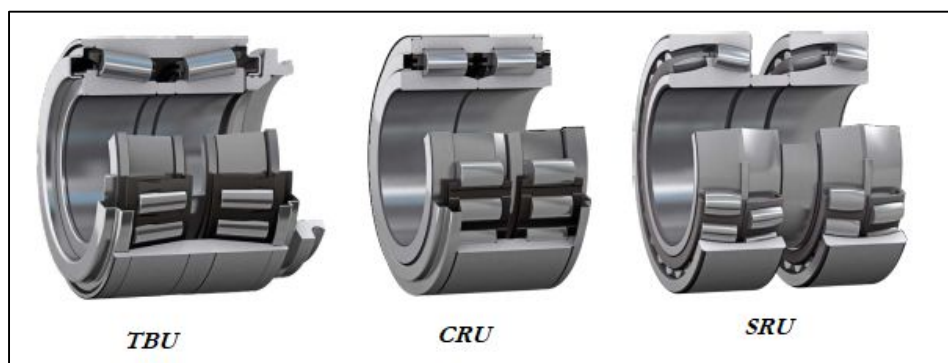


Figura 89. Unidades de rodamientos.

La figura 90 muestra un cuadro que nos da el manual de SKF que compara cada una de las unidades presentadas de acuerdo con su aplicación. Como vemos, las unidades de rodamientos de rodillos cónicos abarcan toda la gama de aplicaciones mientras que, por su parte, los otros dos restantes presentan limitaciones para su aplicación.

Como nuestro bogie estará aplicado a vagones cuyas cargas siempre serán mercancías varias, excepto personas, y las velocidades alcanzadas en la red ferroviaria argentina no llegan a los 120 km/h, utilizaremos las unidades de rodamientos de rodillos cónicos o también llamados TBU.

Bearing capabilities									
	Very high-speed trains	High-speed trains and locomotives	Diesel and electrical locomotives		Multiple units (EMU ¹) and DMU ²), passenger coaches		Metro cars, light rail and tramways	Freight cars with closed axlebox	Freight cars with adapter design
Max. speed km/h	301 to 400	201 to 300	121 to 200	up to 120	161 to 200	up to 160	up to 120	up to 120	up to 120
TBU Tapered roller bearing units	■	■	■	■	■	■	■	■	■
CRU Cylindrical roller bearing units	■	■	■	■	■	■	■	■	
Spherical roller bearings								■	

Figura 90. Campo de aplicación unidades de rodamiento.

Las unidades de rodamientos de rodillos cónicos constan de dos anillos interiores, un anillo exterior común, dos rodillos cónicos y un ensamblaje con jaula de polímero. Además, contiene un espaciador central, relleno de grasa y dos sistemas de sellado laterales. La figura 91 muestra las partes y su arreglo en cada extremo de los ejes.

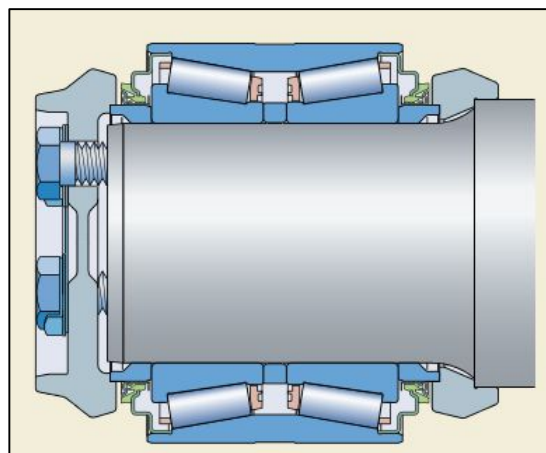


Figura 91. TBU en eje del bogie.

Una vez presentado el tipo de rodamiento que se utilizará debemos llevar a cabo su selección específica. SKF en el manual técnico ferroviario nos presenta dos tablas con las unidades de rodamientos de rodillos cónicos métricos e inglés que tenemos disponible para aplicar en el proyecto de un bogie. La figura 92 muestra la tabla en unidades métrica y marcado en rojo podemos apreciar el TBU elegido para que cumpla con el trabajo requerido con sus dimensiones más importantes. De aquí en más se seguirán con los cálculos matemáticos que permitirán determinar la vida útil de cada rodamiento a la carga que se encuentra sometido en trabajo.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	T	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–
40	90	72	147	190	21,6	4 800	8 000	1,9	30308T72 J2/QDBC220
75	130	70	238	355	41,5	3 000	5 000	3,25	30215T70 J2/DBC270
	130	80	275	425	49	3 000	5 000	6,8	32215T80 J2/QDB
80	140	78	319	490	57	2 800	4 500	4,45	32216T78 J2/QDBC110
85	130	66	238	450	51	2 800	4 800	2,7	32017T66 X/QDBC280
	150	71	303	440	51	2 600	4 300	4,1	30217T71 J2/QDB
90	190	103	457	630	73,5	1 900	3 400	12,5	31318T103 J2/DB31
100	180	108	539	880	96,5	2 200	3 600	10,5	32220T108 J2/DB
	180	140	539	880	96,5	2 200	3 600	12,5	32220T140 J2/DB11
110	170	84	402	780	85	2 200	3 600	6,5	32022T84 X/QDBC200
120	180	84	418	830	88	2 000	3 400	7	32024T84 X/QDBC200
	215	146	792	1 400	146	1 800	3 000	21	32224T146 J2/DB31C210

Figura 92. TBU métrico seleccionado.

La modelización y algoritmo matemático que usaremos se basará en las recomendaciones y fórmulas que el manual técnico ferroviario de SKF propone. Determinando las cargas equivalentes que se encuentran sometidos los rodamientos y conociendo sus propiedades físicas y dimensionales, podremos llegar a determinar cuál será su vida útil de trabajo.

La ecuación principal que nos dará como resultado los kilómetros de vida útil del rodamiento para las condiciones de carga planteadas de acuerdo con las solicitudes son:

$$L_{10} = \frac{\pi D}{1000} \left(\frac{C}{P} \right)^k$$

Donde cada término de la ecuación tiene el siguiente significado:

- $L_{10} = \text{Vida útil del rodamiento con 90\% de confiabilidad.}$
- $D = \text{Diámetro principal rueda} = 953 \text{ mm}$
- $C = \text{Carga dinámica admisible por el rodamiento.}$
- $P = \text{Carga equivalente aplicada sobre el rodamiento.}$
- $k = \text{Rodamientos de rodillos} = 10/3$

Debemos determinar la carga dinámica admisible y la carga dinámica aplicada sobre el rodamiento. La primera es sencilla, ya que el proveedor de los rodamientos nos la provee como dato en sus tablas, junto con las dimensiones principales y otros valores que usaremos más adelante. Para nuestro caso, la unidad de rodillos cónicos es el elegido en la figura 92 y este valor es de:

$$C = 792 \text{ kN} = 80.800 \text{ kgf}$$

Ahora solo queda por calcular la carga equivalente que está siendo aplicada sobre el rodamiento durante su funcionamiento en el bogie. La ecuación que usaremos está basada en el manual que venimos utilizando a lo largo de la sección que SKF nos proporciona. La carga “P” viene dada de la siguiente manera:

$$P = K_r + y_1 K_a$$

Donde tenemos que:

- $K_r = \text{Carga radial aplicada}$
- $K_a = \text{Carga axial aplicada}$
- $y_1 = \text{Factor de carga axial}$

La imagen 93 muestra el dibujo de un eje señalando la ubicación de las fuerzas que acabamos de nombrar. SKF propone en su manual una ecuación para cada una de las cargas (axial y radial) a través del uso de coeficientes empíricos para así poder determinar la carga total “P” aplicada sobre el rodamiento. El método consiste en ir reemplazando dichos valores y lograr así llegar a un resultado para luego usar en la fórmula principal y determinar la vida útil de cada rodamiento en los bogies.

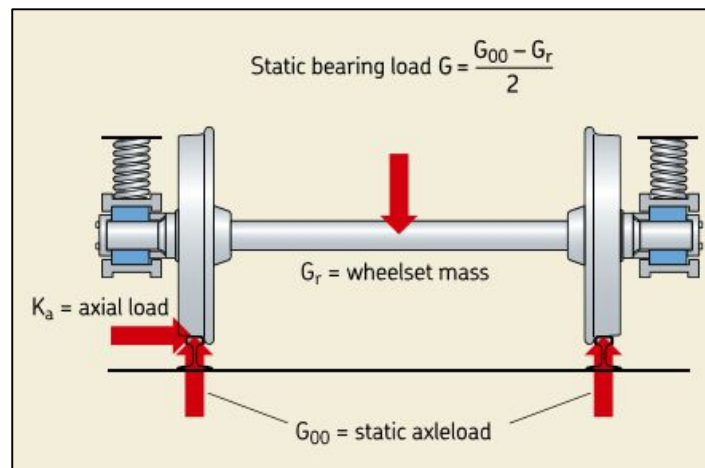


Figura 93. Cargas radiales y axiales.

Comencemos por la carga radial “ K_r ”. SKF nos dice que esta fuerza se calcula de la siguiente manera:

$$K_r = f_0 f_{rd} f_{tr} G$$

Donde tenemos que cada término toma los siguientes valores:

- $f_0 = 0.85$ Factor de carga útil. Figura 94.
- $f_{rd} = 1.2$ Factor de carga radial dinámica. Figura 94.
- $f_{tr} = 1$ Factor de tracción. Figura 94.
- $G = \sqrt{(F + N)^2 + (R_r)^2} = 10.860 \text{ kgf}$

Donde la fuerza “ G ” es la resultante de las fuerzas radiales actuando sobre los rodamientos y se obtiene del análisis de fuerzas vista en la sección anterior, por eso la correlación con las nomenclaturas.

Entonces, si ahora reemplazamos todos los valores conseguidos, parte de ellos empíricos, obtendremos la carga radial que está siendo aplicada sobre el rodamiento a lo largo de su trabajo para una condición de carga máxima del bogie.

$$K_r = 0.85 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot 10.050 \text{ kgf} = 11.077 \text{ kgf}$$

Payload factor f_0	Vehicle type
0,8 to 0,9	Freight cars
0,9 to 1	Multiple units, passenger coaches and mass transit vehicles
1	Locomotives and other vehicles having a constant payload

The pay load factor f_0 is used for variation in the static loading of the vehicle, e.g. goods for freight and passengers incl. baggage for coaches. A locomotive has no significant variation in the static load; that's why a full static axlebox load needs to be applied.

Dynamic radial factor f_{rd}	Vehicle type
1,2	Freight cars, adapter application
1,1 to 1,3	Multiple units, passenger coaches and mass transit vehicles
1,2 to 1,4	Locomotives and other vehicles having a constant payload

The dynamic radial factor f_{rd} is used to take into account quasi-static effects like rolling and pitch as well as dynamic effects from the wheel rail contact.

Dynamic traction factor f_{tr}	Vehicle type
1,05	Powered vehicles with an elastic drive system, e.g. hollow shaft drive with elastic coupling
1,1	Powered vehicles with a non-elastic drive system, e.g. axle hung traction motors
1	Non-powered vehicles

The dynamic traction factor is used to take into account additional radial loads caused by the drive system.

Figura 94. Factores empíricos carga radial.

La carga axial real aplicada sobre los rodamientos, por su parte, se calcula de una manera similar a como obtuvimos la carga radial. El manual técnico ferroviario de SKF sugiere la siguiente fórmula:

$$K_a = f_0 f_{ad} G$$

Donde “ f_0 ” y “ G ” tienen el mismo significado y valor que usamos arriba para la carga radial.

Por su parte, “ f_{af} ” es el factor de carga axial dinámica y su valor es de 0.1 como vemos en la figura 95.

Dynamic axial factor f_{ad}	Vehicle type
0,1	Freight cars
0,08	Multiple units, passenger coaches and mass transit vehicles, max speed 160 km/h
0,1	Multiple units, passenger coaches and mass transit vehicles > 160 km/h
0,12	Locomotives, tilting trains or other concepts leading to higher lateral acceleration

Figura 95. Factor de carga axial dinámica.

De esta manera, podemos conocer la carga axial total aplicada sobre los rodamientos que estamos proyectando, y esta es:

$$K_a = 0.85 \cdot 0.1 \cdot 10050 \text{ kgf} = 855 \text{ kgf}$$

Si bien llegamos a un valor de fuerza axial ejercida sobre los rodamientos, esta no contempla la acción de la fuerza centrífuga, de hecho, su obtención es meramente empírica y no considera un estudio dinámico como hicimos con la carga radial “Kr” calculada arriba. No obstante, se procedió a calcularla de esta manera para saber si su valor era mayor a la fuerza “P” o “Fcen” de la figura 81, y si así era, utilizarla como escenario de peor condición de trabajo posible. Como vemos que esto no ocurre, el valor de la carga axial “Ka” pasa a tomar el siguiente valor:

$$K_a = 1.600 \text{ kgf}$$

Para poder calcular finalmente la carga equivalente aplicada sobre el rodamiento debemos obtener el factor de carga axial “y₁” que el catálogo nos brinda. La imagen 96 muestra dicha porción del catálogo que SKF nos proporciona, y como podemos ver el valor que toma el factor que necesitamos es de 1,6.

d	2B	r _{3,4}	r ₅	d ₄	D ₄	D ₅	C ₄	r ₆	r ₇	e	Y ₁	Y ₂	Y ₀
mm		min.	min.	máx.	min.	máx.	min.	máx.	máx.				
85	56	2	0,6	97	132	140	5	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
cont.	72	2	0,6	97	130	140	5	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	98	2	0,6	96	128	140	7	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	82	3	1	103	143	166	6	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
90	64	1,5	0,6	100	125	132	6	1,5	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	78	1,5	0,6	100	127	132	6	1,5	0,6	0,27	2,5	3,7	2,5
	64	2	0,6	100	125	132	6	1,5	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	60	2	0,6	104	140	150	5	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	86	3	1	109	151	176	5	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
95	78	1,5	0,6	104	131	138	7	1,5	0,6	0,28	2,4	3,6	2,5
	86	2,5	1	109	145	158	5	2,5	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	90	3	1	114	157	156	5	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
100	64	1,5	0,6	110	134	142	6	1,5	0,6	0,46	1,5	2,2	1,4
	68	2,5	1	116	157	168	5	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	92	2,5	1	115	154	168	5	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	96	3	1	127	184	201	6	2,5	1	0,35	1,9	2,9	1,8
	102	3	1	121	168	201	7	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
105	70	2	0,6	116	143	150	6	2	0,6	0,44	1,5	2,3	1,6
110	76	2	0,6	123	152	160	7	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	112	2	0,6	121	155	170	9	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	76	2,5	1	129	174	188	6	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	106	2,5	1	127	170	188	6	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	114	3	1	135	188	226	7	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
120	76	2	0,6	132	161	170	7	2	0,6	0,46	1,5	2,2	1,4
	96	2	0,6	132	160	170	6	2	0,6	0,3	2,3	3,4	2,2
	80	2,5	1	141	187	203	6	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	116	2,5	1	137	181	203	7	2	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	116	3	1	153	221	245	7	2,5	1	0,35	1,9	2,9	1,8
	126	3	1	145	203	245	9	2,5	1	0,83	0,81	1,2	0,8
130	64	1,5	0,6	141	167	172	6	1,5	0,6	0,33	2	3	2
	90	2	0,6	144	178	190	7	2	0,6	0,43	1,6	2,3	1,6
	80	3	1	152	203	216	7	3	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	128	3	1	146	193	226	7	2,5	1	0,43	1,6	2,3	1,6
	132	4	1,5	157	218	263	8	3	1,5	0,83	0,81	1,2	0,8

Figura 96. Factor de carga axial

Entonces, tenemos que:

$$P = 11.077 \text{ kgf} + 1.6 * 1.600 \text{ kgf} = 13.637 \text{ kgf}$$

Ahora sí, finalmente, estamos en condiciones de reemplazar todos los valores calculados, reemplazarlos en la ecuación madre colocada arriba y obtener la vida útil que tendrán los rodamientos con el estado de carga propuesto en el proyecto. Este valor es:

$$L_{10} = \frac{\pi D}{1000} \left(\frac{C}{P} \right)^k$$

$$L = \frac{\pi 0,953}{1.000} \left(\frac{80.800 \text{ kgf}}{13.637 \text{ kgf}} \right)^{10/3}$$

$$L = 1,13 \text{ Mkm}$$

Los rodamientos tendrán una vida útil de 1,13 millones de kilómetros de recorrido. El manual técnico ferroviario de SKF en el cual nos basamos toda la sección nos dice y recomienda que para bogies de vagones de trenes de carga la vida del rodamiento debe alcanzar los 800.000 km o superarlos, por lo que comparándolo con el resultado que obtuvimos estamos más que suficientemente aptos para las condiciones proyectadas.

De esta manera dejamos por concluida esta sección, dejando en esta parte del capítulo ya definidos cuáles serán los rodamientos que se utilizarán en los ejes para permitirle el movimiento al bogie a lo largo de la vía ferroviaria.

4.7 PERFIL DE RODADURA: RUEDAS

Las ruedas son las encargadas de guiar a los bogies, y, por ende, al vagón ferroviario y/o locomotora sobre las vías ferroviarias proporcionando el movimiento de la formación o tren. Las ruedas de ferrocarril están especialmente configuradas para poder circular sobre los raíles, soportar cargas elevadas de transporte, y en el caso de las locomotoras, transmitir eficazmente la tracción generada por los motores. En las ruedas de los bogies, la silueta cónica del perfil de rodadura permite que los vehículos ferroviarios permanezcan centrados en la vía al proporcionar una fuerza lateral sobre el vehículo ferroviario cuando se desplaza del centro de la vía volviéndolos a la posición deseada. La rueda tiene una aleta para evitar que la banda de rodadura se mueva lateralmente fuera del

riel, al encarar curvas cerradas y en casos de severos movimientos laterales, la pestaña entra en contacto con la viga del carril ferroviario generándose lo que se llama en inglés “fanging”, traducido, pestañeo de la rueda sobre las vías.

La interacción del perfil del carril y el perfil de la rueda es importante para la estabilidad y el rendimiento en curvas de un coche ferroviario sobre los carriles. El ahusamiento de la banda de rodadura es importante a la hora del proyecto de una rueda. Una conicidad alta produce fuerzas laterales mayores, la alta conicidad es beneficiosa para el rendimiento de la curva, pero también reduce lo que se llama velocidad crítica del vehículo ferroviario. La velocidad crítica es aquella velocidad que cuando nos encontramos por encima de ella el vehículo ferroviario comienza a moverse de lado a lado debido a las altas fuerzas laterales causadas por la conicidad de la rueda, y la amortiguación en el bogie y el vagón no es lo suficientemente alta para amortiguar esta vibración. Por encima de la velocidad crítica, se dice que el vagón es inestable, por lo tanto, los diseñadores de vehículos ferroviarios deben asegurarse de que la velocidad crítica sea mayor que la velocidad de operación de la formación ferroviaria.

En la figura 97 podemos visualizar las partes que conforman un perfil de rodadura de una rueda utilizada para la industria ferroviaria. Las denominaciones pueden variar de acuerdo con los países y/o regiones, pero sus propósitos siguen siendo los mismos. La pestaña es un relieve que se lleva el mayor diámetro de la rueda y se encuentra en la parte interior del perfil de esta con respecto a su colocación en el vehículo, evitando que la rueda se salga del rail y proporcione el guiado del vehículo en todo momento.

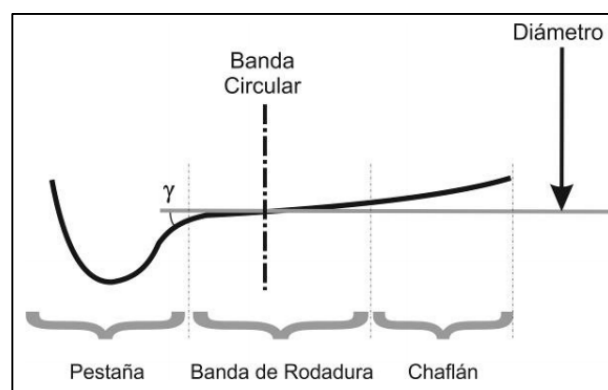


Figura 97. Perfil de rodadura.

El chaflán, por su parte, es la zona de menor diámetro de la rueda y se encuentra en su parte exterior, podemos decir que es la porción encargada de darle la terminación final.

Finalmente, caemos en la banda de rodadura. Se encuentra en la parte central del perfil de rodadura, su forma es cónica y es la zona que apoya en el rail. Junto con la pestaña, son las áreas que sufren mayor desgaste durante toda su vida útil de funcionamiento. El punto medio aproximado de la banda de rodadura con respecto a la superficie de contacto del carril se denomina banda circular, el punto de encuentro entre la banda circular y la banda de rodadura se denomina punto de rodadura y es donde se mide el diámetro de la rueda y desde el que se toma referencia para el resto de los parámetros del perfil de rodadura.

Hecha ya una pequeña introducción a lo que se refiere el tema de esta sección, entraremos a detallar como serán las ruedas que nuestros bogies usarán. Las ruedas estarán regidas bajo los planos que la CNRT nos provee denominados NEFA encargados de normalizar ciertos criterios en algunos elementos de la industria ferroviaria, en este caso, los utilizaremos para las ruedas y los perfiles de rodaduras.

La idea principal que se tiene en esta parte del proyecto es de tercerizar cada una de las ruedas que los bogies utilizarán. Para eso debemos dejarle bien en claro al proveedor como deberán ser estas para así nuestro bogies funcionen de acuerdo a cómo lo proyectamos. En este punto entran los planos NEFA que la comisión nacional de regulación del transporte nos proporciona. Nuestra ingeniería estará basada en la que ya realizó dicho ente, por lo que solamente debemos exigirle a nuestro proveedor que cumpla con las especificaciones que los planos demandan. Tomaremos como propia la ingeniería que realizó la CNRT sobre las ruedas y perfiles de rodaduras para nuestro propósito.

Las ruedas estarán basadas en las especificaciones del plano NEFA 156, que mostramos en la figura 98 como orientación. De ese plano surge que el perfil de rodadura deberá cumplir con lo que especifica el plano NEFA 706, quedando así determinada completamente la rueda. La figura 99 muestra el perfil de rodadura que deberá tener la rueda cuyo plano NEFA es el nombrado anteriormente.

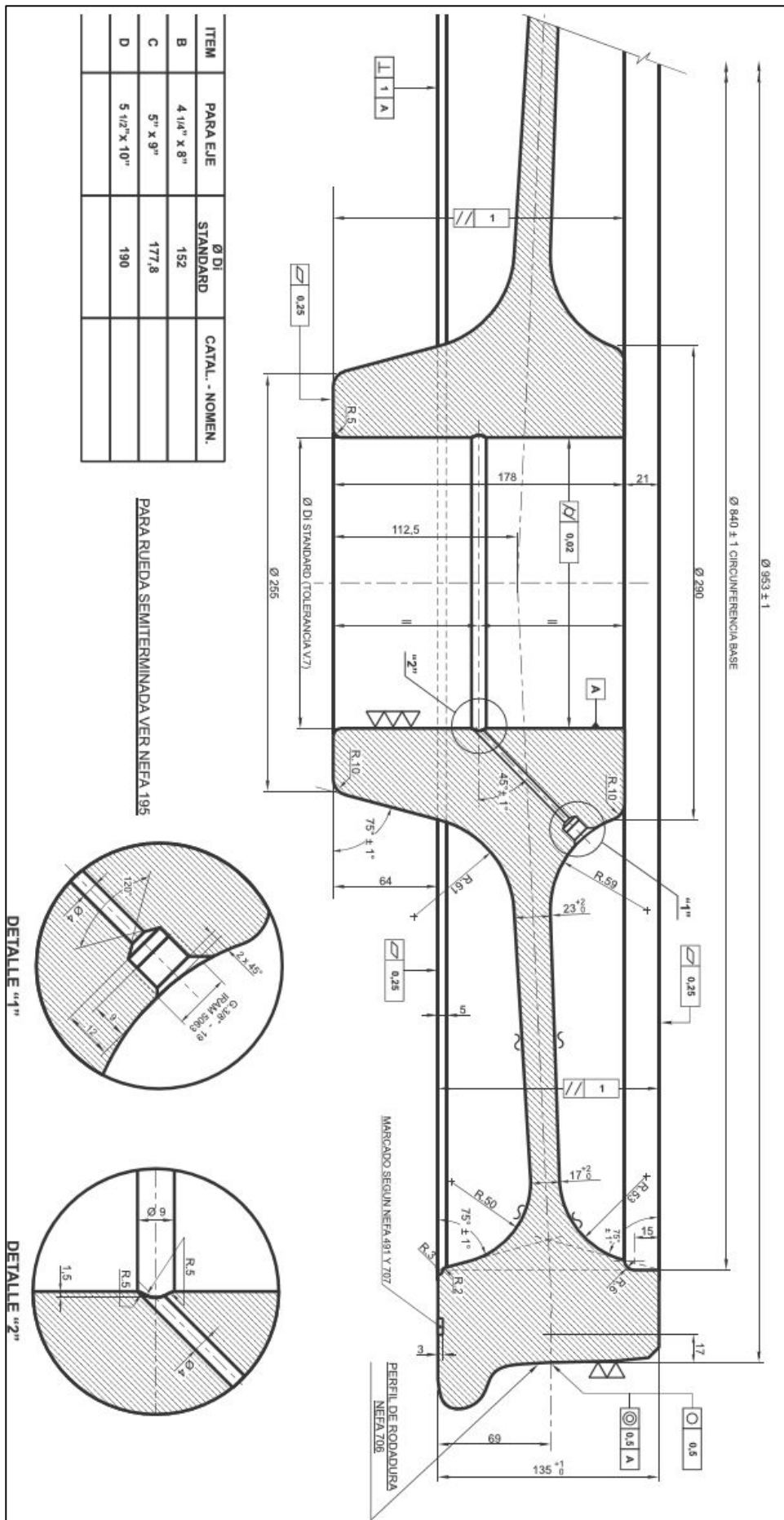


Figura 98. NEFA 156: Ruedas.

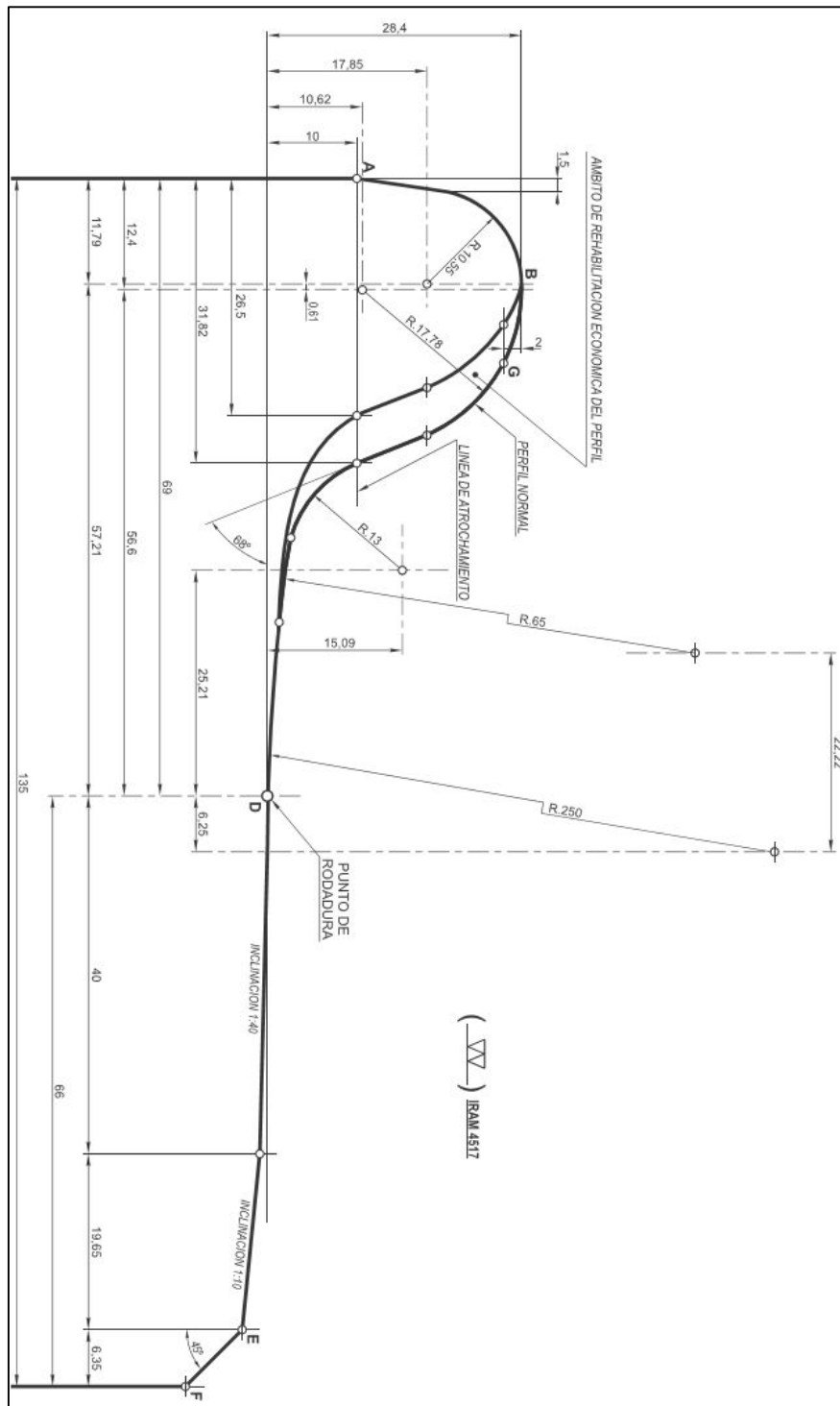


Figura 99. NEFA 706: Perfil de rodadura.

En la Argentina, estas ruedas ya son utilizadas en los vagones de carga de las líneas Mitre, Roca, Sarmiento, San Martín y Urquiza, trenes de carga cuyas trochas son de 1.676 y 1.435mm, por lo que estas ruedas se adaptan en estas aplicaciones y lo harán perfectamente en nuestro propósito. Existen fabricantes que ya se dedican al proceso de fabricación bajo los planos de esta norma, desde hace muchos años, dato que nos fue de suma importancia para tomar la decisión de trabajar con proveedores en esta parte del bogie.

De esta manera el capítulo que trata el cálculo y diseño de los bogies que usará el vagón de tren para carga de automóviles queda casi completamente terminado, solo restan las simulaciones de los distintos órganos que forman al bogie. Mediante el complemento que el software Solidworks nos proporciona, el Simulation, realizaremos los análisis por elementos finitos de las distintas partes, para así dar por finalizado completamente esta parte de proyecto final.

4.8 SIMULACIONES

Como ya venimos aplicando en los otros capítulos, usaremos el complemento Simulation que el software de dibujo asistido Solidworks nos proporciona para hacer un estudio mediante elementos finitos de los componentes principales que conforman a los bogies. Estudiaremos los comportamientos de tensión y deformación del bolster, las vigas laterales y el perno de arrastre del pivote. Básicamente, terminaremos de comprobar su diseño, verificando que los cálculos realizados en cada una de sus secciones hayan sido adecuados.

Comenzaremos con el bolster del bogie, después seguiremos con las vigas laterales y finalizaremos el análisis mediante elemento finitos con el perno de arrastre que conforma el alma del pivote. En todos los casos buscaremos las máximas tensiones que el software nos arroja y compararlas con las tensiones de fluencia del material que sea el caso y analizar si las deformaciones producidas son adecuadas para la aplicación que se encuentra cada uno de los miembros estructurales en cuestión.

SIMULACIÓN BOLSTER

La figura 100 muestra el estado de carga, mallado y sujeciones planteadas para el estudio de la viga que forma al bolster. Al igual que la sección 4.1, se plantearon las mismas sujeciones y cargas. En cada extremo del bolster, tenemos el sistema de suspensión secundario formado por los resortes helicoidales concéntricos, que como vimos en la sección 4.3 su desplazamiento total es de 25 mm cuando la carga es aplicada, por lo cual se dio como condición de contorno en el software este valor de deformación permitida en la dirección vertical. En las dos direcciones restantes su desplazamiento es nulo, por lo que su vinculación restringe deformaciones en estos puntos

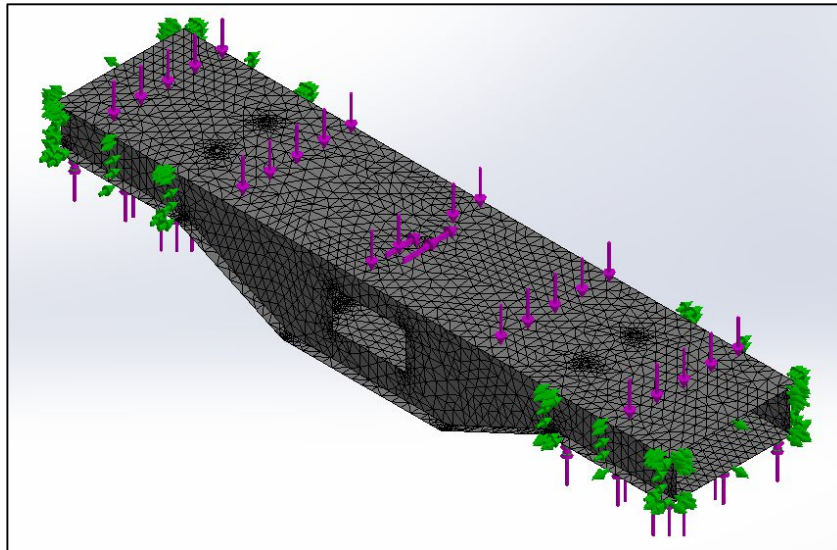


Figura 100. Carga, mallado y sujeciones bolster.

Por el lado de las cargas, como ya sabemos, tenemos la producida por el peso bruto permitido por cada bogie, 40 Tn, y el empuje en el perno de arrastre de 8 Tn de fuerza debido al empuje otorgado al bogie para mover al vagón en ese punto.

La figura 101 ya denota el estado tensional del bolster bajo las fuerzas y condiciones de apoyo propuestos. Vemos que la máxima tensión se produce en la zona de cambio de sección, más precisamente en el radio que genera dicha transición, alcanzando valores de 1.760 kg/cm^2 . Como la fluencia del material es de 4.200 kg/cm^2 , el factor de seguridad se sigue encontrando por encima del mínimo requerido de 2, más precisamente toma un valor de 2,38.

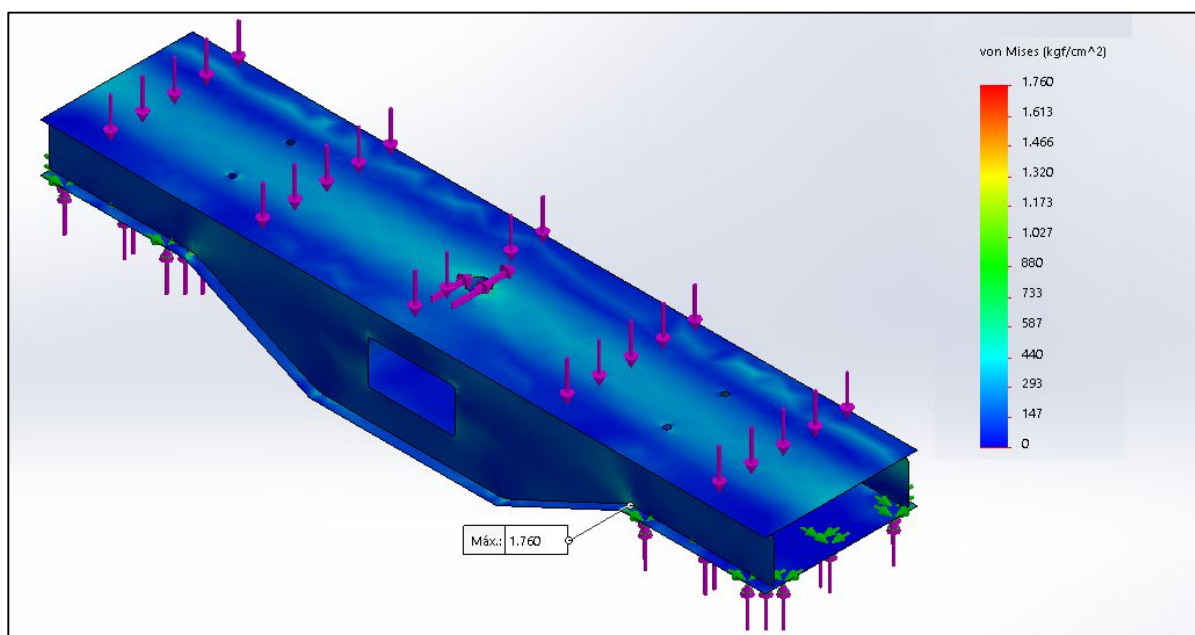


Figura 101. Tensiones bolster.

Ahora pasamos a las deformaciones producidas en el bolster, que las visualizamos en la figura 102 del presente trabajo. Su máxima deformación se presenta en el centro, como era de esperarse. La deformación total encontrada por el software es de 25,4 mm. Estas deformaciones ya la conocíamos desde un principio, en la sección 4.3 para ser exactos, que es la deformación total que sufren cada uno de los conjuntos de resortes a cada lado del bolster, por lo que era un resultado por esperar.

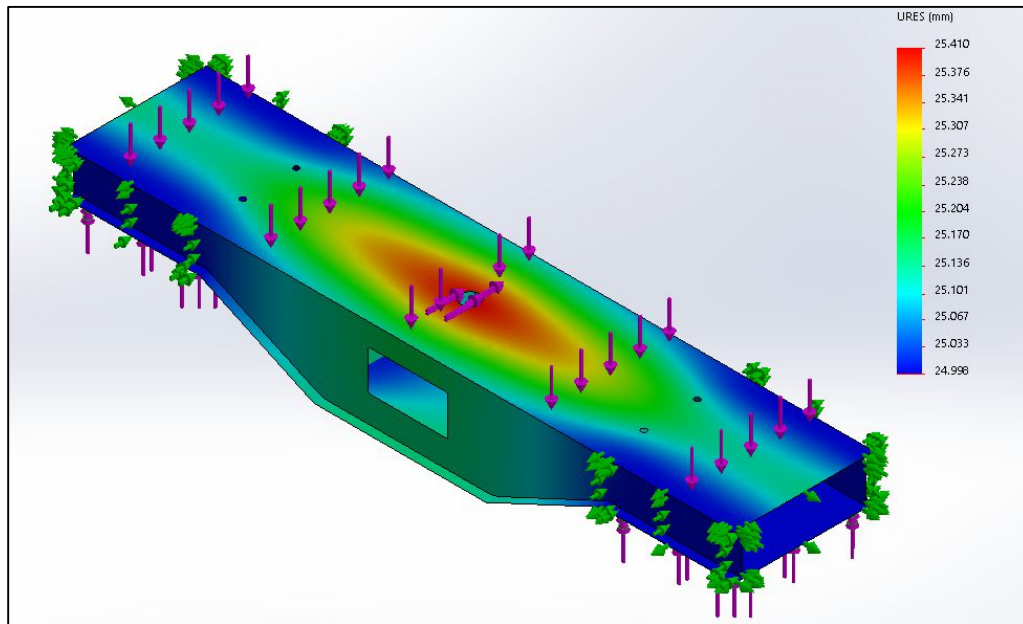


Figura 102. Deformación bolster.

Ahora si podemos decir que el bolster para los bogies que usará nuestro vagón de tren del proyecto queda totalmente definido. Simulamos su condición de trabajo y obtuvimos resultados acordes a los esperados.

SIMULACIÓN VIGAS LATERALES

Al igual que el bolster, las vigas laterales toman un tratamiento igual al planteado al principio de este capítulo, en la sección 4.2. La figura 103 muestra el mallado, cargas y apoyos o vínculos que presenta una de las vigas laterales diseñadas para los bogies. Las condiciones de apoyo se tratarán de sujeciones fijas en los lugares donde se localizan las cajas porta rodamientos, mientras que la carga se tratará de 20 Tn aplicada en la zona donde se ubican los resortes de la suspensión secundaria, es decir, en la parte central de las vigas laterales. Todo este detalle viene del análisis de fuerzas realizado en la sección 4.2.

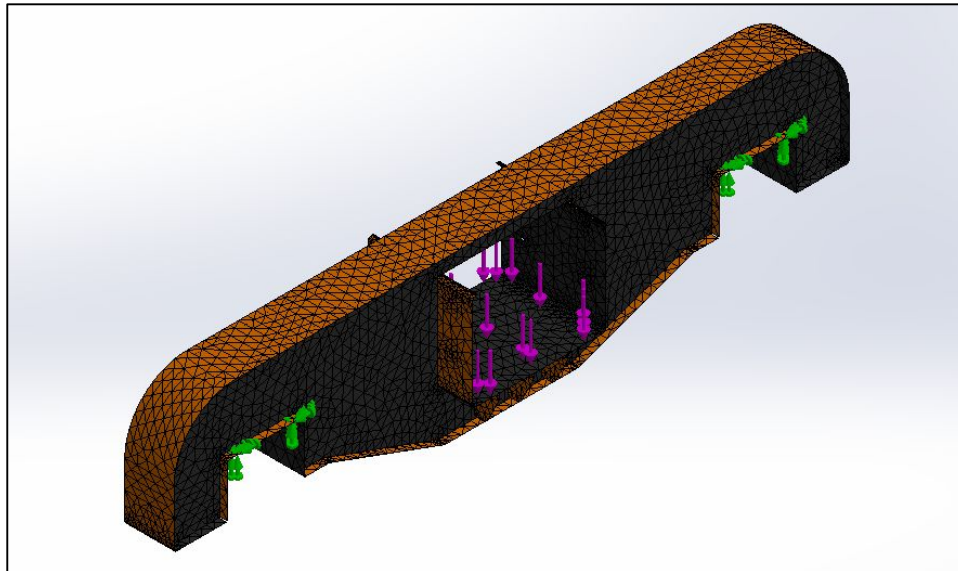


Figura 103. Mallado, cargas y sujeciones vigas laterales.

Ahora ya podemos empezar a hablar de las tensiones encontradas en las vigas laterales, y para ellos nos centralizaremos en la figura 104 que es el gráfico y sus valores que el Solidworks Simulation nos facilita luego de estudio realizado. El máximo esfuerzo resultante es de 1.351 kg/cm^2 , en cada una de las esquinas superiores donde se ubican las cajas porta rodamientos. Si bien la tensión localizada es alta, comparada con la fluencia del material de 4.200 kg/cm^2 , obtendremos un factor de trabajo de 3,1, que sigue estando dentro de lo recomendado por la bibliografía. El resto del volumen se encuentra trabajando según lo que calculamos en la sección 4.2.

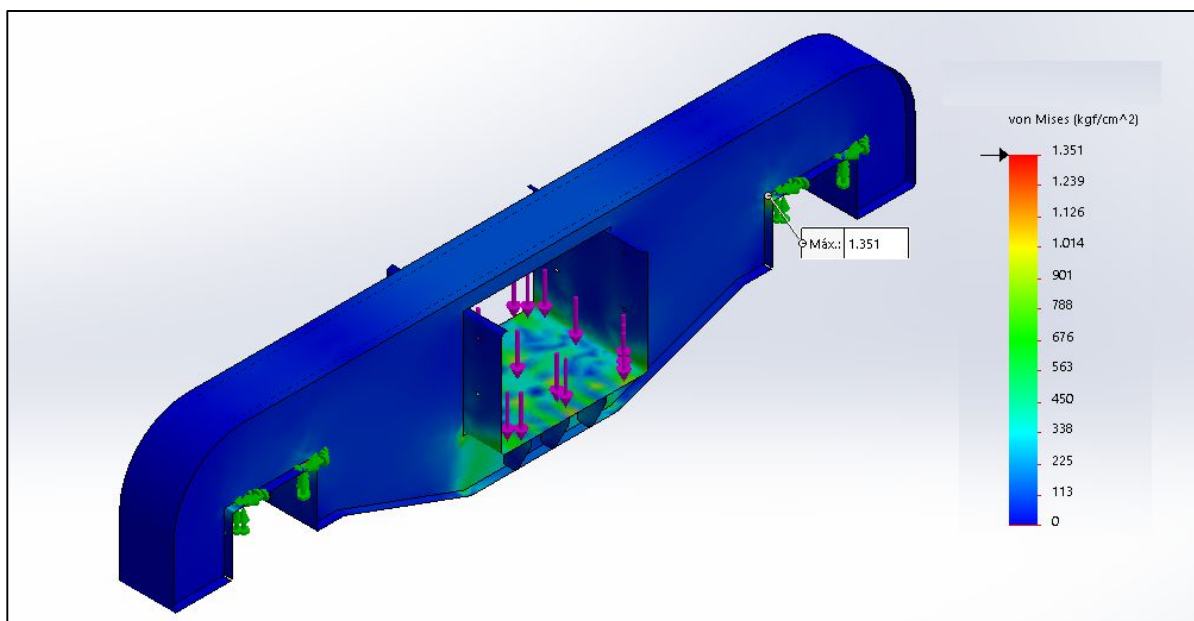


Figura 104. Tensiones en vigas laterales.

Finalmente, para las vigas laterales, entramos en los desplazamientos debido a la carga aplicada. La imagen 105 muestra que en los resultados de la simulación la deformación máxima, ubicada en el centro, es de solamente 1,2mm.

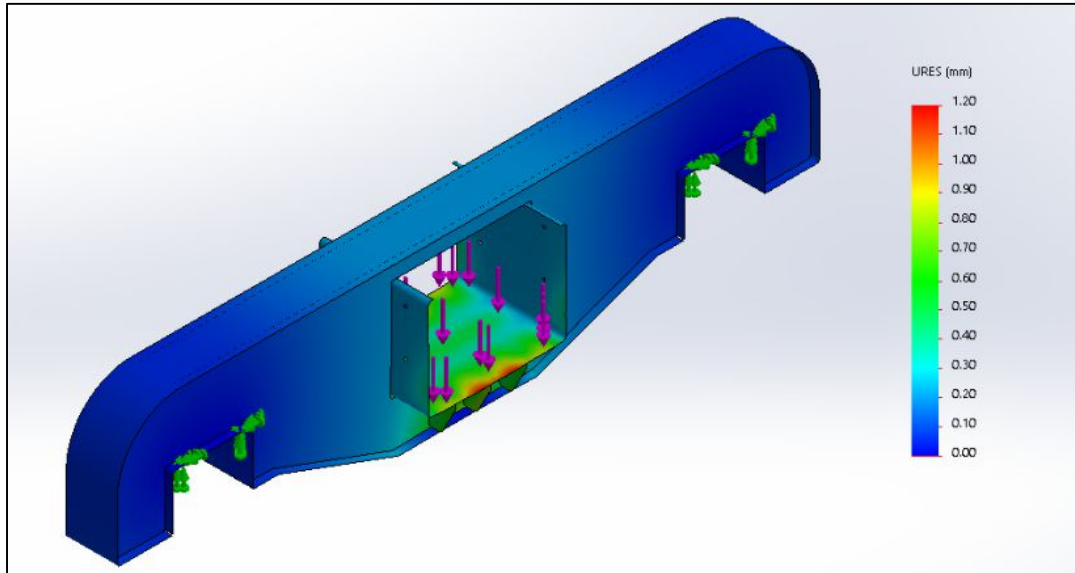


Figura 105. Deformaciones vigas laterales.

Las deformaciones que encontramos al simular las vigas laterales son más que satisfactoria, tener como desplazamiento máximo un valor de 1,2 mm significa que la viga trabaja adecuadamente para las sollicitaciones propuestas.

Otra vez, al igual que el bolster, podemos decir que las vigas laterales para los bogies que usará nuestro vagón quedan totalmente definidas. Simulamos su condición de trabajo y obtuvimos resultados acordes a los esperados.

PIVOTE: PERNO CENTRAL

Nuestra última simulación del capítulo corresponde al perno central de arrastre que forma parte del sistema de vinculación bogie-vagón, ubicado más precisamente en el pivote del bogie. La figura 106 muestra las cargas, sujeciones y mallado del perno proyectado en la sección 4.4 del presente proyecto final de grado. La carga será “P”, de 8.000 kgf, distribuida en todo el cuerpo del perno sumada a la fuerza centrífuga producida cuando el bogie entra en una curva de 3.200 kgf. La sujeción, por su parte, se presentará en la cabeza del perno donde se aloja en el pivote macho que va abulonado al chasis del vagón.

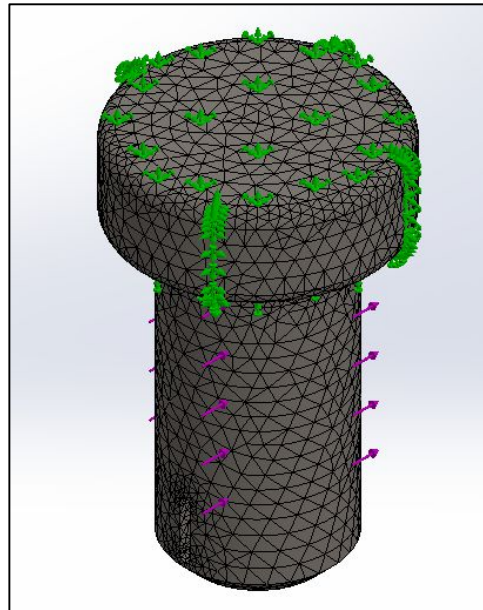


Figura 106. Carga, sujeciones y mallado perno.

Los resultados de esta última simulación se aprecian en la figura 107 y 108, tensiones y deformaciones respectivamente. Las tensiones máximas, como eran de esperarse, se localizan en la zana donde se produce el cambio de sección del perno, el radio de entalla que une la cabeza del perno con su cuerpo principal. La tensión que se alcanza es de 2.625 kg/cm^2 y como el material con el que está hecho se trata de un AISI 1045, con una fluencia S_y de 5.400 kg/cm^2 , el coeficiente de trabajo surgido de la simulación es de 2,05, que cumple con lo preestablecido.

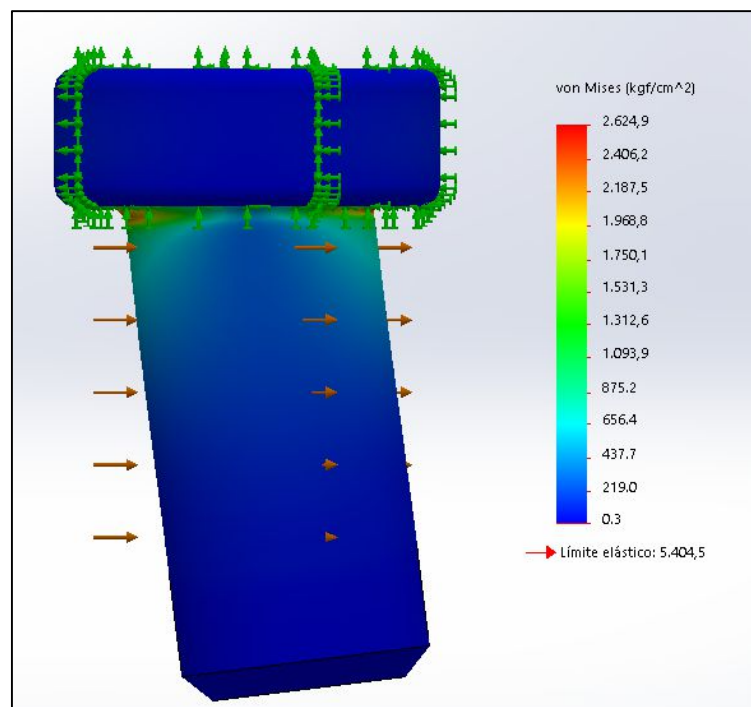


Figura 107. Esfuerzos del perno.

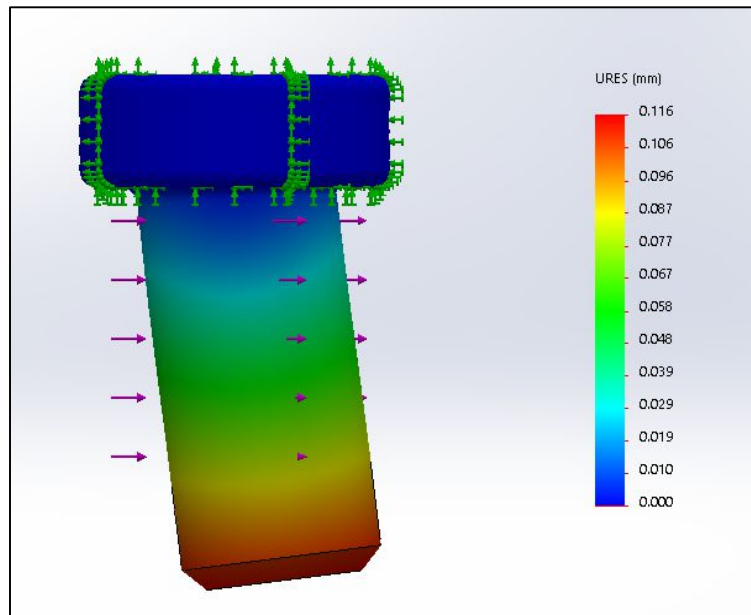


Figura 108. Deformaciones del perno.

Por último, solo resta mencionar que las deformaciones encontradas son más que aptas, el hecho de rondar solamente los 0,116 mm de desplazamiento reafirma aún más que su diseño es adecuado para la aplicación que se lo requiere.

De esta manera damos por concluido el capítulo que trata del diseño, cálculo y verificación de los bogies que nuestro vagón de carga de automóviles utilizará. Los bogies fueron proyectados de forma tal que puedan intercambiarse en cualquier vagón de carga de mercadería, sin importar que sea o no para transportar automóviles.

Un dato importante para destacar y resaltar nuevamente es que todas las consideraciones ya sean de cálculo como de diseño se hicieron pensando en que la carga máxima de trabajo fuese de 20 Tn por cada eje de bogie, es decir, 40 Tn de carga bruta aplicada a cada bogie. Cada uno de los componentes verifican correctamente ante estas condiciones, pero la realidad es que específicamente para nuestro vagón de tren de carga de automóviles nunca llegaremos a tales valores de fuerza, sino que tendremos fuerzas de trabajo mucho menores por lo que estaremos aún más del lado de la seguridad de funcionamiento.

CAPÍTULO V: SISTEMA DE FRENOS

5. SISTEMA DE FRENS

Los sistemas de frenos que se utilizan normalmente en los vagones para transporte de mercadería se basan principalmente en un arreglo mecánico accionado por un sistema neumático central. Una tubería de aire comprimido usada específicamente para los frenos de los vagones recorre la longitud del tren suministrando aire presurizado a depósitos ubicados en cada vagón. El conductor de la locomotora al aplicar el sistema de freno baja la presión en el tubo haciendo que una válvula de control en cada vagón detecte esta caída de presión aplicando el sistema neumático-mecánico de frenos usando el aire presurizado que se almacena en depósitos que cada vagón (o varios) tienen. Una mayor reducción de la presión de la tubería de freno da como resultado un mayor esfuerzo de frenado. Se debe tener en consideración que, dado que los frenos se aplican al liberar la presión de la tubería del freno, los frenos se aplican automáticamente en caso de falla de la manguera o se produce la separación de vagones de la formación.

Para aplicar el esfuerzo de frenado a las ruedas entran en juego las zapatas de freno, que se fuerzan contra la banda de rodadura de la rueda mediante el uso de cilindros neumáticos alimentados por los reservorios de aire presurizado mencionados anteriormente. La fuerza máxima aplicada depende típicamente del peso que lleva el vagón, esto se hace para proporcionar frenado sin que las ruedas patinen. Los vagones de transporte pesado tienen un interruptor de carga que indica si el vagón está cargado o no, algunos tienen válvulas de carga variable que varían la presión del cilindro del freno en función de la deformación de los resortes.

Los frenos del vagón se liberan presurizando nuevamente el tubo de freno, la válvula detecta dicho aumento de presión, suelta los frenos y se recargan los depósitos de aire del vagón. Algunas válvulas permiten que los frenos se suelten gradualmente mientras que otras solo pueden soltarlos completamente.

Debido a que los frenos se aplican en base a la reducción de la presión de aire en el tubo de freno, existe un retraso entre los frenos aplicados en los vagones cercanos a la locomotora y los vagones más alejados, este retraso varía según la longitud del tren. De manera similar, la liberación de

los frenos de aire en todo el tren no es simultánea ya que la liberación de los frenos se produce al volver a presionar el tubo principal de aire de frenado.

En nuestro proyecto solamente nos centraremos en la parte mecánica del sistema de frenos, ubicada en los bogies de cada vagón de tren que calculamos y diseñamos en el capítulo anterior. Calcularemos y diseñaremos cada una de estas partes, dejando la parte neumática del sistema para la locomotora y su formación.

Llegaremos al punto que determinaremos la fuerza máxima que deberá ejercer el cilindro neumático para poder aplicar el frenado con éxito. La fuerza máxima la determinaremos planteando el escenario más desfavorable para el sistema de frenos, escenario que se presenta cuando el vagón lleva su máxima carga bruta permitida y deberá frenar desde su velocidad máxima hasta cero en un tiempo prudencial que más adelante indicaremos. Por otra parte, las fuerzas que surjan de este estado planteado nos servirán para verificar el estado tensional de los mecanismos que entran en juego en el sistema de frenos.

En la figura 109 podemos visualizar la porción mecánica del sistema de frenos que irá montado en los bogies de cada vagón indicando cuáles son sus principales partes.

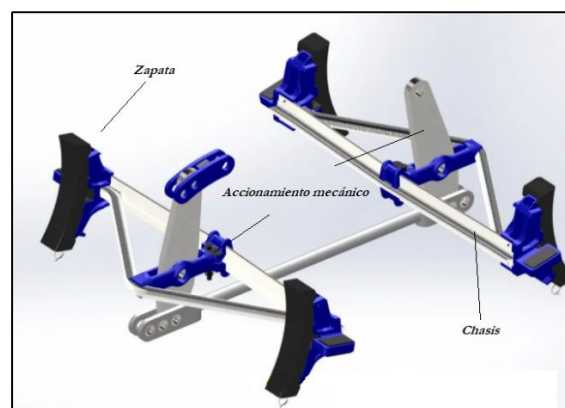


Figura 109. Parte mecánica sistema de frenos.

Las tres principales partes que hacen al sistema mecánico de los frenos del bogie que vimos en la figura nos darán una idea de cómo se dividirá este capítulo a lo largo de su descripción. Comenzaremos por el chasis del sistema frenos, luego pasaremos a las zapatas y llegaremos así,

finalmente, a los componentes que forman el accionamiento del sistema de frenado. En esta última sección encontraremos la fuerza máxima que mencionamos párrafos anteriores que deberá aplicar la parte neumática del sistema de frenos. Por último, el capítulo concluirá con la simulación del chasis principal del freno, aplicando el complemento Simulation que Solidworks nos proporciona.

5.1 CHASIS SISTEMA DE FRENOS

El chasis es la estructura principal de la parte mecánica del sistema de frenado, será el encargado de recibir el accionamiento por parte del sistema neumático, transfiriéndola dicho movimiento a las zapatas que están montadas en esta estructura para así ellas poder presionar sobre los perfiles de rodadura de las ruedas y frenar al vagón.

El chasis deberá soportar los esfuerzos que se generan durante el momento del frenado, las cargas que se producen debido al rozamiento y al contacto normal entre las zapatas y las ruedas se transmitirán al chasis de los frenos, por lo que esta estructura deberá ser resistente y rígida ante estas sollicitaciones. La figura 110 muestra un ejemplo de chasis para frenos de un bogie usado en vagones de carga indicando sus principales partes que lo conforman.

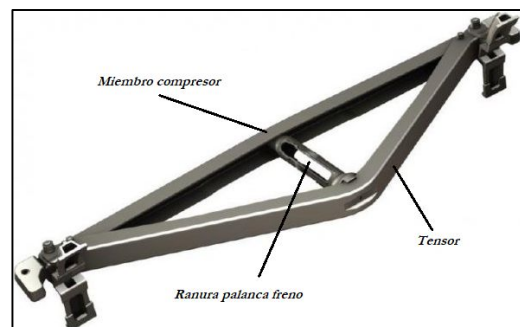


Figura 110. Chasis sistema de frenos.

Si bien se puede apreciar parte de lo que forma al conjunto que llamaremos zapata de frenado, en la sección siguiente indicaremos en detalle cuáles son los elementos que lo conforman y las decisiones de diseño tomadas respecto a esta parte.

Los miembros tensores y compresores son, respectivamente, las partes de la estructura sometida mayoritariamente a esfuerzos de tensión y compresión durante su funcionamiento normal.

Su diseño puede ser muy variado de acuerdo con el proyectista, para nuestro caso se tratarán de vigas de perfiles armados con chapas de acero de alta resistencia de espesores normalizados, acero que el proveedor denomina MLC 420 (Siderar), material que hemos utilizado durante todo el proyecto y ha dado buenos resultados en lo que compete al análisis estructural (Anexo II.1).

La ranura para la palanca de freno, por su parte, es donde irá alojada una de las palancas del sistema de accionamiento mecánico que, accionada por el sistema neumático, transmitirá el movimiento al resto del chasis para así de esta manera las zapatas pueden cumplir su función sobre los perfiles de rodadura. En nuestro caso, simplemente se tratará un acero AISI 1045 (Anexo IV.5), partiendo de un macizo redondo, mecanizándolo adecuadamente para que la palanca pueda acoplarse perfectamente durante su funcionamiento en ella.

La figura 111 se muestra el diseño propuesto del chasis de la parte mecánica del sistema de frenos que venimos describiendo hasta el momento.

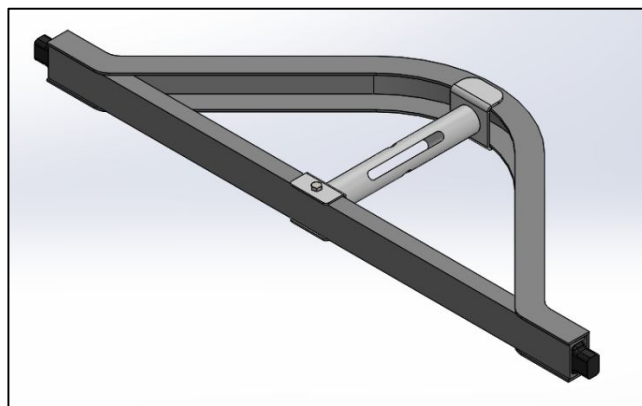


Figura 111. Diseño chasis sistema de frenos.

A cada extremo del chasis, alojado entre el miembro tensor y compresor, se puede observar lo que denominamos apoyos del sistema de frenado. Estos macizos elaborados de fundición nodular correrán sobre dos canales en forma de “C” montados a cada lado de las vigas laterales de los bogies como podemos observar en la figura 112. Estos apoyos harán la conexión entre el sistema de frenos y los bogies permitiéndole solamente su movimiento longitudinal para que pueda aplicarse la presión de las zapatas sobre las ruedas perfectamente.

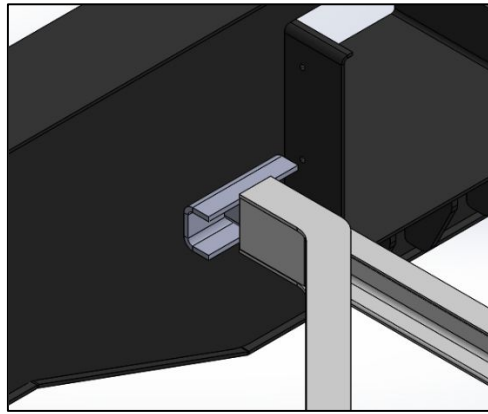


Figura 112. Apoyos sistema de frenos

Esta conexión deslizante deberá contar con lubricación en todo momento para evitar así desgastes prematuros tanto del canal como del apoyo de fundición y permitir un fácil deslizamiento del chasis del sistema de frenado sobre este. El canal por su parte, además, estará elaborado de chapa de acero al boro 15B30 debido a su buen desempeño frente a rozamientos (Anexo IV.4).

Cuando entremos en la sección 4.3 que trata de las fuerzas de frenados que deberán aplicarse para lograr los cometidos, podremos determinar, de esta manera, el estado de carga que se encontrará sometido el chasis durante su funcionamiento, más precisamente, en su condición más desfavorable. Volveremos al chasis en la última sección de este capítulo, sección 4.4 más precisamente, que es donde realizaremos las simulaciones mediante el complemento Simulation que el software Solidworks nos proporciona aplicando como valores de entrada del estudio las fuerzas que se producen durante el frenado del vagón bajo carga bruta máxima de 40 Tn y frenando a cero desde su máxima velocidad.

5.2 CONJUNTO ZAPATA DEL SISTEMA DE FRENOS

En los sistemas de frenos de vagones de transporte de mercadería encontramos que la principal interacción o contacto con la rueda y por ende la acción de frenado las realizan las zapatas ubicadas a cada extremo del chasis como podemos ver en la figura 113. Las zapatas en un principio se fabricaban de hierro colado (fundición) y en la actualidad se realizan con compuestos de fricción más adecuados, acero de alta resistencia a la abrasión, menos pesados y más eficientes.

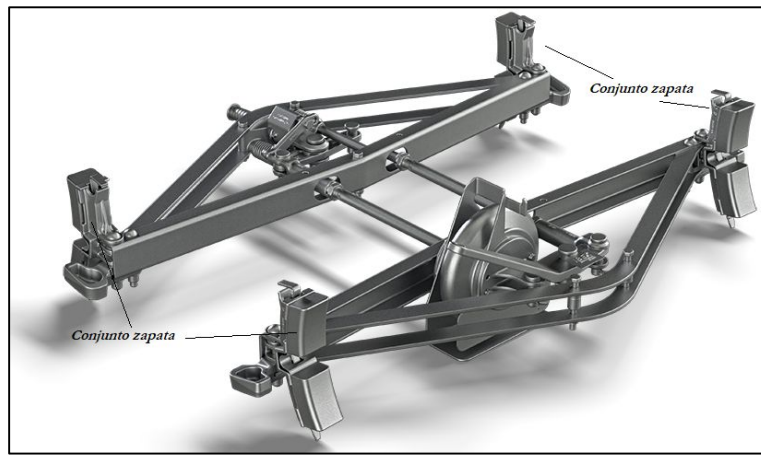


Figura 113. Ubicación conjuntos de zapatas.

Como dijimos, las zapatas inciden de manera directa sobre la banda de rodadura de la rueda, ejerciendo la presión necesaria para producir el frenado de las ruedas. Su principal inconveniente es la producción de desgastes y deformaciones en la banda de rodadura que acortan la vida útil de la rueda.

Las zapatas se encuentran ubicadas en unos elementos llamados porta-zapatas con una forma adaptada para alojarlas en ellas. La figura 114 muestra al denominado “conjunto zapata” y sus partes en cuestión. La presión de frenado es transmitida desde los cilindros de freno a los porta-zapatas mediante un sistema o conjunto de elementos compuestos por barras y pernos que transmiten los esfuerzos mediante un sistema de palancas vinculando ambos chasis del sistema de freno. A todo este conjunto se le denomina timonería de freno o conjunto de accionamiento y lo veremos detalladamente en la siguiente sección.



Figura 114. Conjunto zapata.

El montaje de la porta-zapata puede ser de dos maneras: fija, soldada al chasis del sistema de freno donde su reemplazo requerirá un reemplazo de todo o gran parte de la estructura o bien abulonada, en cada extremo del mencionado chasis, para un mejor reemplazo o mantenimiento si se

lo requiere. Para nuestro caso, nos inclinaremos por la segunda opción, hecha de función nodular y que podrá ser unida al chasis mediante un bulón y una tuerca auto-frenante como vemos en la figura 115.

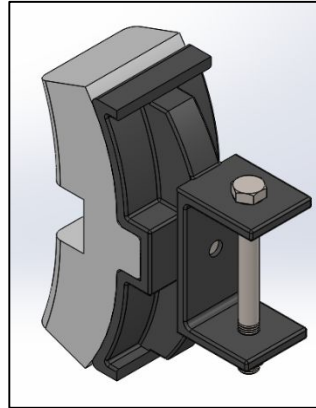


Figura 115. Porta-zapata diseñada.

La forma de la porta-zapata diseñada es tal que pueda alojarse perfectamente en el chasis para su posterior ajuste y que la zapata se albergue sin dificultad y perfectamente en su parte delantera. La figura 116 muestra el ya al conjunto zapata diseñado y su montaje en la estructura del chasis como mencionamos que se realizará.

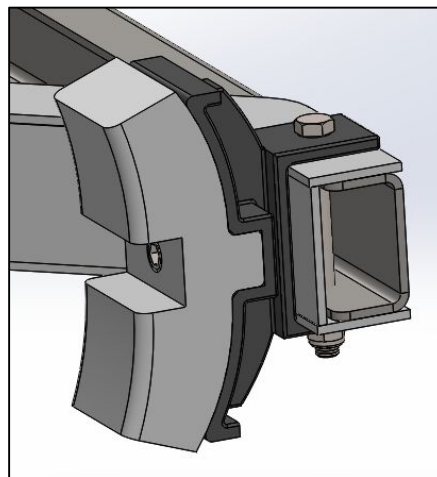


Figura 116. Montaje conjunto zapata diseñado.

En lo que compete a la zapata propiamente dicha en este proyecto, su fabricación será a través de mano de obra de terceros, como ya hicimos en el capítulo anterior con las ruedas y los estabilizadores laterales del bogie. El modelo de nuestra zapata con sus dimensiones será dado a una fundidora que colará el acero con los componentes y aditivos que ellos crean necesarios para cumplir

con nuestra especificación de resistencia al desgaste, validándola a través de los prototipos que se fabriquen y prueben. El proveedor que elegirá debido a su experiencia en el rubro, es decir, con experiencia en zapatas de frenos. Cabe destacar que el acero deberá resistir no solamente el desgaste debido al rozamiento con la banda de rodadura de la rueda sino también las altas temperaturas que se producen durante la fricción y disiparlo lo más rápidamente posible.

De esta forma concluimos la segunda parte de este capítulo procediendo con la sección siguiente que refiere al accionamiento y análisis de fuerzas que deben intervenir en un frenado exitoso. Veremos que la zapata entrará en juego en dichos análisis y cumplirá un papel primordial en el frenado del vagón de tren para cargas de automóviles de este trabajo.

5.3 ENERGÍA DE FRENADO Y CINEMÁTICA DE ACCIONAMIENTO

Entramos en el parte de este capítulo en el que trataremos la cinemática y dinámica que entra en juego en el sistema de frenado de los bogies que el vagón llevará. Lo que buscaremos es determinar la energía de frenado necesaria en cada bogie y, por ende, en cada rueda para frenar al vagón. Una vez determinada la energía y potencia de frenado podremos calcular la fuerza de fricción y normal que debe ejercer la zapata para cumplir el cometido. Finalmente, realizando un análisis de cuerpo libre del sistema de accionamiento mediante palancas y levas que veremos más adelante, encontraremos la fuerza que necesita ejercer el sistema neumático durante el frenado.

Las condiciones de contornos que plantearemos para el análisis serán las de mayor solicitud, es decir, cuando el bogie este soportando el mayor peso bruto posible: las 40 Tn. En cuanto a los datos cinemáticos de entrada, el bogie deberá ser capaz de frenar hasta detenerse desde una velocidad máxima de 20 m/s (80 km/h) en una distancia de 500 metros, valores promedios que encontramos hoy en día para vagones ferroviarios de transporte de carga. Con estos valores de velocidad y distancia, calcularemos, más adelante, la desaceleración y tiempo del bogie debido al frenado, utilizando el tiempo para calcular la potencia de frenado necesaria.

Comenzaremos los cálculos de la sección con la parte cinemática que mencionamos en el párrafo anterior. La idea es determinar el tiempo necesario para frenar el vagón de tren desde una velocidad de 20 a 0 m/s en una distancia de 500 metros, valores que encontramos normalmente en los vagones de carga en la actualidad. Para eso, usaremos la ecuación que nos brinda la física en estos casos y es la siguiente:

$$X = \frac{V_f^2 - V_i^2}{2 a} \rightarrow a = -\frac{V_i^2}{2 X}$$

$$a = -0,4 \text{ m/s}^2$$

Conocida la desaceleración que sufrirá el vagón al frenar ya podemos determinar el tiempo en que lo realizará, tiempo que usaremos para conocer la potencia de frenado del sistema. El tiempo lo obtenemos de la siguiente manera:

$$t = \frac{V_f - V_i}{a} = \frac{-V_i}{-a}$$

$$t = \frac{-20 \text{ m/s}}{-0,4 \text{ m/s}^2} = 50 \text{ s}$$

Esto nos dice que el vagón tardará 50 segundo en frenar desde su máxima velocidad de 20 m/s a 0 en una distancia de 500 metros.

Continuando con el análisis de la parte cinemática de la sección y previamente a entrar ya de lleno en lo dinámico, calcularemos la velocidad angular en revoluciones por minutos que lleva la rueda a una velocidad de 20 m/s. Para eso debemos aplicar la siguiente ecuación que vincula dichas velocidades angulares y lineales mediante el radio de la rueda, rueda cuyo diámetro, como vimos, es de 953 mm o 0.953 m. Dicho estos, obtendremos:

$$V = \omega R \rightarrow \omega = \frac{V}{R} = \frac{V}{D/2}$$

$$\omega = 42 \text{ rad/s}$$

Para pasar las unidades de radianes por cada segundo a revoluciones por minutos, debemos considerar que cada revolución es equivalente a 2π radianes y que 1 minuto es igual a 60 segundos. Haciendo esta conversión, obtenemos:

$$\omega = 42 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} \frac{1 \text{ revolución}}{2\pi \text{ rad}}$$

$$\omega = n = 400 \text{ rpm}$$

Este valor, más adelante, nos servirá para calcular el torque de frenado y, por ende, la fuerza de rozamiento y normal que deberá ejercer la zapata para cumplir las condiciones planteadas.

Ahora, estamos en condiciones de entrar en la parte dinámica del sistema de frenado. El primer paso es determinar la energía y potencia por aplicarse en cada rueda para frenar al vagón de tren de carga. Nos focalizaremos en los bogies individualmente, por lo que usaremos las cargas y ruedas de solamente uno. La energía de frenado será igual al cambio de energía cinética que el tren experimentará, partiendo de este concepto, aplicamos la siguiente ecuación:

$$U_f^T = \text{Energía frenado bogie} = -\Delta E_c$$

$$U_f^T = \frac{1}{2} m (V_i^2 - V_f^2)$$

Donde la masa serán 40.000 kg que es la masa bruta máxima permitida por cada bogie y las velocidades las que ya venimos utilizando. De esta forma tendremos:

$$U_f^T = 8.000.000 \text{ Joule}$$

La energía de frenado que aplicarán cada rueda se obtiene simplemente dividiendo la energía total calculada arriba por el número de ruedas que cada bogie tiene, es decir, 4. De esta manera, llegamos al siguiente valor:

$$U_f = 2.000.000 \text{ Joule}$$

Ahora pasaremos a determinar el valor que realmente nos interesa, la potencia de frenado. La potencia, como sabemos de la física clásica, es la energía por unidad de tiempo. En nuestro caso, la potencia de frenado se obtiene partiendo la energía de frenado de cada rueda individual por el tiempo que transcurre en detener el vagón desde su velocidad inicial de 20 m/s a cero, a este tiempo lo calculamos arriba y su valor fue de 50 segundos. De esta manera, la potencia para frenar cada rueda es igual a:

$$P_f = \frac{U_f}{t} = 40.000 \text{ J/s} = 40.000 \text{ Watt} = 50 \text{ CV}$$

Ahora debemos convertir esta potencia de frenado en fuerza. Para hacerlo recurrimos a la ecuación que la bibliografía nos proporciona vinculando dicha potencia calculada y la fuerza de rozamiento zapata-rueda. La fuerza de rozamiento necesaria para frenar al bogie cuyo diámetro de rueda de 953 mm y velocidad de giro de 400 rpm es la siguiente:

$$F_f = \frac{715 P_f}{D/2 n}$$

$$F_f = 200 \text{ kgf}$$

Si bien ya conocemos que fuerza de rozamiento debe existir entre cada zapata y rueda de los bogies para poder frenar al vagón, es necesario, no obstante, conocer la fuerza normal que debe ejercerse. La relación entre la fuerza normal y la de rozamiento, como ya sabemos de la física, está vinculada al coeficiente de rozamiento que existe entre la zapata del sistema de freno y la rueda. La bibliografía dice que para sistemas de frenos donde el contacto zapata-rueda es metal con metal, el coeficiente de rozamiento alcanza un valor de 0.25), de esta manera, la relación mencionada es la siguiente:

$$F_f = \mu N_f \rightarrow N_f = \frac{F_f}{\mu}$$

$$N_f = 800 \text{ kgf}$$

En resumen, esto quiere decir que debemos aplicar una fuerza normal en cada zapata del sistema de frenos de los bogies una fuerza de 800 kg para detener en 500 metros al vagón de tren de cargas desde su velocidad máxima de 20 m/s a cero.

En la figura 117 podemos apreciar un diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que entran en juego sobre el chasis del sistema de frenos a la hora del frenado. A su vez, en esta imagen, ya podemos apreciar las levas y la palanca que también intervienen en esta operación, estas serán las encargadas de transmitir la fuerza que realizará el sistema neumático sobre las 4 zapatas.

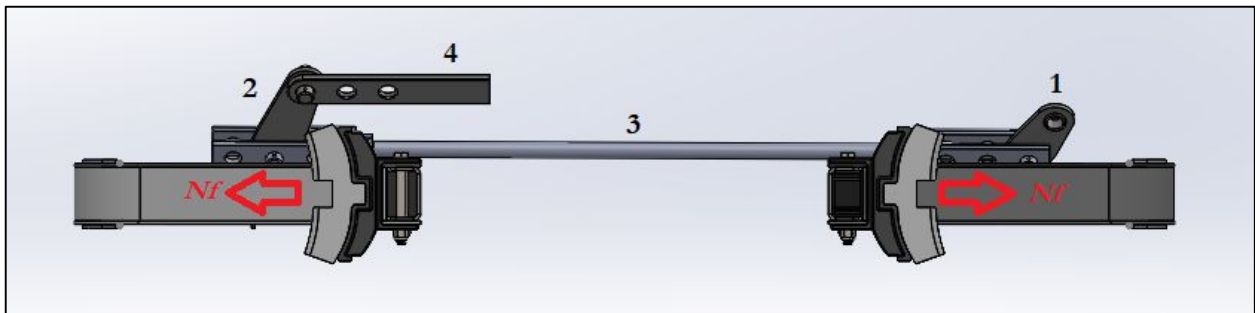


Figura 117. Diagrama cuerpo libre sistema de frenos.

La leva "1" será accionada por el sistema neumático transmitiéndola a las zapatas mediante la misma leva "1", la palanca "3" y la leva "2". En la imagen, "4" es una articulación que se encontrará soldada al bolster del bogie.

Para conocer la fuerza que debe aplicar sobre la leva "1" el sistema neumático de los frenos del bogie, debemos centrarnos y realizar un análisis de fuerzas en las levas y palanca de accionamiento. A figura 118 muestra el esquema con las cargas y dimensiones para realizar dicho análisis.

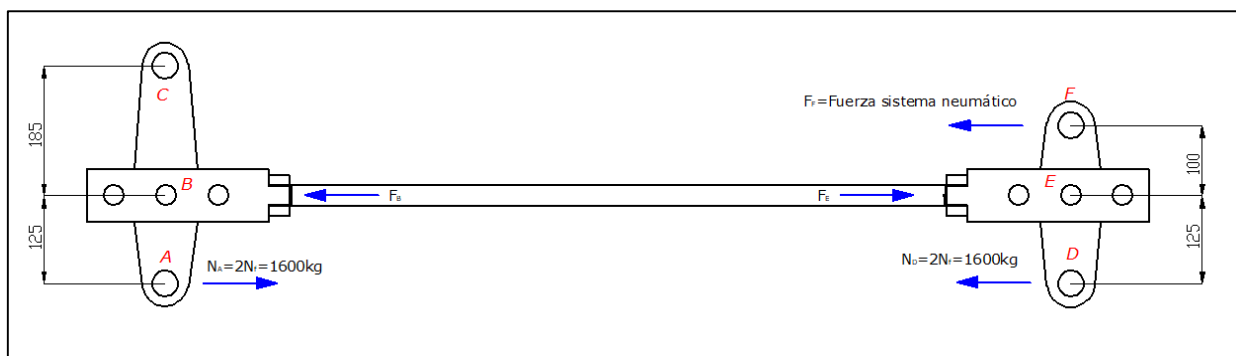


Figura 118. Diagrama cuerpo libre levas y palanca de accionamiento.

El primer paso es determinar la fuerza aplicada sobre el punto "B" que denota la figura 118. Para eso, aplicando simplemente un análisis estático de las fuerzas que intervienen tenemos:

$$F_B = \frac{N_A 310}{185} = 2.700 \text{ kgf}$$

Como la fuerza en el punto “B” es aplicada a lo largo de toda la palanca “3” (figura 117), esta fuerza será equivalente a la aplicada en el punto “E” como se aprecia en el diagrama de la figura 118. Como ahora ya conocemos las fuerzas que están siendo aplicadas en la leva “1”, estamos en condiciones de poder conocer la fuerza en el punto “F” o también conocida como la fuerza que deberá ejercer el sistema neumático para producir el frenado deseado. Aplicando otra vez un análisis estático de fuerzas, la carga que buscamos desde un principio de la sección es:

$$F_F = F_{Cil.Neu.} = F_E - N_D = 1.100 \text{ kgf}$$

Esto nos quiere decir que el sistema neumático del sistema de frenos propuesto en este capítulo del trabajo final de grado deberá ejercer una fuerza de 1.100 kg, como mínimo, para detener a cero un vagón de 80 Tn de carga bruta máxima viajando a 20 m/s en 500 metros. Esta fuerza será ejercida por el cilindro neumático que tiene incorporado cada vagón y si utilizará en ambos bogies, por lo que a la hora de seleccionar uno debemos considerar que la fuerza mínima que debe ejercer este actuador será de 2.200 kgf.

Solo resta un análisis del estado tensional de los chasis del sistema de frenos aplicando elementos finitos con la ayuda del complemento Simulation de Solidworks. Las fuerzas nos las brindará el análisis hecho en esta sección como destacaremos más adelante.

5.4 SIMULACIÓN CHASIS SISTEMA DE FRENOS

Para finalizar esta unidad del proyecto final de grado relacionado con la parte mecánica de un sistema de frenos para un bogie aplicado a un vagón de cargas, determinaremos mediante una simulación el estado tensional que se encuentra sometido el chasis de este sistema de frenos, chasis que detallamos anteriormente en la sección 5.1. La figura 119 nos muestra el mallado, fuerzas y sujeciones propuestas para el análisis en el software Solidworks. Se ha utilizado, como en todas las demás simulaciones realizadas, el complemento Simulation.

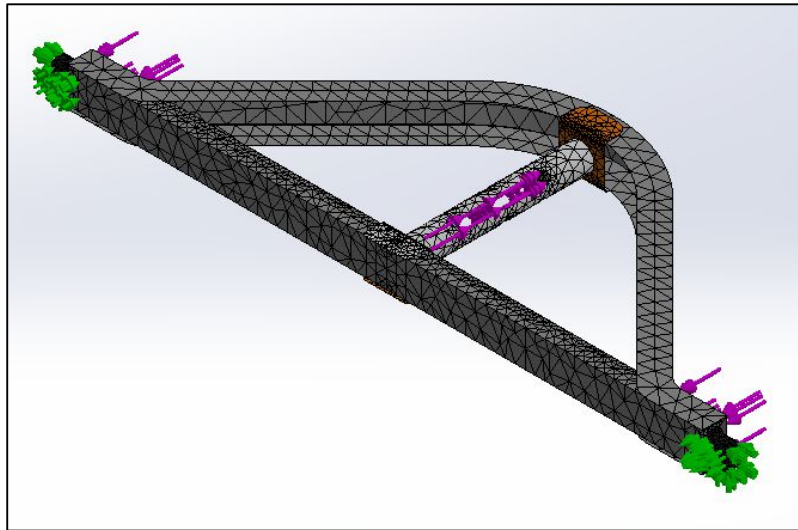


Figura 119. Mallado, cargas y sujeciones chasis sistema de frenos.

Las fuerzas aplicadas sobre la ranura de la palanca del freno y el miembro compresor (figura 110) son, respectivamente, F_B (o F_E) y N_f que la figura 118 que surge del análisis realizado en la sección 5.3 del presente capítulo. La fuerza sobre la ranura es de 2.700 kgf, mientras que la fuerza que se encuentra aplicada en el miembro compresor de 800 kgf es la correspondiente a la fuerza normal de rozamiento que la zapata debe otorgar para generar el frenado.

Con respecto al material con el que se encuentra elaborado el chasis, lo mencionamos en su momento en la sección 5.1, tratándose de un acero de alta resistencia MLC 420 con una tensión a la fluencia S_y de 4200kg/cm². Este valor nos permitirá, más adelante, compararlo con el estado tensional que se encuentra sometido el chasis bajo esas cargas y sujeciones, y así determinar su factor de seguridad.

La figura 120 ya nos muestra uno de los resultados que la simulación nos arroja. Vemos que los esfuerzos a los que se encuentra sometido el chasis no superan los 1.809 kg/cm², que es el valor máximo encontrado por el software en el extremo de la palanca de accionamiento. Como el material en esa zona corresponde al mencionado arriba (chapa microaleada MLC 420), el factor de seguridad en ese punto será:

$$N = \frac{S_y}{S} = \frac{4.200 \text{ kg/cm}^2}{1.809 \text{ kg/cm}^2}$$

$$N = 2.32$$

Valor, que como ya vimos en cálculos y simulaciones anteriores, es admisible debido a las recomendaciones que la bibliografía nos hace.

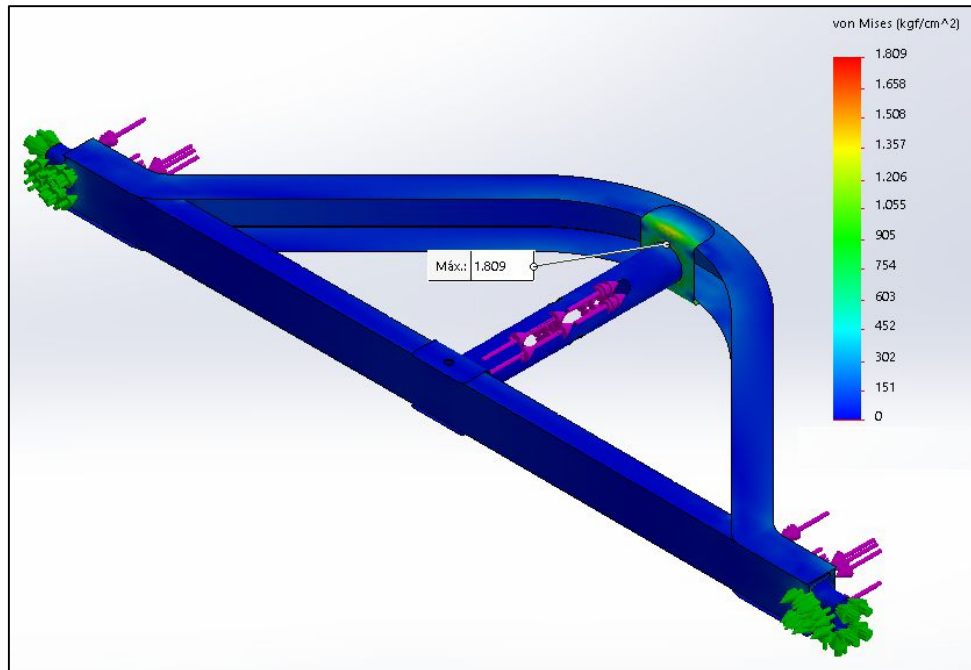


Figura 120. Estado tensional chasis sistema de frenos.

Finalmente, nos encontramos con el otro resultado que el análisis de elementos finitos que Solidworks realiza, las deformaciones. En la figura 121 nos topamos con los desplazamientos calculados por Simulation teniendo en cuenta las condiciones de carga y sujeciones propuestas por nosotros.

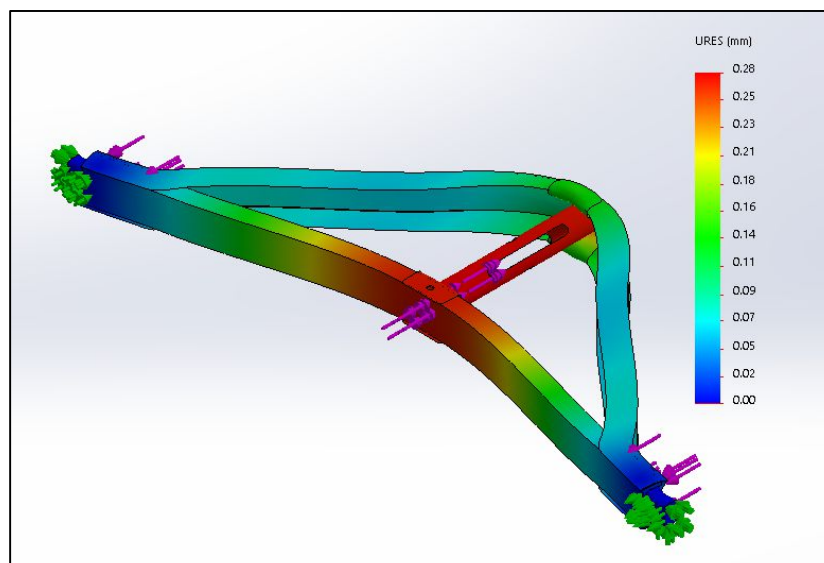


Figura 121. Deformaciones chasis sistema de frenos.

Como podemos observar, se presentaron deformaciones máximas que solamente alcanzan los 0.3 mm, valor que cumple ampliamente con lo admisible en el proyecto, obteniendo así una estructura altamente rígida.

De esta manera concluimos el capítulo que trata sobre el sistema de frenos que utilizan nuestros bogies del vagón de tren para carga de automóviles. Al igual que en el capítulo del cálculo y diseño de los bogies, los frenos fueron proyectado en su totalidad independientemente del cual fuese la carga que transportará el vagón, poniendo como condición que la máxima carga bruta de transporte sea de 40 Tn por cada bogie. Esto nos quiere decir que, para nuestro propósito, el sistema de frenos estará sobredimensionado, ya que la carga bruta del vagón del presente proyecto no alcanza dichos valores máximos. No obstante, ya habíamos mencionado, el objetivo es proyectar bogies (con su sistema de freno incluido) aptos para cualquier vagón sin importar la carga que transporte.

CAPÍTULO VI: ACOUPLE Y AMORTIGUACIÓN AXIAL

6. ACOPLÉ Y AMORTIGUACIÓN AXIAL

Las dos últimas cuestiones que quedan por describir en el proyecto del diseño y cálculo de un vagón ferroviario para el transporte de automóviles es el acople que se usará entre cada uno de ellos y la amortiguación axial o como también se lo conoce, conjunto de choque. Ambos comparten una misma particularidad y es que su tratado se basa en la tercerización de los dos sistemas, se adquirirán tanto los ganchos de acople y los “buffer” amortiguadores a través de proveedores que deberán cumplir con requerimientos que nosotros estableceremos.

La primera parte de este capítulo se la dedicaremos al sistema que se utilizará para el acople ferroviario entre los vagones en cuestión, vagones que pueden o no ser iguales entre sí por lo que debemos usar uno que sea compatible con el parque ferroviario argentino. Por último, para cerrar el capítulo, trataremos la amortiguación axial o parachoques que los vagones utilizarán durante su vida útil de funcionamiento.

6.1 SISTEMA DE ACOPLÉ

Un sistema de acople o enganche en los vagones ferroviarios son mecanismos que se usan para conectar varios vehículos ferroviarios entre sí y establecer la formación del transporte ferroviario. De cara a la compatibilidad, el diseño del acople es casi tan importante como el ancho de vía o trocha de una red ferroviaria, ya que, si todos los vehículos de una red utilizan el mismo acople, se maximiza la flexibilidad y la comodidad, porque es posible conectar todo el material rodante entre sí, sin importar que se lleve en cada uno de ellos.

Existen dos grandes clasificaciones en lo que respecta a sistemas de acoples en la actualidad: los manuales y los automáticos. Los sistemas de acoples manuales o también llamados de tope y cadena o de gancho y husillo son los más usados, diríamos que desde el primer ferrocarril. Los vehículos se acoplan a mano por un operario, encajando una cadena (o manija) en un gancho, para evitar que la cadena se suelte, lleva un mecanismo a rosca (denominado husillo) que reduce la longitud de la manija tensándola lo necesario para que no pueda salir del gancho. La figura 122 muestra este sistema de acople descrito y sus principales partes.

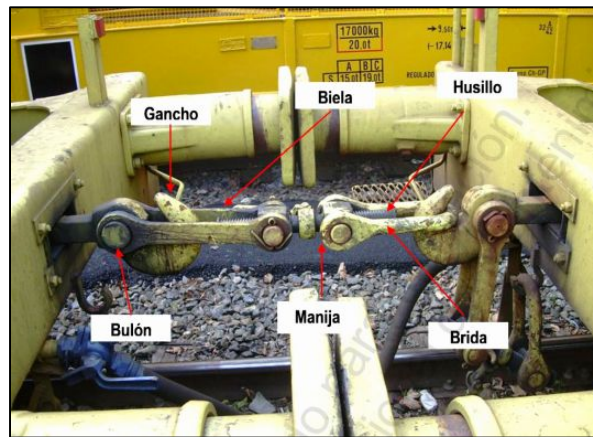


Figura 122. Sistema de acople manual.

Es un sistema ineficiente y lento, además de relativamente inseguro, ya que requiere que los vehículos se acoplen de modo manual, exponiendo a los trabajadores al riesgo de un accidente laboral. Aun así, es seguro en otros aspectos, puesto que cuando el operario baja a la vía ambos vehículos por acoplar se encuentran completamente detenidos. Comparado con los acoples automáticos, su menor holgura produce menores esfuerzos en las curvas, por lo que hay menos probabilidades de que se rompa un acople en las curvas que con los automáticos. La desventaja es que la masa que se puede arrastrar es menor (no se emplea en trenes de más de 3 Tn).

Los sistemas de acople automático, por su parte, son aquellos acoples que no necesitan un operario para hacerlo, y son capaces de engancharse solos cuando los vehículos topan entre sí. Algunos acoples son exclusivos de un modelo de tren, mientras que otros son normalizados, utilizado en la mayoría del parque ferroviario. Algunos de estos acoples, además de unir los vehículos, incluyen la unión de algunos sistemas de los vehículos como el de freno, si es eléctrico, la iluminación y señalización, etc. La figura 123 muestra un ejemplo de los sistemas de acoples automáticos que encontramos.

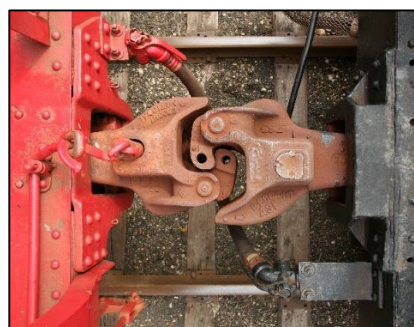


Figura 123. Sistema de acople automático.

Nuestra primera decisión se basa en cuál de las dos clases usaremos, y se decide por aplicar el sistema de acople automático. Lo segundo es tomar una decisión respecto a su diseño y cálculo, y lo que hemos optado, como mencionamos arriba, es tercerizar este sistema a través de un proveedor que a la hora de desarrollarlo cumpla con las especificaciones que le solicitemos.

Las especificaciones principales que le solicitaremos al proveedor es que cumpla con la normativa que la CNRT provee respecto a enganches automáticos, para así, de esta manera, pueda adaptarse al parque ferroviario argentino, acoplándose a cualquier vagón que use este sistema. La Comisión Nacional de Regulación del Transporte aporta lo que ellos denominan “especificaciones FAT” para la regulación de ciertos sistemas del material rodante, siendo uno de estos el sistema de acople automático. Particularmente, la especificación que habla del acople automático descrito anteriormente es la FAT: E-117, siendo la que nuestro proveedor deberá conllevar y una vez fabricada su muestra la validaremos con nuestro prototipo para determinar si seguir o no adelante con el proveedor.

6.2 SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN AXIAL

Los vehículos ferroviarios van dotados de un sistema de amortiguación axial o aparato de choque denominado tope o “buffer”, cuyo objeto es amortiguar o disipar los impulsos que se producen en el contacto entre topes de vehículos consecutivos durante la marcha, en el frenado o en las maniobras. Van situados simétricamente al eje del vehículo y, cada uno de ellos, está constituido por un contra tope, un tope y un muelle y/o amortiguador interpuesto entre ambos. El tope desliza dentro del contra tope y el muelle/amortiguador tiene por misión absorber la energía del choque. La sujeción al chasis del vehículo se realiza por medio de bulones.

Estos dispositivos generalmente son hidráulicos, capaces de disipar energía en función de su tamaño y su carrera (recorrido del tope dentro de su cilindro) disminuyendo la fuerza de impacto finalmente transmitida a la topera. Básicamente un paragolpes debe resistir una sola clase de acción, la de impacto de un tren cuando este ocurre. La figura 124 muestra como son los sistemas de amortiguación axial.



Figura 124. Sistema de amortiguación axial.

El interior del “buffer” puede variar constructivamente, dependiendo al sistema de amortiguamiento que utilice este elemento, pero el principio físico de funcionamiento es el mismo para todos ellos. En la figura 125 se muestran las distintas clases que se pueden encontrar en esta industria.

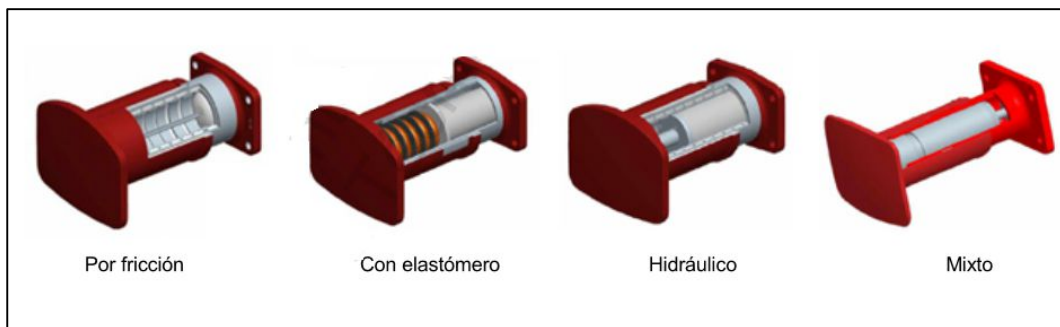


Figura 125. Clases de tope o “buffer”.

Nuevamente, la idea es desarrollar un proveedor que nos suministre estos componentes satisfaciendo las necesidades de ingeniería que les planteemos, para eso, caeremos nuevamente en las recomendaciones que la CNRT da respecto a este tema. Una vez que tengamos nuestros amortiguadores axiales, los colocaremos en nuestros prototipos para validarlos y así finalmente colocarlos en la serie de fabricación del vagón de cargas del proyecto.

Nuestro vagón de tren para el transporte de automóviles presentará dos paragolpes según especificación técnica FAT: V-709, la cual se refiere a paragolpes normalizados a fricción para vehículos ferroviarios de trochas de 1.435 y 1.676. Los amortiguadores estarán equidistantes del eje

imaginario del bastidor del vagón, a una distancia de 930 ± 5 mm y a una altura comprendida entre los 1040.5 y los 1055.5 mm respecto del riel para vagón vacío.

De esta manera marcamos las pautas en lo que refiere a los temas de sistemas de acople y amortiguación axial o parachoques, nuestros proveedores deberán adaptarse a lo que la CNRT les brinda como normalización y nosotros validaremos sus productos para determinar si están aptos o no para entrar en la estructura de nuestro producto.

SISTEMA DE CODIFICACIÓN

SISTEMA DE CODIFICACIÓN

El objetivo de establecer un sistema de numeración es para homogenizar la empresa con un mismo sistema alfanumérico de codificación adaptado al tipo de producción que caracteriza a la misma, evitando así confusiones y/o diversos inconvenientes a la hora de referirse a un determinado conjunto o pieza, colocándole una designación propia a cada uno de ellos.

Por tal motivo, se pretende estandarizar el modo de referenciar a una y cada una de las piezas, subconjuntos y conjuntos que forman parte del producto aquí desarrollado, y no solo este vagón de tren para carga de automóviles, sino también otros que quizás se fabriquen en la empresa. Dicho sistema de codificación, que es adecuado a las exigencias del problema, es una combinación alfanumérica en el que cada letra y/o número y su ubicación en la codificación representará a un producto, conjunto, subconjunto o pieza en exclusividad.

El Sistema de Codificación consta de 12 dígitos, alfanuméricos, los primeros 3 identifican la máquina y el modelo correspondiente, los dígitos 4 y 5 denominan el conjunto que corresponde a la máquina, el 6 y 7 identifican al subconjunto al igual que el 8 y 9 y, finalmente, los dígitos 10, 11 y 12 corresponden a una pieza en particular.

AAA-00-00-00-000

AAA: Producto

00 (4 y 5 Dígito): Conjunto

00 (6, 7, 8 y 9 Dígito): Subconjunto

00 (10, 11 y 12 Dígito): Pieza

Para este proyecto en particular, los tres primeros dígitos “AAA” tomarán dos determinaciones que identificaron al vagón de tren para carga de automóviles y al bogie de tres piezas que dichos vagones utilizan. La separación de estos dos no es en vano, ya que, como explicamos a lo largo de todo el trabajo final de grado, el cálculo y diseño del bogie fue proyectado para su utilización en cualquier vagón sin importar la carga que se tratase, por lo tanto, se optó por lo mismo a la hora

de generar el sistema de codificación de la estructura de ingeniería de la empresa. Dicho todo esto, los dos productos principales quedan determinados de la siguiente manera:

- **VTA-00-00-00-000:** Vagón de tren para el transporte de automóviles
- **B3P-00-00-00-000:** Bogies de tres piezas

Con las piezas estándares, por su parte, tanto en la planimetría de los conjuntos y subconjuntos como en las listas maestras de ingeniería de identificarán con las siglas “STD”, y en estas últimas listas detallaremos sus características.

DENOMINACIÓN CONJUNTOS, SUBCONJUNTOS Y PIEZAS DEL PRODUCTO

En la lista que se presenta a continuación, son detallados todos los componentes del vagón de tren para carga de automóviles y dentro de este los bogies de tres piezas. A fines de simplificar la visualización de los distintos niveles de la estructura (conjuntos, subconjuntos, grupos y piezas), una configuración ramificada o en cascada será presentada.

VTA-00-00-00-000: Vagón de tren para transporte de automóviles

VTA-01-00-00-000: Chasis 1º Nivel

VTA-01-01-00-000: Vigas principales

VTA-01-01-00-001: Cuerpo central vigas principales

VTA-01-01-00-002: Superior vigas principales

VTA-01-01-00-003: Inferior lado bogies vigas principales

VTA-01-01-00-004: Inferior central vigas principales

VTA-01-01-00-005: Inferior inclinado vigas principales

VTA-01-02-00-000: Larguero 1-Chasis 1º nivel

VTA-01-02-00-001: Cuerpo central larguero 1-Chasis 1º nivel

VTA-01-02-00-002: Superior/Inferior largueros-Chasis 1º nivel

VTA-01-03-00-000: Larguero 2-Chasis 1º nivel

VTA-01-03-00-001: Cuerpo central larguero 2-Chasis 1º nivel

VTA-01-03-00-002: Superior/Inferior largueros-Chasis 1º nivel

VTA-01-04-00-000: Travesaños-Chasis 1º nivel

VTA-01-04-00-001: Travesaño chasis 1º nivel

VTA-01-04-00-002: Tapas travesaño chasis 1º nivel

VTA-01-05-00-000: Pivote-Chasis 1° nivel
VTA-01-05-00-001: Pivote macho
VTA-01-05-00-002: Perno pivote
VTA-01-05-00-003: Chaveta perno pivote
STD: Espina elástica DIN 94 6,3x40
VTA-01-00-00-001: Refuerzo chasis 1° nivel p/ pivote
VTA-01-00-00-002: Antideslizante 1° nivel 6x1,5m
VTA-01-00-00-003: Antideslizante 1° nivel 6x0,75m
STD Bulón grado 8.8 M30x80
STD Tuerca autofrenante M30
STD Bulón M16x50
STD Tuerca autofrenante M16
STD Amortiguadores axiales
STD Acoplamientos automáticos

VTA-02-00-00-000: Chasis 2° nivel

VTA-02-01-00-000: Vigas laterales-Chasis 2° nivel
VTA-02-02-00-000: Travesaños-Chasis 2° nivel
VTA-02-02-00-001: Central-Chasis 2° nivel
VTA-02-02-00-002: Superior/Inferior travesaño-Chasis 2° nivel
VTA-02-03-00-000: Largueros-Chasis 2° nivel
VTA-02-02-00-001: Central-Chasis 2° nivel
VTA-02-03-00-001: Superior/Inferior largueros-Chasis 2° nivel
VTA-01-00-00-003: Antideslizante 6x0,75m

VTA-03-00-00-000: Montantes

VTA-03-01-00-000: Columna montantes
VTA-03-02-00-000: Ménsula montantes
VTA-03-02-00-001
VTA-03-02-00-002
VTA-03-02-00-003
VTA-03-02-00-004
VTA-03-00-00-001: Base montantes
VTA-03-00-00-002: Tapa superior montantes

VTA-04-00-00-000: Cobertura central

VTA-04-01-00-000: Marco cobertura central

VTA-04-01-00-001: Inferior/superior cobertura central

VTA-04-01-00-002: Laterales coberturas

VTA-04-01-00-003: Central coberturas

VTA-04-00-00-001: Mallado cobertura central

VTA-05-00-00-000: Cobertura extremos

VTA-05-01-00-000: Marco cobertura extremos

VTA-05-01-00-001 Inferior superior cobertura extremos

VTA-04-01-00-002: Laterales coberturas

VTA-04-01-00-003: Central coberturas

VTA-05-00-00-001: Mallados cobertura extremos

B3P-00-00-00-000: Bogies de tres piezas

B3P-00-00-00-000: Bogies de tres piezas

B3P-01-00-00-000: Bolster

B3P-01-00-00-001: Superior bolster

B3P-01-00-00-002: Lateral bolster

B3P-01-00-00-003: Inferior bolster

B3P-01-00-00-004: Pivote lado bolster

B3P-01-00-00-005: Refuerzos bolster

B3P-01-00-00-006: Chapa plegadas extremos bolster

B3P-01-00-00-007: Tapa extremos bolster

B3P-01-00-00-008: Cuña de fricción

B3P-01-00-00-009: Resorte cuña de fricción

B3P-02-00-00-000: Vigas laterales bogies

B3P-02-00-00-001: Laterales-Vigas laterales bogies

B3P-02-00-00-002: Superior vigas laterales bogies

B3P-02-00-00-003: Inferior vigas laterales bogies

B3P-02-00-00-004: Refuerzos centrales

B3P-02-00-00-005: Canal "C" apoyo sistema de frenos

B3P-02-01-00-000: Alojamiento wheelsets

B3P-02-01-00-001: Alojamiento plegado

B3P-02-01-00-002. Cuña alojamiento

B3P-02-02-00-000: Central vigas laterales bogies

B3P-02-02-001: Chapa plegada central

B3P-02-02-002: Chapa antifricción

B3P-02-02-003: Alojamiento resortes suspensión secundaria

B3P-02-02-004: Resorte exterior suspensión secundaria

B3P-02-02-005: Resorte interior suspensión secundaria

STD: Bulón M6x30

STD. Tuerca autofrenante M6

B3P-03-00-00-000: Wheelsets

B3P-03-00-00-001: Ejes

B3P-03-00-00-002: Ruedas

B3P-03-01-00-000: Sistema de cojinete por rodadura

B3P-03-01-00-001: Porta-rodamientos

B3P-03-01-00-002. Rodamientos

B3P-04-00-00-000: Sistema de frenos

B3P-04-00-00-001: Perno 2

B3P-04-00-00-002: Perno 3

B3P-04-00-00-003: Articulación bolster

STD: Espina elástica DIN 94 6.3x63

B3P-04-01-00-000: Chasis 1-Sistema de frenos

B3P-04-01-00-001: Miembro compresor

B3P-04-01-00-002: Apoyo laterales

STD: Bulones grado 8.8 M16x130

STD: Tuerca autofrenante M16

B3P-04-01-01-000: Miembro tensor

B3P-04-01-01-001: Central miembro tensor

B3P-04-01-01-002: Superior/Inferior miembro tensor

B3P-04-01-02-000: Palanca accionadora sistema de frenos

B3P-04-01-02-001: Central palanca accionadora

B3P-04-01-02-002: Soporte lado miembro tensor

B3P-04-01-02-003: Soporte lado miembro compresor

B3P-04-02-00-000: Chasis 2-Sistema de frenos

B3P-04-01-00-001: Miembro compresor

B3P-04-01-00-002: Apoyo laterales

STD: Bulones grado 8.8 M16x130

STD: Tuerca autofrenante M16

B3P-04-01-01-000: Miembro tensor

B3P-04-01-01-001: Central miembro tensor

B3P-04-01-01-002: Superior/Inferior miembro tensor

B3P-04-02-01-000: Palanca accionadora sistema de frenos

B3P-04-01-02-001: Central palanca accionadora

B3P-04-01-02-002: Soporte lado miembro tensor

B3P-04-01-02-003: Soporte lado miembro compresor

B3P-04-03-00-000: Conjunto zapata de frenos

B3P-04-03-00-001: Porta zapata

B3P-04-03-00-002: Zapata de frenos

STD: Bulón grado 8.8 M10x80

STD: Tuerca autofrenante M10

B3P-04-04-00-000: Sistema de palancas frenos

B3P-04-04-00-001: Lever 1

B3P-04-04-00-002: Lever 2

B3P-04-04-00-003: Perno 1

STD: Espina elástica DIN 94 6.3x63

B3P-04-04-01-000: Palanca central

B3P-04-04-01-001: Cuerpo central

B3P-04-04-01-002: Extremos palanca

STD: Bulón M20x55

STD: Tuerca autofrenante M20

STD: Estabilizadores laterales

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Como consecuencia de las tareas realizadas y de los resultados obtenidos a lo largo del proyecto final de grado que involucra al cálculo y diseño de un vagón de tren para el transporte de automóviles tenemos:

- Se consigue un equipo simple para el transporte de esta mercancía. La solución propuesta a la necesidad planteada resulta atractiva debido a su simplicidad constructiva con tecnologías avanzadas a raíz de los materiales utilizados. El vagón solamente consta de un chasis principal, un chasis para el segundo nivel de carga y un sistema de montantes fijos a lo largo de la estructura del primer nivel para sostener al segundo.
- Todos los cálculos y simulaciones realizadas en base a los diseños propuestos arrojaron resultados satisfactorios, ya sean en materia de resistencia como de rigidez, alcanzando valores de tensiones y deformaciones adecuados a las condiciones de trabajo propuestas.
- La implementación de nuevos materiales conduce una reducción significativa del peso del equipo sin pérdida de resistencia estructural, principalmente en el chasis del primer nivel, ya que puede ser aplicado en otras clases de mercadería con la posibilidad de transportar un peso neto mayor.
- Conseguimos diseñar y proyectar bogies que se adapten, no solo a las necesidades de este trabajo final, sino también a cualquiera sea el material rodante remolcado al que se lo quiera aplicar. La opción propuesta por diseñar, calcular y proyectar los bogies de esta manera nos permitió obtener un bogie que soporte 40 Tn sin importar la mercadería que transporte, dándole la posibilidad a nuestra empresa de, o bien, comercializarlo individualmente, o utilizarlos para futuros vagones que deseemos fabricar.

ANEXOS

ANEXO II.1

Acero de alta resistencia microaleado Ternium Siderar MLC 420.

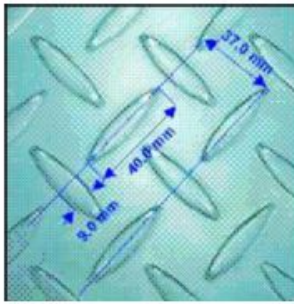
Grado			SID MLC 300	SID MLC 350	SID MLC 380	SID MLC 420
Elemento	Unidad	Direc.				
Tensión de Fluencia	MPa	T	300-430	340-490	380-530	420-540
Tensión de Rotura	MPa	T	380-500	410-540	460-600	480-630
Alargamiento mín. e• 5,00 mm e>5,00 y • 8,00mm e> 8,00 mm	%	T	26	25	22	19 21 23
Plegado (180°)		T	0e	0e	1e	0,5e

ANEXO III.1

Acero antideslizante Ternium Siderar.

Composición Química		
Grado	SID-Antideslizante	
Elemento	Unidad	
Carbono	%	0,15
Ceq. (1)	%	0,38
Manganeso	%	---
Fósforo	%	0,060
Azufre	%	0,025

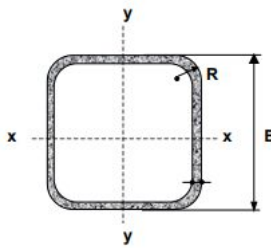
(1) Ceq. = C% + 1/6Mn



ANEXO III.2

Perfil laminado estructural UPN 100.

Tubos de acero
Sección Cuadrada
IRAM-IAS
U 500-218
U 500-2592



B = Ancho exterior
t = Espesor de pared
R = Radio de esquina exterior = 2,00 t
p = Área exterior por metro lineal
A = Sección bruta
g = Peso por metro lineal
I = Momento de Inercia
S = Módulo elástico resistente
r = Radio de giro
Z = Módulo plástico
J = Módulo de Torsión
C = Constante torsional

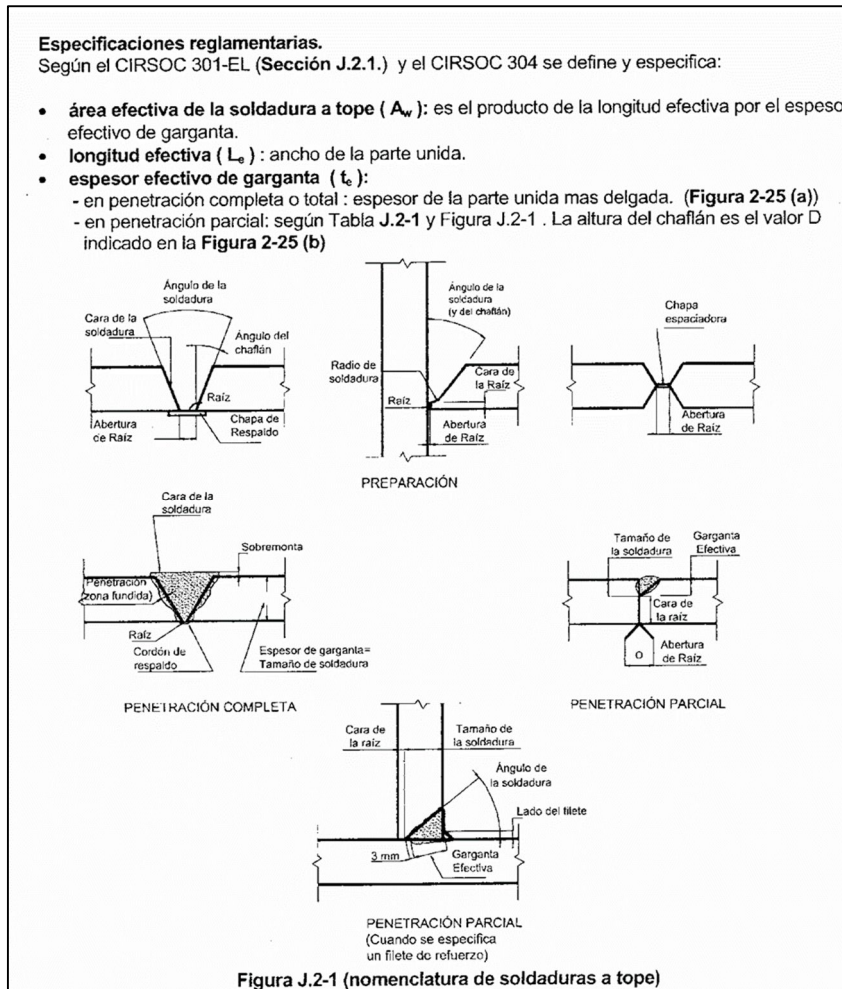
B	t	p	Ag	g	Ix=Iy	Sx=Sy	rx=ry	Zx=Zy	J	C
[mm]	[mm]	[m ² /m]	[cm ²]	[Kg/m]	[cm ⁴]	[cm ³]	[cm]	[cm ³]	[cm ⁴]	[cm ³]
100	3.20	0.39	12.13	9.52	187.17	37.43	3.93	43.70	289.03	59.84
	4.00	0.39	14.95	11.73	226.20	45.24	3.89	53.31	351.52	73.48
	4.76	0.38	17.55	13.78	260.58	52.12	3.85	61.98	407.25	85.94

Reglamento CIRSOC 301-EL / 302-EL
- 35 -
Tablas de Perfiles

B	t	p	Ag	g	Ix=Iy	Sx=Sy	rx=ry	Zx=Zy	J	C
[mm]	[mm]	[m ² /m]	[cm ²]	[Kg/m]	[cm ⁴]	[cm ³]	[cm]	[cm ³]	[cm ⁴]	[cm ³]
100	6.35	0.38	22.75	17.86	324.36	64.87	3.78	78.67	512.33	110.39

ANEXO III.3

Resumen norma CIRCSOC 301-EL



El espesor mínimo en juntas a tope de penetración parcial debe cumplir:
 $t_e \leq$ espesor de la parte unida más delgada, aún cuando fuera necesario un tamaño mayor por la resistencia requerida,
 y además y en función del espesor mas grueso de las partes unidas
 $t_e \geq$ que los valores indicados en la Tabla J.2-3.

Tabla J.2-3

Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Espesor de Garganta Efectiva Mínima (a) (mm)
hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19.0	6
Más de 19.0 hasta 38	8
Más de 38 hasta 57	10
Más de 57 hasta 150	13
Más de 150	16

(a) Ver Sección J.2.

Las especificaciones más importantes son:

- el **Area efectiva (A_w)** de la soldadura es el producto del **espesor efectivo de garganta (e_g)** por la **longitud efectiva del filete (L_e)** .

$$A_w = e_g \cdot L_e$$
- el **espesor efectivo de garganta** es el la distancia más corta entre la raíz y la cara teórica del filete en una representación esquemática de la sección transversal de la soldadura. (en el caso de soldaduras ejecutadas por el proceso de arco sumergido se toma un valor mayor)
- la **longitud efectiva** es la longitud total del eje del filete de dimensiones uniformes incluidos los retornos. Para filetes curvos se medirá a lo largo de la línea central de la garganta efectiva.
- El **lado (cateto) mínimo (d)** del filete será:
 - \geq al necesario según cálculo.
 - \geq a los valores indicados en la Tabla J.2-4 en función del espesor más grueso de las chapas unidas.
 Los valores indicados han sido obtenidos experimentalmente y proveen un cierto margen para las tensiones no calculadas que se originan durante la fabricación, manipuleo, transporte y montaje

Tabla J.2-4
Tamaño Mínimo de Soldaduras de Filete (b)

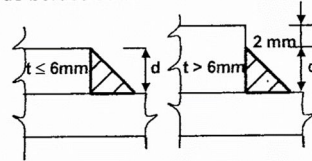
Espesor del Material Unido más Grueso (mm)	Tamaño Mínimo de la Soldadura de Filete (a) (mm)
Hasta 6	3
Más de 6 hasta 13	5
Más de 13 hasta 19	6
Más de 19	8

(a) Lado del filete. Debe hacerse de una sola pasada.
(b) Ver la Sección J.2.2(b) para el lado máximo del cordón de filete.

- El tamaño máximo que puede tener el filete ejecutado en una sola pasada es **8 mm**.
- Para la unión de alas con almas el lado del filete sólo debe ser el necesario para desarrollar la capacidad resistente del alma (o sea transmitir tensión rasante y cargas aplicadas) y **no es necesario** que cumpla los valores mínimos indicados.

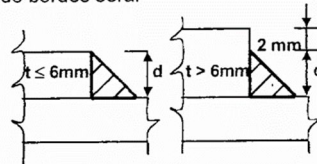
- El **lado (cateto) máximo (d)** del filete para cordones a lo largo de bordes será:

- (a) \leq (espesor del material) si el espesor es $\leq 6 \text{ mm}$.
(b) \leq (espesor del material menos 2mm) si el espesor $> 6 \text{ mm}$
Esta especificación busca permitir el control de la dimensión del filete por lo que es aplicable en los casos como los de la figura.



- El **lado (cateto) máximo (d)** del filete para cordones a lo largo de bordes será:

- (a) \leq (espesor del material) si el espesor es $\leq 6 \text{ mm}$.
(b) \leq (espesor del material menos 2mm) si el espesor $> 6 \text{ mm}$
Esta especificación busca permitir el control de la dimensión del filete por lo que es aplicable en los casos como los de la figura.

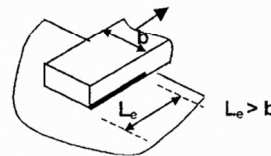


- La **longitud efectiva (L_e) mínima** será:

$$L_{e \text{ min}} \geq 4 \times \text{lado nominal (d)} \quad \text{Deberá ser } L_{\text{min}} = 4 \text{ cm}$$

- Si no pudiera cumplirse lo anterior se deberá tomar como lado efectivo = (1/4) longitud efectiva

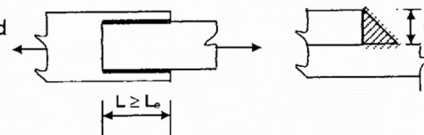
- En la unión extrema de chapas planas traccionadas unidas sólo con filetes longitudinales la longitud de cada filete será **mayor o igual** a la distancia transversal entre ellos.



- La **longitud efectiva máxima** para soldaduras de filete paralelas a la dirección de la fuerza ubicadas en el extremo de barras cargadas será: $L_e = \beta \cdot L$ con:

$$\begin{aligned} \beta &= 1 \text{ si } L \leq 100 d \\ \beta &= 1,2 - 0,002 (L/d) \leq 1 \text{ si } 100 d < L \leq 300 d \\ \beta &= 0,6 \text{ si } L > 300 d \end{aligned}$$

L = longitud real del filete



Se puede considerar una distribución uniforme de tensiones en dicha longitud efectiva máxima.

Según la Sección J.2.4.: la **resistencia de diseño de la soldadura** será el menor valor de

$$\phi \cdot F_{BM} \cdot A_{BM} \cdot (10^{-1}) \quad \text{ó} \quad \phi \cdot F_w \cdot A_w \cdot (10^{-1})$$

F_{BM} = Resistencia nominal del metal base.(MPa)

F_w = Resistencia nominal (a rotura por tracción) del electrodo. (MPa)

A_{BM} = área de la sección transversal efectiva del material base. (cm²)

A_w = área efectiva de la soldadura. (cm²)

ϕ = factor de resistencia.

Los valores de ϕ , F_{BM} , F_w , y el estado límite determinante para cada tipo de soldadura y esfuerzo se dan en la Tabla de la **Figura 2-33** que reproduce la Tabla J.2-5 del Reglamento.

Tipo de fuerza (a)	Material	Factor de Resistencia ϕ	Resistencia Nominal F_{BM} o F_w	Nivel de Resistencia Requerida del material de aporte (b,c)
Soldaduras a Tope de Penetración Completa				
Tracción perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Debe usarse material de aporte compatible
Compresión perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la Del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura				
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,90 0,65	$0,60 F_y$ $0,60 F_{EXX}$	
Soldaduras a Tope de Penetración Parcial				
Compresión perpendicular al área efectiva	Base	0,90	F_y	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la Del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)				
Corte paralelo al eje de la soldadura	Base Electrodo	0,60	(e) $0,60 F_{EXX}$	
Tracción perpendicular al área efectiva	Base Electrodo	0,90 0,65	F_y $0,60 F_{EXX}$	
Soldaduras de Filete				
Corte en el área efectiva	Base Electrodo	0,60	$0,60 F_{EXX}$	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la Del metal de aporte compatible
Tracción o compresión paralela al eje de la soldadura (d)	Base	0,90	F_y	
Soldaduras de Tapón y de Muesca				
Corte paralelo a las superficies de empalme (en el área efectiva)	Base Electrodo	0,60	(e) $0,60 F_{EXX}$	Se permite usar metal de aporte con un nivel de resistencia igual o menor que la del metal de aporte compatible
(a) Para la definición del área efectiva, Ver Sección J.2. (b) Para el material de aporte compatible, ver Tabla 3.1, de AWS D1.1-98. (Recomendación CIRSOC 304-2000) (c) Se permitirá metal de aporte con una resistencia mayor en un nivel que el metal de aporte compatible. (d) Los cordones de filete y de penetración parcial que unen los elementos componentes de barras armadas, como una unión de ala y alma, podrán ser dimensionadas sin considerar la tensión de tracción o compresión en aquellos elementos, paralelos al eje de las soldaduras. (e) El cálculo de los materiales unidos está gobernado por las Secciones J.4. y J.5.				

Figura 2-33

Proyecto de uniones soldadas con soldaduras de filete.

En todos los casos se considera que los filetes trabajan sometidos a corte en el plano de garganta con el área efectiva. Esto no es rigurosamente cierto en algunas uniones pero este criterio simplificado es práctico y su eficiencia ha sido comprobada experimentalmente. Analizaremos algunos tipos de uniones diferenciadas por la clase de solicitaciones que deben transmitir.

Uniones que transmiten fuerza axial. (Figura 2-34)

El CIRSOC 301-EL (Sección J.1.8.) exige que el centro de gravedad de los medios de unión coincida con el centro de gravedad de la barra, excepto que la excentricidad resultante de la no coincidencia sea considerada en el cálculo de las solicitaciones. **Exime** del cumplimiento de esta exigencia a las uniones extremas de **ángulos simples y ángulos dobles** axialmente cargados y **sometidos a cargas estáticas**. Un caso de este tipo es la unión de diagonales y montantes de cabriadas a las chapas de nudo o de diagonales a cordones longitudinales en columnas armadas con celosías

El proceso de proyecto de una unión de este tipo es:

- (a) se elige el lado del filete d tal que:

$$d_{\min} \leq d \leq d_{\max}$$

- (b) Se calcula la resistencia de diseño de una unidad de longitud de filete (según Tabla de **Figura 2-33**) Siendo el área efectiva el producto de la longitud 1 por la proyección del lado sobre el plano de garganta supuesto a 45° , resulta:

$$R_{d1} = \phi \cdot F_w \cdot A_w = 0,60 \times 0,60 F_{EXX} \cdot 0,707 d \cdot 1$$

(c) Se determina la longitud necesaria de filete L_1 para una resistencia requerida F_u

$$L_1 = F_u / R_{d1}$$

Se distribuyen los filetes según el caso. (Figura 2-34)

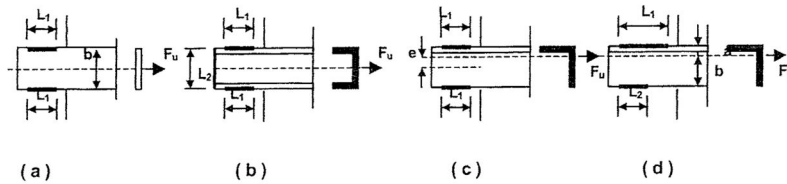


Figura 2-34

- En el caso (a) $L_1 = L/2$ y se debe cumplir además que $L_1 \geq b$
- En el caso (b) $L_1 = (L_1 - L_2) / 2$
- En el caso (c) siendo un ángulo simple se puede tomar $L_1 = L_1 / 2$ y no considerar la excentricidad. Esto depende de la importancia del esfuerzo. En la determinación de las longitudes de pandeo de diagonales y montantes de ángulo único para reticulados (Capítulo 4) se volverá sobre este tema.
- En el caso (d) se distribuyen los filetes para centrar la soldadura con el eje de gravedad de la barra.

Por equilibrio $L_1 = [b / (a+b)] \cdot L_1$ $L_2 = [a / (a+b)] \cdot L_1$

Uniones sometidas a corte y momento en el plano. (Carga excéntrica).

Se utiliza el método elástico que desprecia la fricción entre las partes unidas y las supone totalmente rígidas. Con estas hipótesis el método es conservador.

Supongamos la junta de la Figura 2-35 (a). Si suponemos filetes de lado igual a la unidad (por ejemplo 1cm) y fijamos sus longitudes L_i resulta la distribución de la Figura 2-35 (b). Podemos obtener la posición del centro de gravedad (G) de los filetes de lado unitario y longitud L_i (se puede para ello despreciar la dimensión del lado del filete). Traslada F_u a G, los filetes quedan sometidos a un corte F_u y a un momento torsor $T = F_u \cdot e_x$.

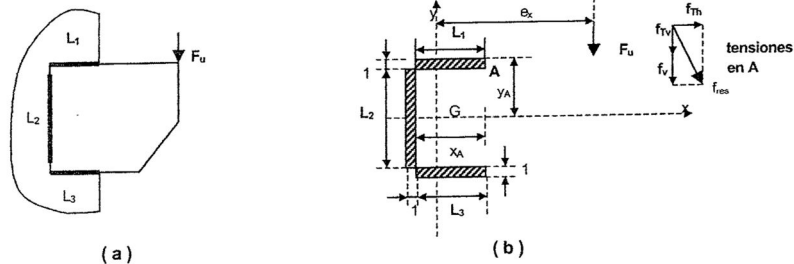


Figura 2-35

Suponiendo una distribución uniforme la tensión debida al cortante en cualquier punto es:

$$f_v = F_u / 1 \cdot \sum L_i$$

Las tensiones horizontal f_{Th} y vertical f_{Tv} debidas al momento torsor en un punto como el A son:

$$f_{Th} = (T / I_p) \cdot y_A \quad f_{Tv} = (T / I_p) \cdot x_A$$

I_p = momento de inercia polar de la soldadura = $I_x + I_y$
 I_x, I_y = momentos de inercia con respecto a los ejes x-x e y-y de los filetes de soldadura de ancho unitario y longitud L_i .
 x_A, y_A = coordenadas del punto A.

En un punto como el A la tensión combinada será:

$$f_{res} = \sqrt{(f_v + f_{Tv})^2 + f_{Th}^2}$$

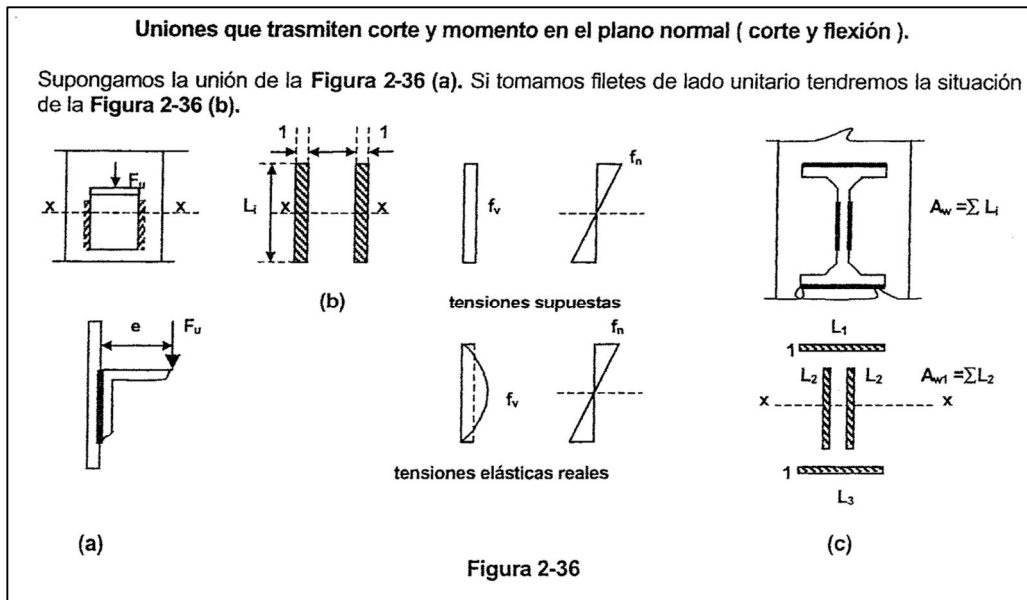
Se deberá buscar el punto de los filetes en que esta tensión resultante es máxima ($f_{m\acute{a}x}$) lo que ocurrirá en los puntos mas alejados del centro de gravedad.

La resistencia de diseño unitaria de un filete de 1cm. de lado es (Tabla Figura 2-33)

$$f_{d1} = 0,60 \times 0,60 F_{Exx} \times (0,707 \times 1)$$

Luego el lado necesario de los filetes será :

$$d_{nec} = f_{m\acute{a}x} / f_{d1}$$



Un procedimiento práctico y simplificado es considerar que el corte se distribuye uniformemente en el área de los filetes verticales (tensión f_v) y el momento genera tensiones normales f_n iguales al momento dividido el módulo resistente S_w del área de los filetes con respecto al eje de flexión $x-x$. La tensión combinada se obtiene componiendo vectorialmente la tensión cortante y la normal. Esto en secciones rectangulares de soldadura como las de la **Figura 2-36 (a) y (b)** no es estrictamente cierto porque no coexisten en el mismo punto los valores supuestos de tensiones, pero por simplicidad se procede de la forma indicada.

Así $f_v = F_u / A_{w1}$ $A_{w1} = \text{área efectiva de filetes verticales}$
 $f_n = (F_u \cdot e) / S_w$ $S_w = \text{módulo resistente del área de filetes de lado unitario.}$

$$f_c = \sqrt{f_v^2 + f_n^2}$$

La **tensión resistente de diseño** de un filete de lado unitario es

$$f_{d1} = 0,60 \times 0,60 F_{EXX} \times (0,707 \times 1)$$

Luego el lado necesario de los filetes será:

$$d_{nec} = f_c / f_{d1}$$

Si d no cumpliera las especificaciones de lado mínimo y máximo se deberán redimensionar y reubicar los filetes.

Si además la unión debe transmitir esfuerzo normal, el mismo se distribuirá entre el área total de los filetes resultando una tensión normal que se adicionará a la producida por el momento.

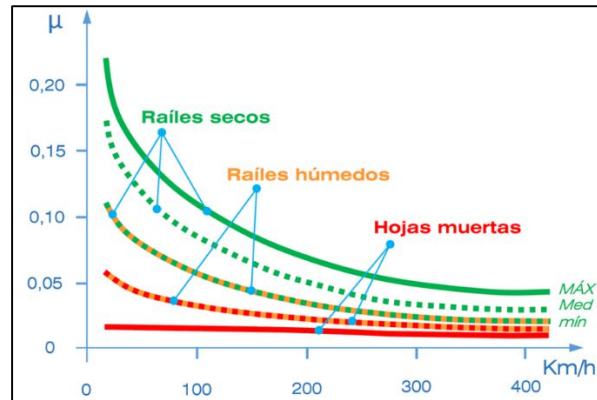
ANEXO III.4

Resistencia mecánica electrodo E60XX.

Número de electrodo	Resistencia a la tracción		Limite de fluencia	
	kg/cm ²	psi	kg/cm ²	psi
E60xx	4.350	62.000	3.520	50.000
E70xx	4.920	70.000	4.000	57.000
E80xx	5.620	80.000	4.700	67.000
E90xx	6.330	90.000	5.400	77.000
E100xx	7.030	100.000	6.000	87.000
E120xx	8.440	120.000	7.500	107.000

ANEXO IV.1

Coefficiente de rozamiento rueda-riel.



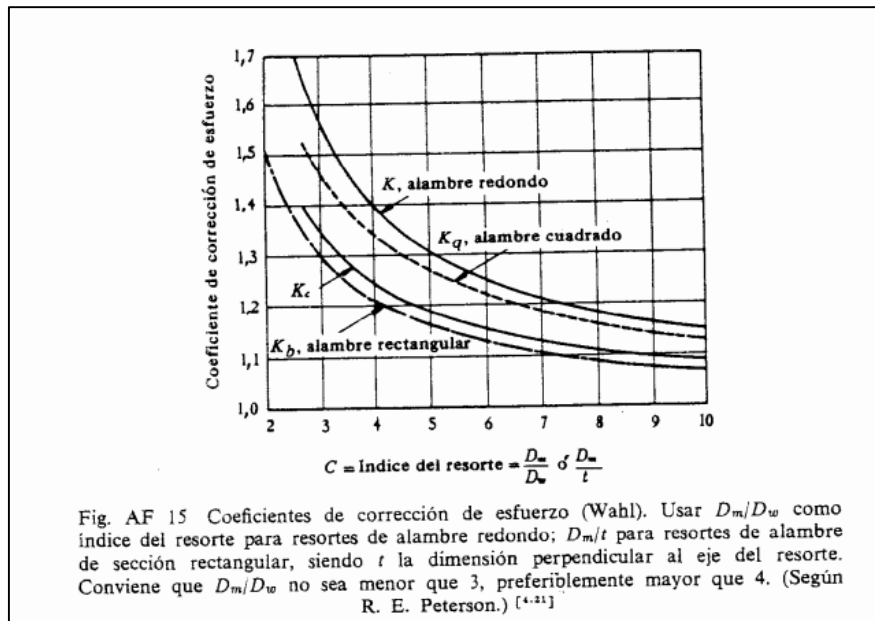
ANEXO IV.2

Acero para resortes helicoidales bobinados en caliente AISI 9254. Datos según el proveedor Acindar.

Tabla 1: Composición química										
Acero	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni %	Mo %	B (PPM)	Pb %
1010X (1)	0.08/0.13	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1020X (1)	0.18/0.23	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1026X (1)	0.22/0.28	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1035X (1)	0.32/0.38	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1040X (1)	0.37/0.44	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1045X (1)	0.43/0.50	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
15B30X	0.28 / 0.33	1.20 / 1.40	0.20 / 0.30	≤ 0.020	≤ 0.020	0.10 / 0.20	---	---	20 / 40	---
1212E2	0.05/0.14	0.90/1.30	≤ 0.05	0.04/0.10	0.27/0.33	---	---	---	---	---
12L14E3	0.06/0.010	0.85/1.30	≤ 0.03	0.04/0.09	0.26/0.35	---	---	---	---	0.15/0.35
4140X (2)	0.38 / 0.43	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.10	---	0.15 / 0.25	---	---
5115X (2)	0.13 / 0.18	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.040	≤ 0.035	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5120X	0.14 / 0.22	1.00 / 1.50	≤ 0.40	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.30	---	---	---	---
5140X (2)	0.38 / 0.43	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5160HX (2)	0.57 / 0.62	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.025	≤ 0.025	0.70 / 0.90	---	---	---	---
8620X (2)	0.18 / 0.23	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	0.020 / 0.035	0.40 / 0.60	0.40 / 0.70	0.15 / 0.25	---	---
9254X (2)	0.51 / 0.59	0.60 / 0.80	1.20 / 1.60	≤ 0.025	≤ 0.025	0.60 / 0.80	---	---	---	---
16MnCr55X	0.14 / 0.19	1.00 / 1.30	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	0.80 / 1.10	---	---	---	---
20MnCr55X	0.17 / 0.21	1.10 / 1.35	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	1.00 / 1.20	---	---	---	---
41Cr4E3X	0.38 / 0.45	0.50 / 0.80	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.015 / 0.04	0.90 / 1.20	---	---	---	---

ANEXO IV.3

Gráfico y ecuación para determinar el coeficiente de Wahl en los resortes exteriores e interiores del sistema de suspensión de los bogies.



$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C}$$

ANEXO IV.4

Acero aleado al boro denominado 15B30 del proveedor Acindar.

Tabla 1: Composición química										
Acero	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni%	Mo%	B (PPM)	Pb %
1010X (1)	0.08/0.13	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1020X (1)	0.18/0.23	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1026X (1)	0.22/0.28	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1035X (1)	0.32/0.38	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1040X (1)	0.37/0.44	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1045X (1)	0.43/0.50	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
15B30X	0.28 / 0.33	1.20 / 1.40	0.20 / 0.30	≤ 0.020	≤ 0.020	0.10 / 0.20	---	---	20 / 40	---
1212E2	0.05/0.14	0.90/1.30	≤ 0.05	0.04/0.10	0.27/0.33	---	---	---	---	---
12L14E3	0.06/0.010	0.85/1.30	≤ 0.03	0.04/0.09	0.26/0.35	---	---	---	---	0.15/0.35
4140X (2)	0.38 / 0.43	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.10	---	0.15 / 0.25	---	---
5115X (2)	0.13 / 0.18	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.040	≤ 0.035	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5120X	0.14 / 0.22	1.00 / 1.50	≤ 0.40	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.30	---	---	---	---
5140X (2)	0.38 / 0.43	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5160HX (2)	0.57 / 0.62	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.025	≤ 0.025	0.70 / 0.90	---	---	---	---
8620X (2)	0.18 / 0.23	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	0.020 / 0.035	0.40 / 0.60	0.40 / 0.70	0.15 / 0.25	---	---
9254X (2)	0.51 / 0.59	0.60 / 0.80	1.20 / 1.60	≤ 0.025	≤ 0.025	0.60 / 0.80	---	---	---	---
16MnCr55X	0.14 / 0.19	1.00 / 1.30	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	0.80 / 1.10	---	---	---	---
20MnCr55X	0.17 / 0.21	1.10 / 1.35	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	1.00 / 1.20	---	---	---	---
41Cr4E3X	0.38 / 0.45	0.50 / 0.80	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.015 / 0.04	0.90 / 1.20	---	---	---	---

ANEXO IV.5

Propiedades químicas y mecánicas acero AISI C1045. Proveedor: Acindar.

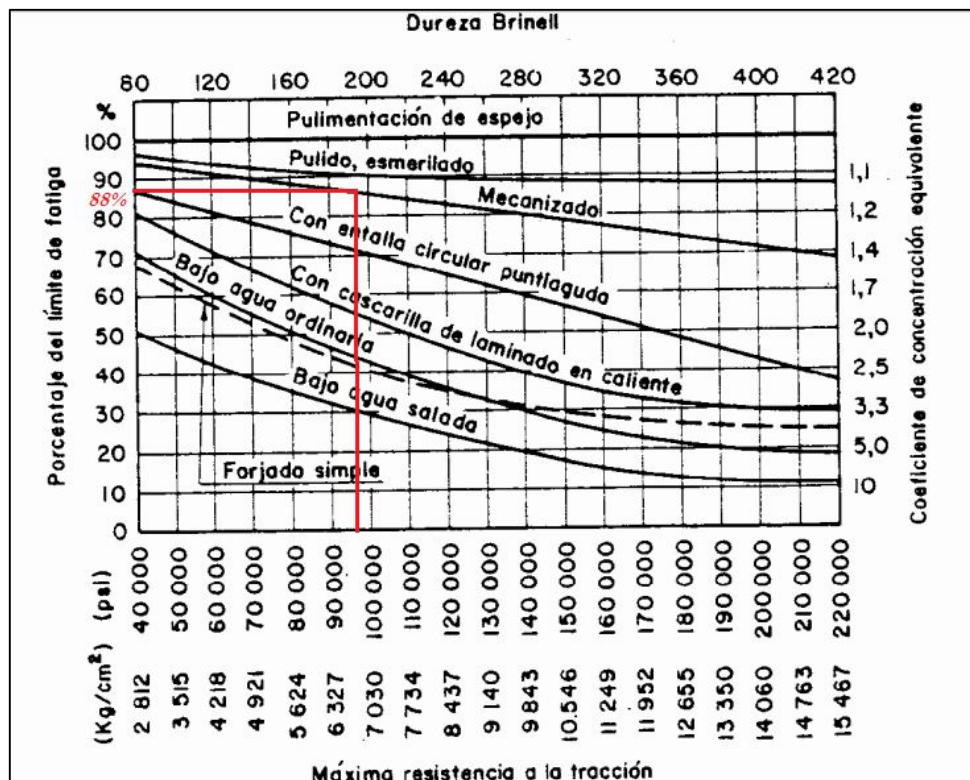
Propiedades mecánica acero AISI 4130 estirado en frío.

Tabla 1: Composición química										
Acero	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni%	Mo%	B (PPM)	Pb %
1010X (1)	0.08/0.13	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1020X (1)	0.18/0.23	0.30/0.60	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1026X (1)	0.22/0.28	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1035X (1)	0.32/0.38	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1040X (1)	0.37/0.44	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
1045X (1)	0.43/0.50	0.60/0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.04	≤ 0.05	---	---	---	---	---
15B30X	0.28 / 0.33	1.20 / 1.40	0.20 / 0.30	≤ 0.020	≤ 0.020	0.10 / 0.20	---	---	20 / 40	---
1212E2	0.05/0.14	0.90/1.30	≤ 0.05	0.04/0.10	0.27/0.33	---	---	---	---	---
12L14E3	0.06/0.010	0.85/1.30	≤ 0.03	0.04/0.09	0.26/0.35	---	---	---	---	0.15/0.35
4140X (2)	0.38 / 0.43	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.10	---	0.15 / 0.25	---	---
5115X (2)	0.13 / 0.18	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.040	≤ 0.035	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5120X	0.14 / 0.22	1.00 / 1.50	≤ 0.40	≤ 0.035	≤ 0.040	0.80 / 1.30	---	---	---	---
5140X (2)	0.38 / 0.43	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	≤ 0.040	0.70 / 0.90	---	---	---	---
5160HX (2)	0.57 / 0.62	0.75 / 1.00	0.15 / 0.35	≤ 0.025	≤ 0.025	0.70 / 0.90	---	---	---	---
8620X (2)	0.18 / 0.23	0.70 / 0.90	0.15 / 0.35	≤ 0.035	0.020 / 0.035	0.40 / 0.60	0.40 / 0.70	0.15 / 0.25	---	---
9254X (2)	0.51 / 0.59	0.60 / 0.80	1.20 / 1.60	≤ 0.025	≤ 0.025	0.60 / 0.80	---	---	---	---
16MnCr55X	0.14 / 0.19	1.00 / 1.30	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	0.80 / 1.10	---	---	---	---
20MnCr55X	0.17 / 0.21	1.10 / 1.35	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.02 / 0.04	1.00 / 1.20	---	---	---	---
41Cr4E3X	0.38 / 0.45	0.50 / 0.80	0.15 / 0.40	≤ 0.035	0.015 / 0.04	0.90 / 1.20	---	---	---	---

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA				RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARGAMIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUCCIÓN DE ÁREA %	NOB (BHN)
		s_a kg/cm²	s_a ksi	s_d kg/cm²	s_d ksi	s_y kg/cm²	s_y ksi			
Hierro dulce	Laminado simple	3 374(a)	48(a)	2 531	36	1 757(a)	25(a)	35		
Acero forjado										
C1010(k)	Estirado en frío	4 710	67	3 515	50	3 867	55	25	57	137
C1015(k)	Estirado en frío	5 413	77	4 077	58	4 429	63	25	63	170
C1020	Laminado simple	4 569	65	3 445	49	3 374	48	36	59	143
C1020	Normalizado	4 499	64	3 797*	54*	3 515	50	39	69	131
C1020	Recocido	4 007	57	3 023	43	2 952	42	36,5	66	111
C1020(k)	Estirado en frío	5 483	78	4 077	58	4 640	66	20	59	156
C1022	Laminado simple	5 062	72	3 797	54	3 656	52	35	67	149
C1030	Laminado simple	5 624	80	4 218	60	3 586	51	32	56	179
C1035	Laminado simple	5 076	85	4 400	64	3 867	55	29	58	190
C1045	Laminado simple	6 749	96	5 062	72	4 148	59	22	45	215
C1095	Normalizado	9 913	141	7 381	105	7 024	80	8	10	282
B1113(k)	Acabado en frío	5 835	83	4 359	62	5 062	72	14	40	170
B1113	Laminado simple	4 921	70			3 163	45	25	40	138
C1118	Laminado simple	5 273	75	3 937	56	3 234	46	32	70	149
C1118(k)	Estirado en frío	5 624	80	4 218	60	5 273	75	16	57	180
C1144	OQT 1000 (538° C)	8 296	118	6 187	88	5 835	83	19	46	235
1340	OQT 1200 (649° C)	7 945	113	5 905	84	6 468	92	21	61	229
13B45	OQT 800 (427° C)	13 147	187	9 843	140	12 303	175	16	56	
2317(e)	OQT 1000 (538° C)	7 451	106	5 554	79	4 991	71	27	72	220
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	9 632	137	7 241	103	8 437	120	22	60	285
3150	OQT 1000 (538° C)	10 616	151	7 945	113	9 140	130	16	54	300
3250(e)	QT 1000 (538° C)	11 670	166	8 577	122	10 264	146	16	52	340
4063	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	14	43	375
4130	WQT 1100 (593° C)	8 929	127	6 679	95	8 015	114	18	62	260
4130(e)	Estirado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	16	45	248
4340(e)	Estirado en frío	8 577	122	6 398	91	7 381	105	15	45	248
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 140	130	19	56	310
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10 546	150	7 945	113	8 999	128	19	55	300
5140(e)	Estirado en frío	7 381	105	5 554	79	6 187	88	18	52	212
8630	Estirado en frío 10 %	8 085	115	6 046	86	7 030	100	22	53	222
8640	OQT 1000 (538° C)	11 249	160	8 437	120	10 546	150	16	55	330
8760	OQT 800 (427° C)	15 468	220	11 600	165	14 068	200	12	43	429
9255	OQT 1000 (538° C)	12 655	180	9 491	135	11 249	160	15	32	352
9440	OQT 1000 (538° C)	10 686	152	7 311	104	9 491	135	18	61	311
9850	OQT 1100 (593° C)	12 655	180	9 491	135	11 108	158	15	48	360

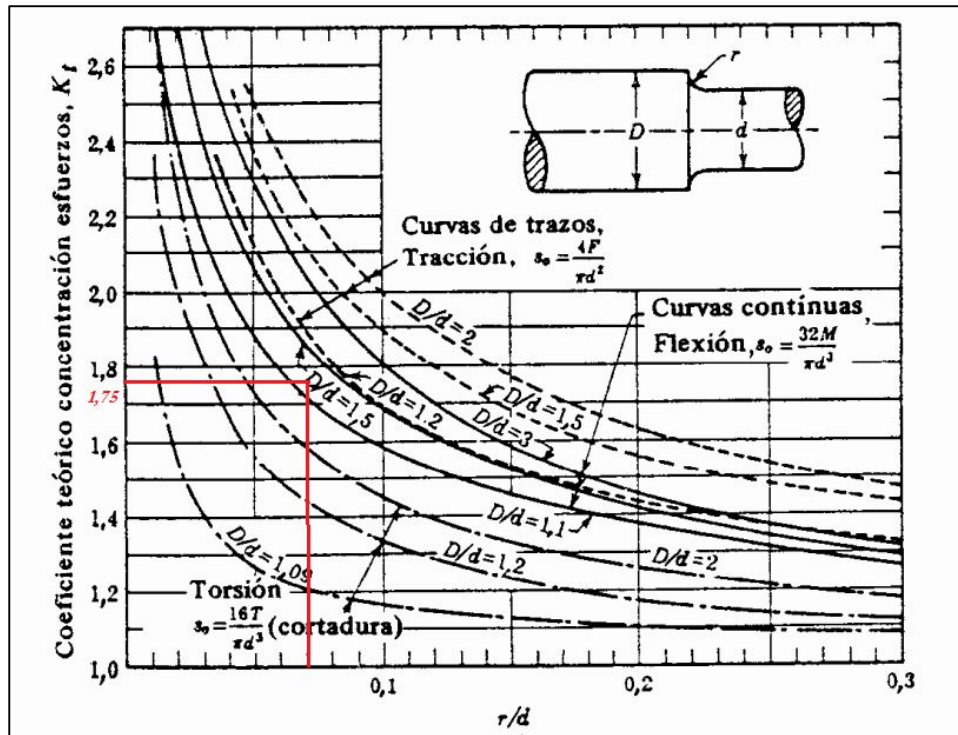
ANEXO IV.6

Coeficiente "C" reducción resistencia a la fatiga del acero AISI C1045, aplicado en un eje mecanizado.



ANEXO IV.7

Coefficiente de concentración de esfuerzos para cambio de secciones a través de acuerdos radiales.



BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

1. Virgil Moring Fires, “Diseño de elementos de máquinas”. (4ta Edición-Barcelona, España)
2. Robert L. Mott, “Diseño de elementos de máquinas”. (4ta Edición, 2006-Dayton, Ohio, E.E.U.U.)
3. Isao Okamoto, “How bogies work”. (Diciembre 1998-Tokio, Japón)
4. SKF Group, “Railway technical handbook” (Volume 1, 2011)
5. SKF, “Catálogo de rodamientos en español”. (2020)
6. Andrés López Pita, “Infraestructuras ferroviarias”. (2da Edición, 2006- Barcelona, España)
7. Maksym Spiryagin, Colin Cole, Yan Quan Sun, Mitchell McClanachan, Valentyn Spiryagin and Tim McSweeney, “Design and simulation of rail vehicles”. (1era Edición, 2014- Southfield, Michigan, E.E.U.U)
8. CNRT, “RITO: Reglamento interno técnico operativo”. (1993, Argentina).
9. CNRT, “Planos NEFA”. (1993, Argentina).
10. Acindar, “Catálogo de productos para la industria”. (2020, Argentina)
11. Acindar, “Catálogo tablas y equivalencias”. (2020, Argentina)
12. Ternium Siderar, “Especificación técnica de producto laminado en caliente”. (2019, Argentina)
13. CIRSOC, “Norma CIRSOC 301EL-304: Soldaduras”. (2005, Buenos Aires, Argentina)

LISTAS MAESTRAS DE INGENIERÍA Y PLANIMETRÍA

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO :		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-02-00-00-001	Laterales-Vigas laterales bogies	A4	Chapa MLC 420 t=25,4mm 2940 x 650 mm	494	Kg
2	B3P-02-00-00-002	Superior-Vigas laterales bogies	A3	Chapa MLC 420 t=6,35mm 4115 x 200 mm	41,3	Kg
3	B3P-02-00-00-003	Inferior-Vigas laterales bogies	A3	Chapa MLC 420 t=6,35mm 1940 x 200 mm	19,5	Kg
4	B3P-02-00-00-004	Refuerzos centrales vigas laterales bogies	A4	Chapa MLC 420 t=12,7mm 150 x 105 mm	7,8	Kg
5	B3P-02-00-00-005	Canal "C" apoyo sistema de frenos	A4	Chapa acero 15B30 t=9,525mm 200 x 160 mm	5	Kg
6	B3P-02-01-00-000	Alojamiento Wheelsets	A4		2	Unidades
7	B3P-02-02-00-000	Centro-Vigas laterales bogies	A3		1	Unidad
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-02-01-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-02-01-00-001	Chapa plegada alojamiento wheelsets	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 736 x 200 mm	14,8	Kg	
2	B3P-02-01-00-002	Cuña alojamiento wheelsets	A4	Chapa MLC 420 t=12,7mm 150 x 25 mm	1,2	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-02-02-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-02-02-00-001	Chapa plegada central	A4	Chapa MLC 420 t=6,35mm 1355 x 425 mm	29	Kg	
2	B3P-02-02-00-002	Placa de fricción	A4	Chapa acero 15B30 t=6.35mm 350 x 250 mm	8,6	Kg	
3	B3P-02-02-00-003	Alojamiento resortes susp. Secundaria	A4	Acero SAE 1026 redondo trefilado Ø44,45mm L=50mm	4,8	Kg	
4	B3P-02-02-00-004	Resorte exterior susp. Secundaria	A4	Acero AISI 9254 bobinado en caliente Ø25,4mm	61,6	Kg	
5	B3P-02-02-00-005	Resorte interior susp. Secundaria	A4	Acero AISI 9254 bobinado en caliente Ø15,875mm	18,4	Kg	
6	STD			Bulón M6 x 30mm	8	Unidades	
7	STD			Tuerca autofrenante M6	8	Unidades	
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-03-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-03-00-00-001	Ejes bogies	A3	Acero AISI 4130 redondo laminado Ø165,1 mm (6 1/2") L=2183 mm	237,9	Kg	
2	B3P-03-00-00-002	Ruedas bogies	A4	Según plano NEFA 156	980	Kg	
3	B3P-03-01-00-000	Sistema dejinetes de rodadura	A4		2	Unidades	
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-03-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-03-01-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-03-01-00-001	Caja porta rodamientos	A4	Fundición nodular	53,2	Kg	
2	B3P-03-01-00-002	Rodamientos	A4	TBU (Unidades de rodamientos de rodillos cónicos) (SKF 32224T146)	2	Unidades	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-04-00-00-001	Perno 2	A4	Acero SAE 4140 redondo trefilado Ø31,75mm (1 1/4") L=100mm	1	Kg	
2	B3P-04-00-00-002	Perno 3	A4	Acero SAE 4140 redondo trefilado Ø31,75mm (1 1/4") L=75mm	0,4	Kg	
3	B3P-04-00-00-003	Articulación bolster	A4	Chapa Acero F24 t=15,875mm 65 x 370 mm	2,5	Kg	
4	STD			Espina elástica DIN 94 Ø6,3 x 63mm	8	Unidades	
5	B3P-04-01-00-000	Chasis 1-Sistema de frenos	A3		1	Unidad	
6	B3P-04-02-00-000	Chasis 2-Sistema de frenos	A3		1	Unidad	
7	B3P-04-03-00-000	Conjunto zapata-Sistema de frenos	A4		4	Unidades	
8	B3P-04-04-00-000	Sistema palancas-Sistema de frenos	A3		1	Unidad	
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-01-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-04-01-00-001	Miembro compresor	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 1750 x 189 mm	16,5	Kg
2	B3P-04-01-00-002	Apoyos laterales	A4	Acero fundido SAE 1020	3	Kg
3	STD			Bulón grado 8.8 M16 x 130mm	1	Unidad
4	STD			Tuerca autofrenante M16	1	Unidad
5	B3P-04-01-01-000	Miembro tensor	A4		1	Unidad
6	B3P-04-01-02-000	Alojamiento palanca accionadora-Chasis 1	A4		1	Unidad
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-01-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-01-01-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-04-01-01-001	Central miembro tensor	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 2177 x 100 mm	11	Kg
2	B3P-04-01-01-002	Inferior/Superior miembro tensor	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 1750 x 70 mm	14,4	Kg
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-01-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-01-02-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-04-01-02-001	Central alojamiento palanca accionadora	A4	Acero SAE 1045 redondo trefilado Ø76,2mm (3") L=475 mm	12,6	Kg	
2	B3P-04-01-02-002	Lado tensor-Aloj. pal. accionadora	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 250 x 125 mm	1,5	Kg	
3	B3P-04-01-02-003	Lado compresor-Aloj. pal. accionadora	A4	Chapa MLC 420 t=4,76mm 225 x 125 mm	1	Kg	
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-02-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-04-01-00-001	Miembro compresor	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 1750 x 189 mm	16,5	Kg
2	B3P-04-01-00-002	Apoyos laterales	A4	Acero fundido SAE 1020	3	Kg
3	STD			Bulón grado 8.8 M16 x 130mm	1	Unidad
4	STD			Tuerca autofrenante M16	1	Unidad
5	B3P-04-01-01-000	Miembro tensor	A4		1	Unidad
6	B3P-04-02-01-000	Alojamiento palanca accionadora-Chasis 2	A4		1	Unidad
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-02-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-02-01-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-04-01-02-001	Central alojamiento palanca accionadora	A4	Acero SAE 1045 redondo trefilado Ø76,2mm (3") L=475 mm	12,6	Kg	
2	B3P-04-01-02-002	Lado tensor-Aloj. pal. accionadora	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 250 x 125 mm	1,5	Kg	
3	B3P-04-01-02-003	Lado compresor-Aloj. pal. accionadora	A4	Chapa MLC 420 t=4,76mm 225 x 125 mm	1	Kg	
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-03-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-04-03-00-001	Portazapata-Sistema de frenos	A4	Fundición nodular	6,6	Kg	
2	B3P-04-03-00-002	Zapata-Sistema de frenps	A4	Fundición de hierro c/aditivos antidesgaste según proveedor	12	Kg	
3	STD			Bulón frado 8.8 M10 x 80 mm	1	Unidad	
4	STD			Tuerca autofrenante M10	1	Unidad	
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-04-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-04-04-00-001	Lever 1	A4	Chapa Acero F24 t=25,4mm 295 x 89,5 mm	1,8	Kg
2	B3P-04-04-00-002	Lever 2	A4	Chapa Acero F24 t=25,4mm 375 x 90 mm	2,3	Kg
3	B3P-04-04-00-003	Perno 1	A4	Acero SAE 4140 redondo trefilado Ø31,75mm (1 1/4") L=85 mm	0,9	Kg
4	STD			Espina elástica DIN 94 Ø6,3 x 63 mm	4	Unidades
5	B3P-04-04-01-000	Palanca central	A4		1	Unidad
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-04-04-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : B3P-04-04-01-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-04-04-01-001	Redondo central-Palanca central	A4	Acero SAE 1026 redondo trefilado Ø31,75mm (1 1/4") L=1000 mm	5,6	Kg	
2	B3P-04-04-01-002	Extremos-Palanca central	A4	Fundición gris	3,6	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-00-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO :		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-00-00-00-000	Bogie de tres piezas	A2		2	Unidades
2	VTA-01-00-00-000	Chasis primer nivel	A1		1	Unidad
3	VTA-02-00-00-000	Chasis segubdo nivel	A1		1	Unidad
4	VTA-03-00-00-000	Montantes	A4		10	Unidades
5	VTA-04-00-00-000	Cobertura centra	A3		4	Unidades
6	VTA-05-00-00-000	Cobertura extremos	A3		4	Unidades
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO :		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	VTA-01-01-00-000	Vigas principales-Chasis 1° nivel	A3		3	Unidades
2	VTA-01-02-00-000	Larguero 1-Chasis 1° nivel	A3		12	Unidades
3	VTA-01-03-00-000	Larguero 2-Chasis 1° nivel	A3		8	Unidades
4	VTA-01-04-00-000	Travesaño-Chasis 1° nivel	A3		2	Unidades
5	VTA-01-05-00-000	Pivote- Chasis 1° nivel	A4		2	Unidades
6	STD			Bulón grado 8.8 M30 x 80	8	Unidades
7	STD			Tuerca autofrenante M30	8	Unidades
8	STD			Bulón M16 x 50	24	Unidades
9	STD			Tuerca autofrenante M16	24	Unidades
10	STD			Amortiguadores axial	4	Unidades
11	STD			Acoples automático	2	Unidades
12	VTA-01-00-00-001	Refuerzo para pivote-Chasis 1° nivel	A4	Chapa MLC 420 t=7,94mm 200 x 200 mm	9,6	Kg
13	VTA-01-00-00-002	Antideslizante 6 x 1,5mts	A4	Chapa antideslizante t=3.175mm 6000 x 1500 mm	1800	Kg
14	VTA-01-00-00-003	Antideslizante 6 x 0,75mts	A4	Chapa antideslizante t=3.175mm 6000 x 750 mm	448	Kg
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-01-01-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-01-01-00-001	Cuerpo central vigas principales	A3	Chapa MLC 420 t= 25,4mm 24000 x 385 mm	1407	Kg	
2	VTA-01-01-00-002	Superior vigas principales	A4	Chapa MLC 420 t=7.94mm 24000 x 250mm	376	Kg	
3	VTA-01-01-00-003	Inferior lado bogies vigas principales	A4	Chapa MLC 420 t=7.94mm 6000 x 250mm	94	Kg	
4	VTA-01-01-00-004	Inferior central vigas principales	A4	Chapa MLC 420 t=7.94mm 9000 x 250mm	141	Kg	
5	VTA-01-01-00-005	Inferior inclinado vigas principales	A4	Chapa MLC 420 t=7.94mm 1505 x 250mm	23,5	Kg	
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-01-02-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	VTA-01-02-00-001	Cuerpo central larguero 1	A4	Chapa MLC 420 t=7,94mm 1460 x 235mm	21,5	Kg
2	VTA-01-02-00-002	Superior/Inferior largueros	A4	Chapa MLC 420 t=7,94mm 1237,5 x 250mm	19,4	Kg
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-01-03-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	VTA-01-03-00-001	Cuerpo central larguero 2	A4	Chapa MLC 420 t=7,94mm 1460 x 385mm	35,3	Kg
2	VTA-01-02-00-002	Superior/Inferior largueros	A4	Chapa MLC 420 t=7,94mm 1237,5 x 250mm	19,4	Kg
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-01-04-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-01-04-00-001	Travesaño-Chasis1° nivel	A3	Tubo rectangular estructural 240 x 120 x 8,2 mm. Acero F36	190,5	Kg	
2	VTA-01-04-00-002	Tapas travesaño-Chasis 1° nivel	A4	Chapa Acero F24 t=4,76mm 90 x 240mm	1,6	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-01-05-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-01-05-00-001	Pivote macho	A3	Fundición nodular	63,9	Kg	
2	VTA-01-05-00-002	Perno pivote	A4	Acero SAE 1045 redondo trefilado Ø152,4mm (6") x 300mm	18,3	Kg	
3	VTA-01-05-00-003	Chaveta perno pivote	A4	Acero SAE 1045 t=6,35mm 203 x 50,8mm	0,35	Kg	
4	STD			Espina elástica DIN 94 Ø6,3 x 40mm	1	Unidad	
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-02-01-00-000	Vigas laterales-Chasis 2º nivel	A3		2	Unidades	
2	VTA-02-02-00-000	Travesaño-Chasis 2º nivel	A3		2	Unidades	
3	VTA-02-03-00-000	Largueros-Chasis 2º nivel	A3		20	Unidades	
4	VTA-01-00-00-003	Antideslizante 6 x 0,75mts	A4	Chapa antideslizante t=3,175mm 6000 x 750mm	1792	Kg	
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-02-02-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-02-02-00-001	Cuerpo central-Chasis 2º nivel	A4	Chapa Acero F24 t=7.94mm 2885 x 100mm	18,1	Kg	
2	VTA-02-02-00-002	Superior/Inferiro travesaño-Chasis 2º nivel	A4	Chapa Acero F24 t=7.94mm 2800 x 250mm	87,8	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-02-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-02-03-00-000		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	VTA-02-02-00-001	Cuerpo central-Chasis 2° nivel	A4	Chapa Acero F24 t=7.94mm 2885 x 100mm	18,1	Kg
2	VTA-02-02-00-002	Superior/Inferio largueros-Chasis 2° nivel	A4	Chapa Acero F24 t=7.94mm 2800 x 150mm	52,6	Kg
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-03-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-03-01-00-000	Columna montantes	A4	Tubo cuadrado acero F36 100 x 100 x 6,35mm L=3,35m	62,4	Kg	
2	VTA-03-02-00-000	Ménsula montantes	A4		1	Unidad	
3	VTA-03-00-00-001	Base montantes	A4	Chapa MLC 420 t=12,7mm 150 x 200mm	3	Kg	
4	VTA-03-00-00-002	Tapa superior montantes	A4	Chapa negra SAE 1010 t=4,76mm x 96 x96mm	0.32	Kg	
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-03-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-03-02-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-03-02-00-001	Superior ménsula	A4	Chapa Acero F24 4,76mm (3/16") x 190 x 84 mm	0,48	Kg	
2	VTA-03-02-00-002	Inferior ménsula	A4	Chapa Acero F24 4,76mm (3/16") x 196 x 84 mm	0,5	Kg	
3	VTA-03-02-00-003	Derecha ménsula	A4	Chapa Acero F24 6,35mm (1/4") x 200 x 75 mm	0,66	Kg	
4	VTA-03-02-00-004	Izquierda ménsula	A4	Chapa Acero F24 6,35mm (1/4") x 200 x 75 mm	0,66	Kg	
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-04-01-00-000	Marco cobertura central	A3		1	Unidad	
2	VTA-04-00-00-001	Mallado cobertura central	A4	Malla cuadrada galvanizada no estructural 50 x 50 x Ø3mm	56	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

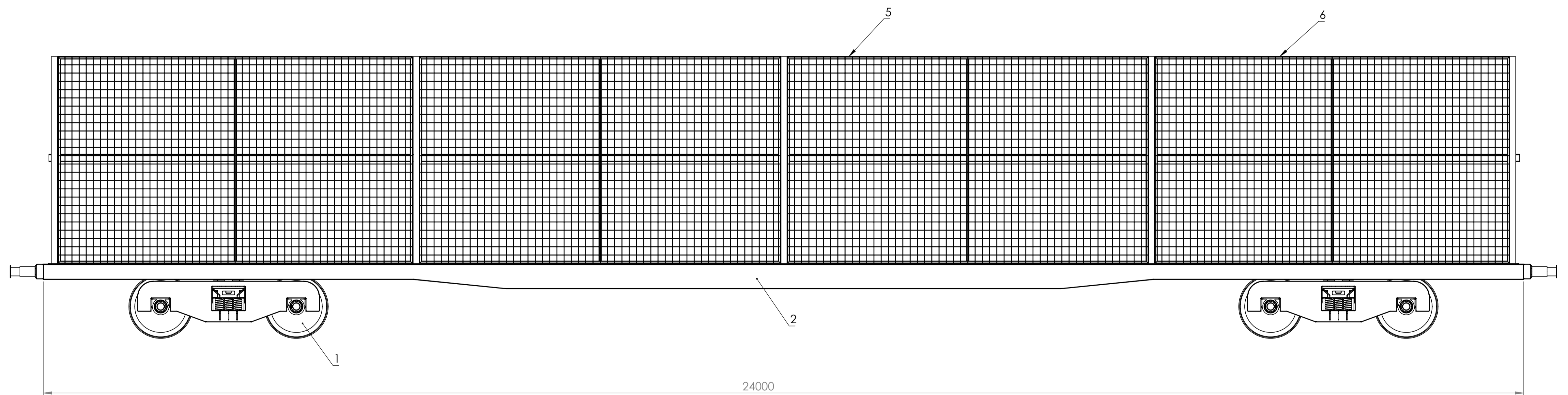
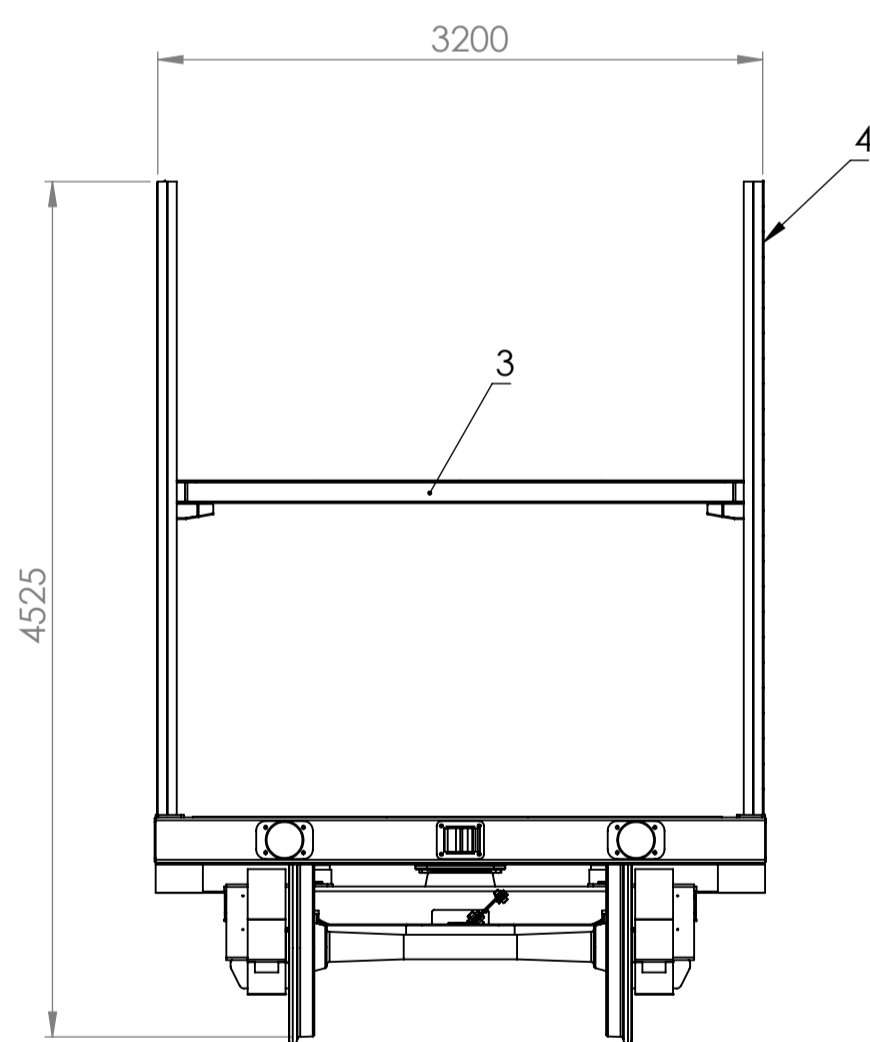
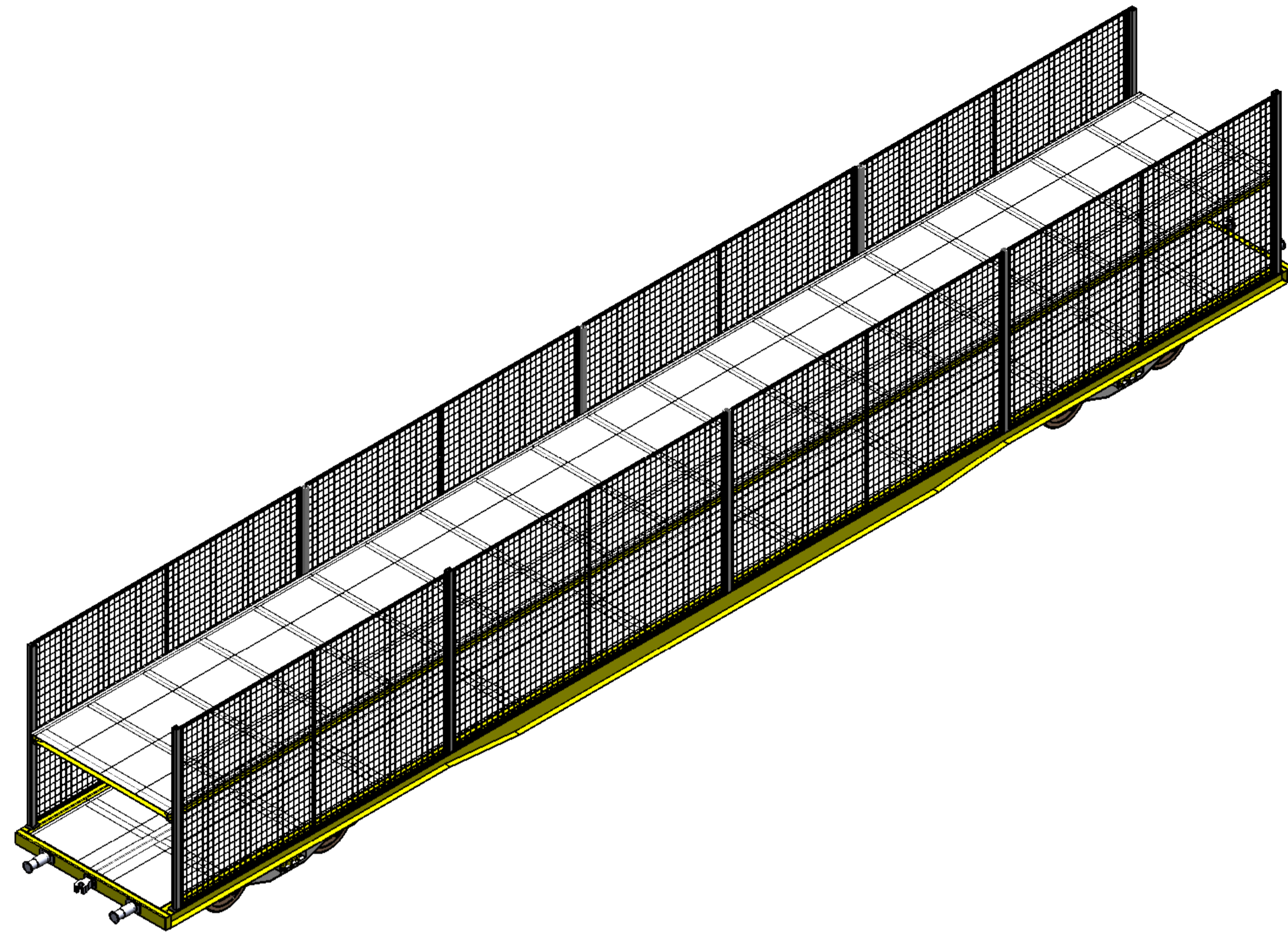
MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-04-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-04-01-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-04-01-00-001	Inferior/Superior marco cobertura central	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=5860mm	34,4	Kg	
2	VTA-04-01-00-002	Laterales coberturas	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=3350mm	19,6	Kg	
3	VTA-04-01-00-003	Central coberturas	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=3270mm	9,7	Kg	
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-05-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-05-01-00-000	Marco cobertura extremos	A3		1	Unidad	
2	VTA-05-00-00-001	Mallado cobertura extremos	A4	Malla cuadrada galvanizada no estructural 50 x 50 x Ø3mm	55,5	Kg	
3							
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Vagón para transporte de automóviles				CONJUNTO : VTA-05-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO : VTA-05-01-00-000			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	VTA-05-01-00-001	Inferior/Superior marco cobertura central	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=5750mm	33,8	Kg	
2	VTA-04-01-00-002	Laterales coberturas	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=3350mm	19,6	Kg	
3	VTA-04-01-00-003	Central coberturas	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 40x40x2,5mm L=3270mm	9,7	Kg	
4							
5							
6							
7							
8							
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA			Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-00-00-00-000		Fecha: 07/12/2020
MODELO :				SUBCONJUNTO :		
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad
1	B3P-01-00-00-000	Bolster bogie de tres piezas	A2		1	Unidad
2	B3P-02-00-00-000	Vigas laterales bogies de tres piezas	A2		2	Unidades
3	B3P-03-00-00-000	Wheelsets	A3		2	Unidades
4	B3P-04-00-00-000	Sistema de frenos bogies	A2		1	Unidad
5	STD			Bulón M20 x 55mm	4	Unidades
6	STD			Tuerca autofrenante M20	4	Unidades
7	STD			Estabilizadores laterales	2	Unidades
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						
23						
24						
25						

MORAND S.A.		LISTA MAESTRA DE INGENIERÍA				Morello Andrés Tomás	
UNIDAD : Bogie de tres piezas				CONJUNTO : B3P-01-00-00-000		Fecha: 07/12/2020	
MODELO :				SUBCONJUNTO :			
Ítem	Código	Denominación	Ref.	Observaciones	Cantidad	Unidad	
1	B3P-01-00-00-001	Superior bolster	A4	Chapa MLC 420 t=25,4mm 2500 x 500 mm	248,5	Kg	
2	B3P-01-00-00-002	Lateral bolster	A4	Chapa MLC 420 t=25,4mm 1990 x 350 mm	188,4	Kg	
3	B3P-01-00-00-003	Inferior bolster	A3	Chapa MLC 420 t=7,94mm 2587 x 500 mm	81,1	Kg	
4	B3P-01-00-00-004	Pivote hembra lado bolster	A4	Fundición nodular	34,8	Kg	
5	B3P-01-00-00-005	Refuerzos centrales bolster	A4	Tubo cuadrado SAE 1020 80 x 80 x 4 mm L= 435mm	8,4	Kg	
6	B3P-01-00-00-006	Chapa plegada extremos bolster	A4	Chapa MLC 420 t=12,7mm 240 x 193 mm	16	Kg	
7	B3P-01-00-00-007	Tapa extremos bolster	A4	Chapa MLC 420 t=6.35mm 490 x 150 mm	6	Kg	
8	B3P-01-00-00-008	Cuña de fricción	A4	Fundición nodular	17,2	Kg	
9	B3P-01-00-00-009	Resorte cuña de fricción	A4	Acero AISI 9254 bobinado en caliente Ø12,7mm	2,8	Kg	
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16							
17							
18							
19							
20							
21							
22							
23							
24							
25							



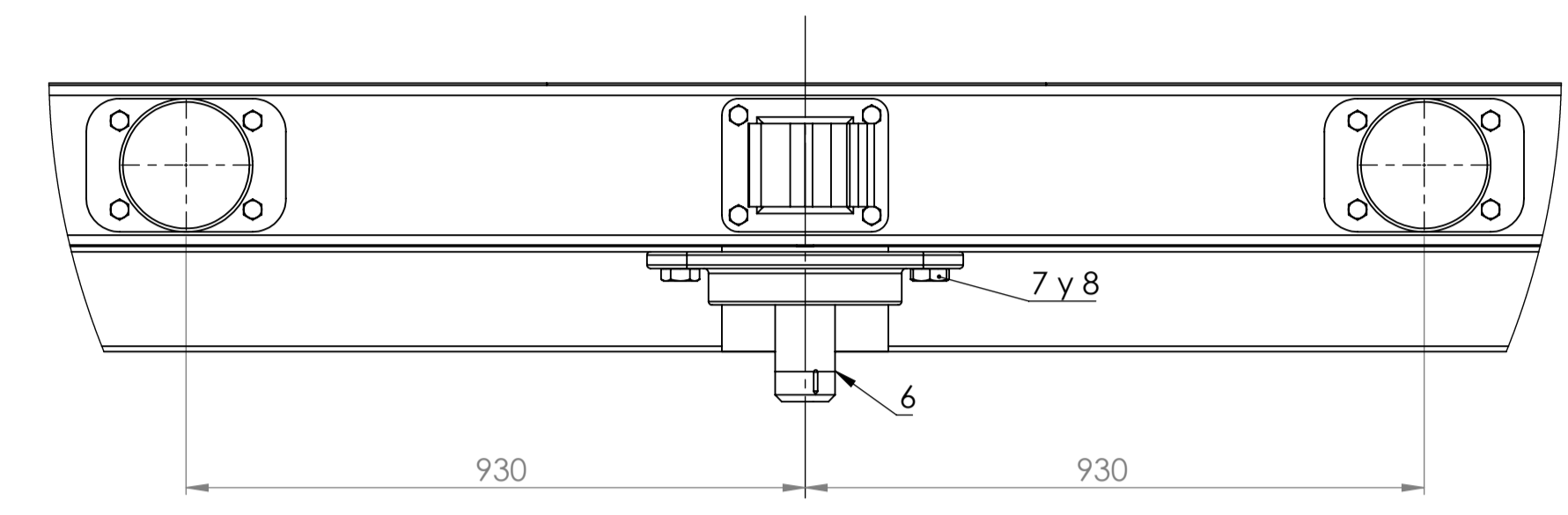
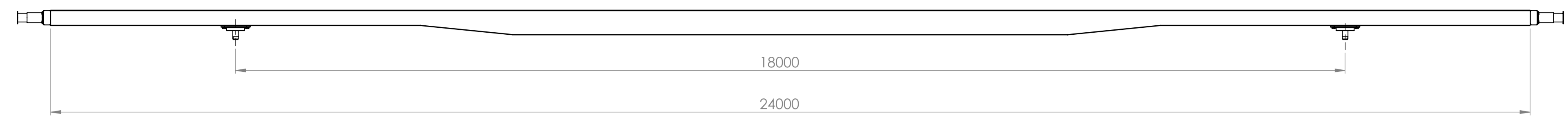
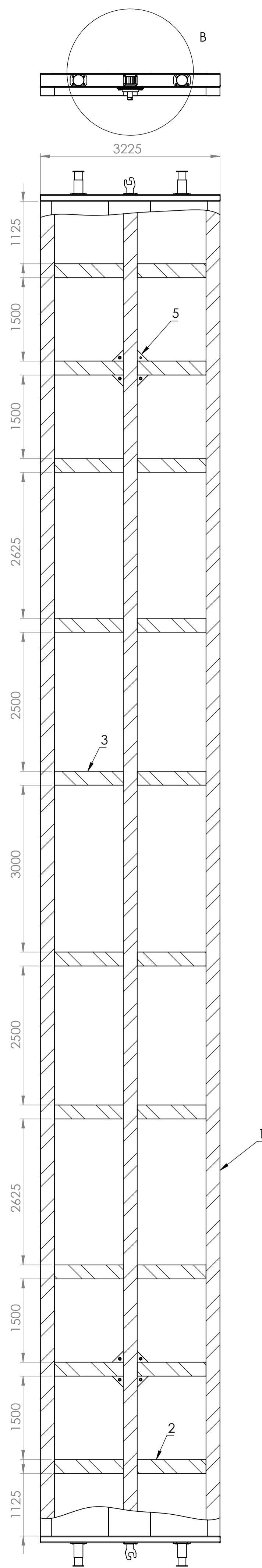
6	Estructura: Cobertura extremos	VTA-05-00-00-000	4
5	Estructura: Cobertura central	VTA-04-00-00-000	4
4	Estructura: Montantes	VTA-03-00-00-000	10
3	Chasis segundo nivel	VTA-02-00-00-000	1
2	Chasis primer nivel	VTA-01-00-00-000	1
1	Bogie tres piezas -40 Tn	B3P-00-00-00-000	2

Posición	Denominación	Código	Cantidad
Dibujó	Nombre	Fecha	
Aprobó	Morello Andrés	30/6/2021	

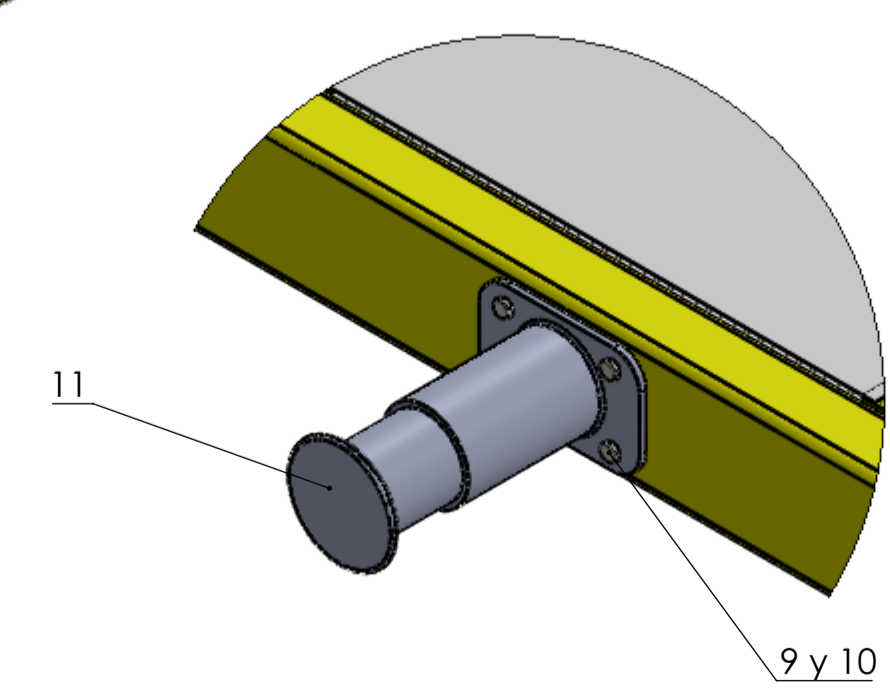
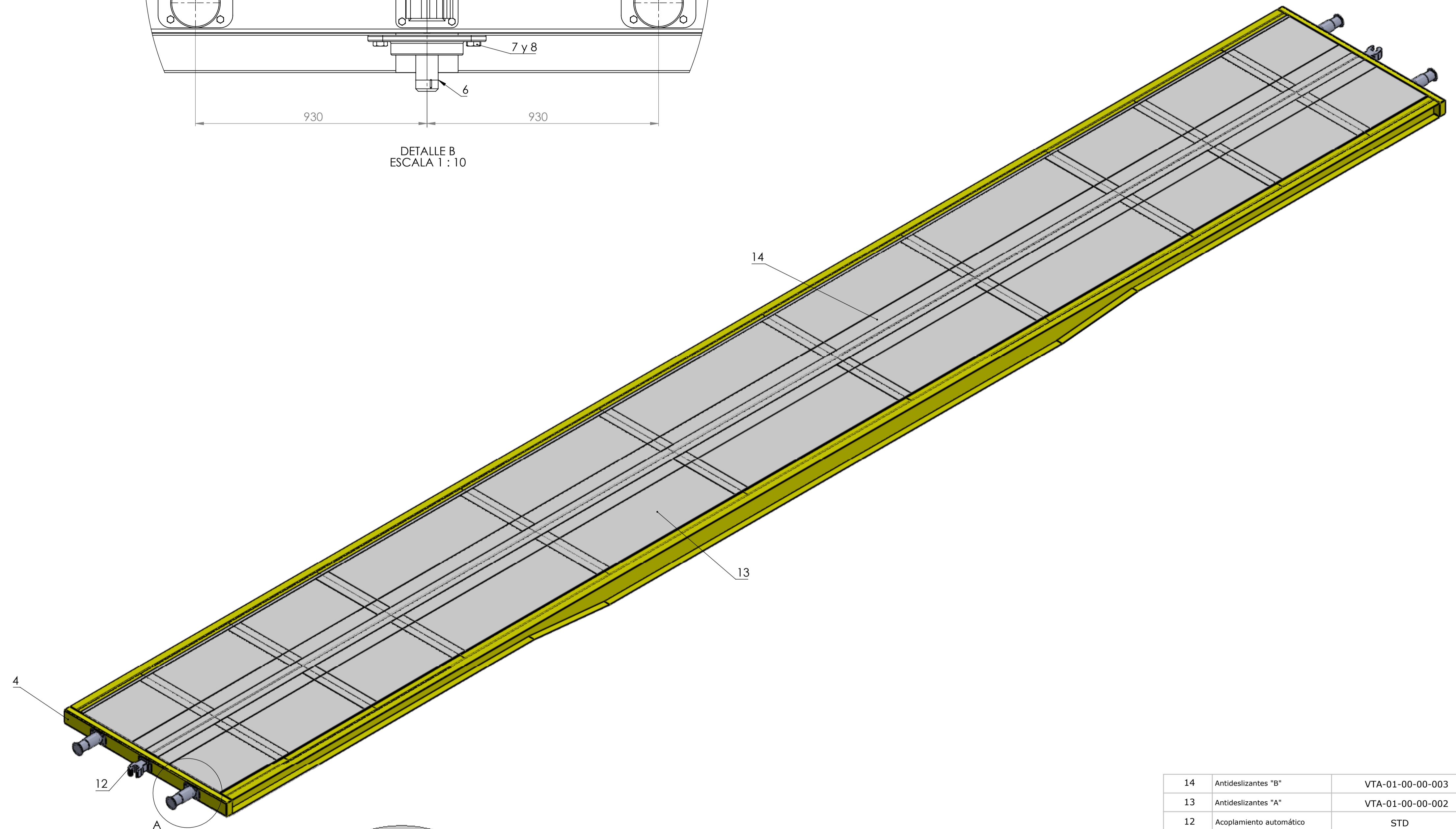
MORAND S.A.

TOLERANCIAS GENERALES NO DIMENSIONADAS EN DECIMALES ±0.15 EN DECIMALES ±0.2 EN DECIMALES 0.01 ±0.02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO	Material:	Tratamiento:
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-----------	--------------

Escala	Norma	Código: VTA-00-00-00-000	Revisión
1:40		Denominación: Vagón para transporte de automóviles	00



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



DETALLE A
ESCALA 1 : 10

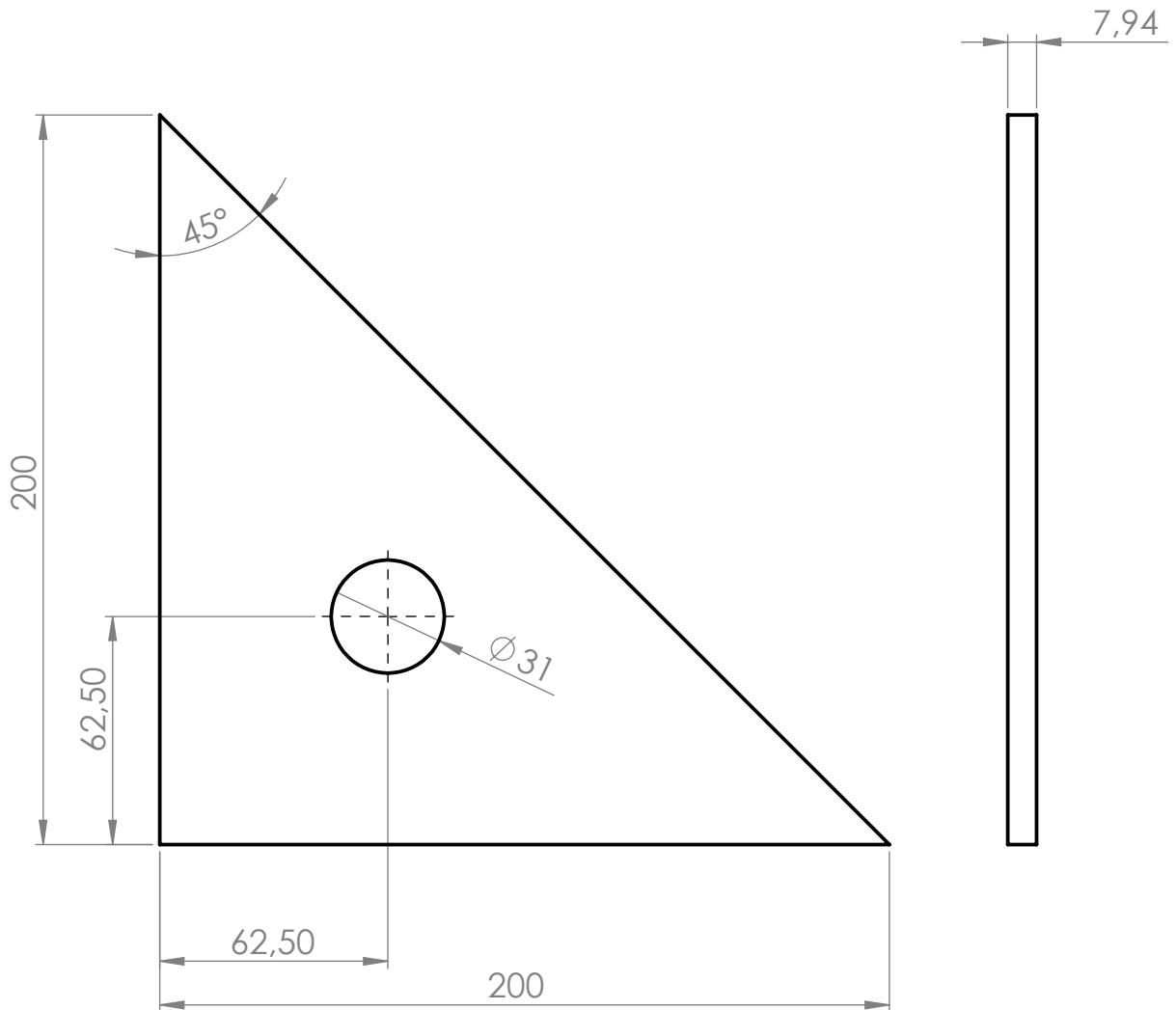
14	Antideslizantes "B"	VTA-01-00-00-003	4
13	Antideslizantes "A"	VTA-01-00-00-002	8
12	Acoplamiento automático	STD	2
11	Amortiguador axial (Buffer)	STD	4
10	Tuerca autofrenante M16	STD	24
9	Bulón M16x50x31	STD	24
8	Tuerca autofrenante M16	STD	8
7	Bulón Grado 8.8 M16x50	STD	8
6	Pivote lado chasis	VTA-01-05-00-000	2
5	Refuerzo pivote-Chasis 1º nivel	VTA-01-00-00-001	8
4	Travesaño-1º Nivel	VTA-01-04-00-000	2
3	Larguero 2-Chasis 1º nivel	VTA-01-03-00-000	8
2	Larguero 1-Chasis 1º nivel	VTA-01-02-00-000	12
1	Vigas principales	VTA-01-01-00-000	3
Posición	Denominación	Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			

MORAND S.A.

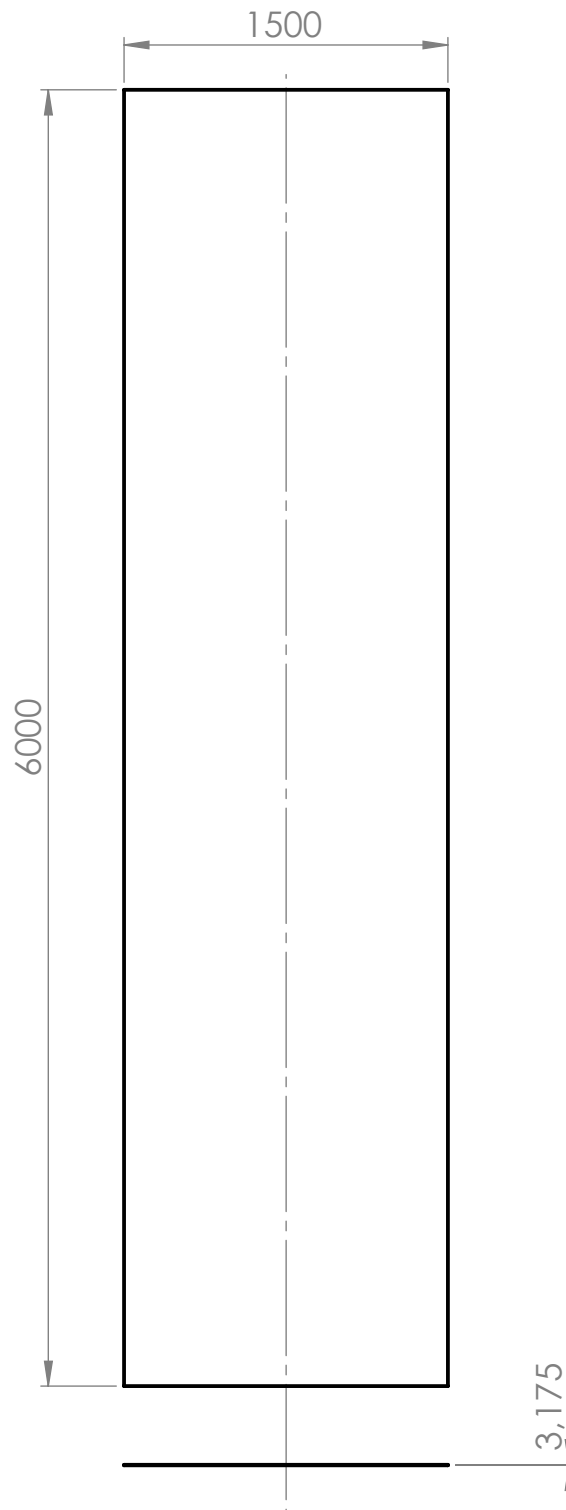
TOLERANCIAS GENERALES NO DIMENSIONADAS
 SIN DECIMALES ±0.1
 UN DECIMAL ±0.2
 DOS DECIMALES ±0.3
 NO SE VE EN EL PLANO

Material: **Tratamiento:**

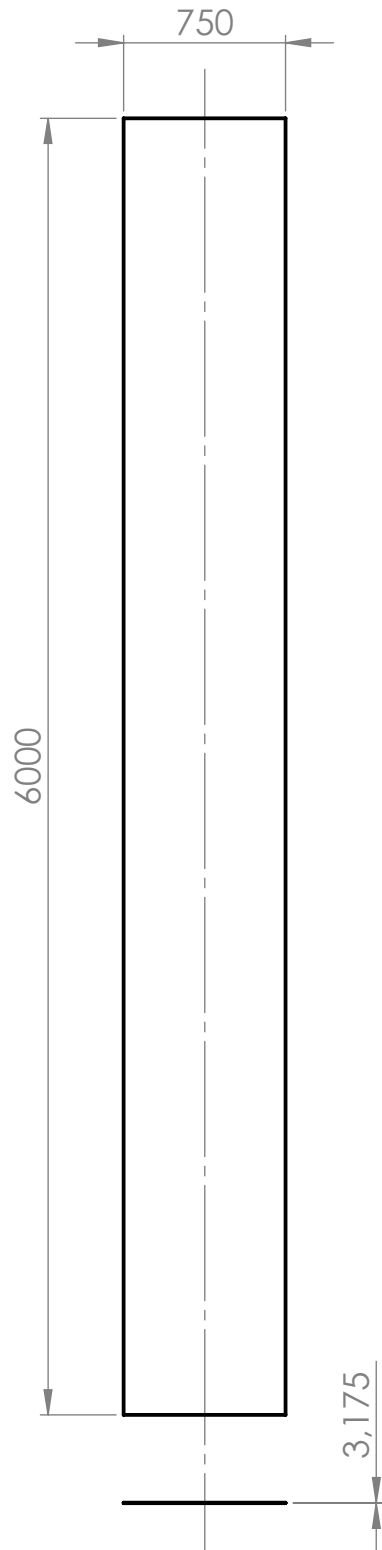
Escala 1:35 Norma **Código:** VTA-01-00-00-000 Revisión 00
Denominación: Chasis primer nivel




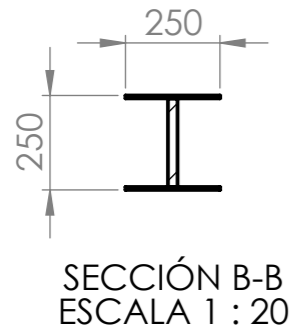
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-01-00-00-001 Denominación: Refuerzo pivote chasis primer nivel	Revisión 00



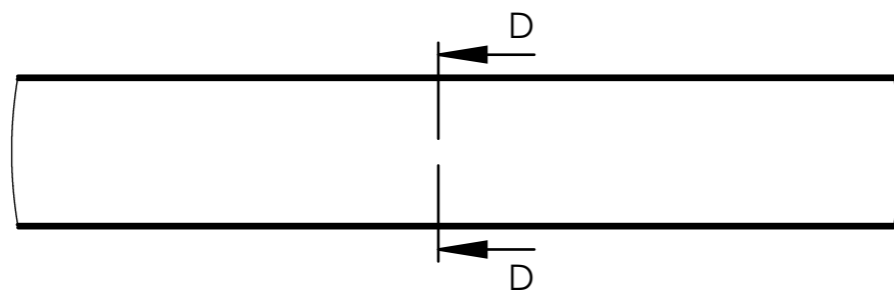
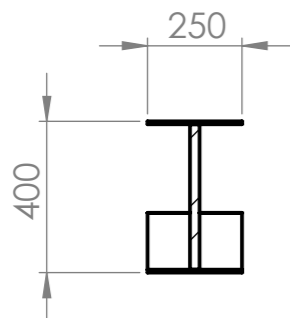
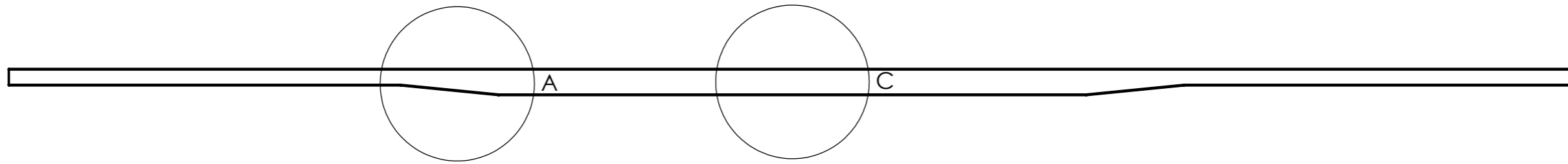
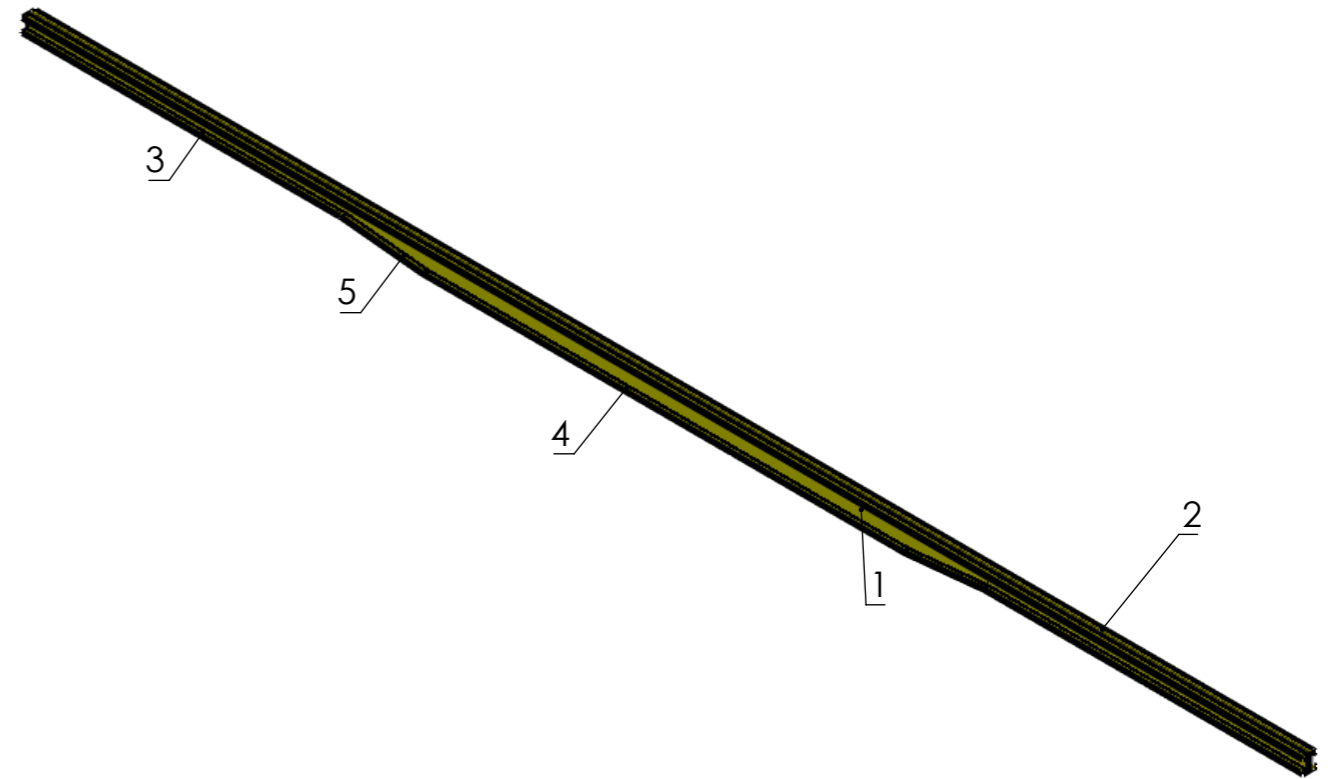
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa antideslizante t=3.175mm (1/8")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:35	Norma 	Código: VTA-01-00-00-002 Denominación: Antideslizante primer nivel - 6 x 1.5 metros	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa antideslizante t=3.175mm (1/8")	Tratamiento:	
Escala 1:35	Norma 	Código: VTA-01-00-00-003 Denominación: Antideslizante primer nivel - 6 x 0.75 metros	Revisión 00



DETALLE A
ESCALA 1 : 20



DETALLE C
ESCALA 1 : 20

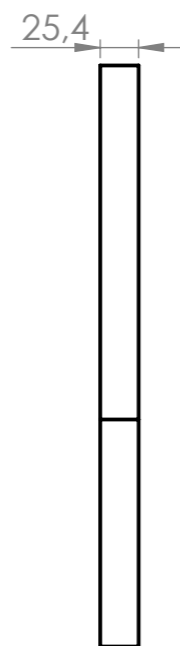
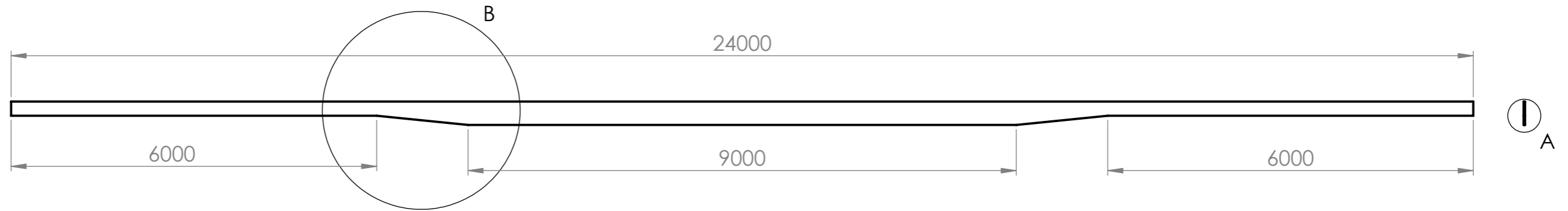
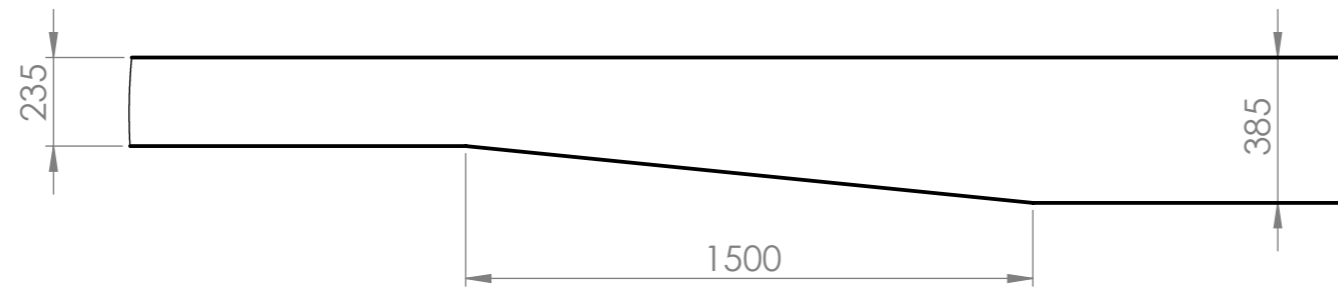
5	Inferior cambio de sección	VTA-01-01-00-005	2
4	Inferior central	VTA-01-01-00-004	1
3	Inferior extremos	VTA-01-01-00-003	2
2	Superior	VTA-01-01-00-002	1
1	Cuerpo central	VTA-01-01-00-001	1
Posición	Denominación	Código	Cantidad

Dibujó	Morello Andrés	Fecha	30/6/2021	MORAND S.A.
Aprobó				

<p>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</p>	Material:	Tratamiento:
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------	---------------------

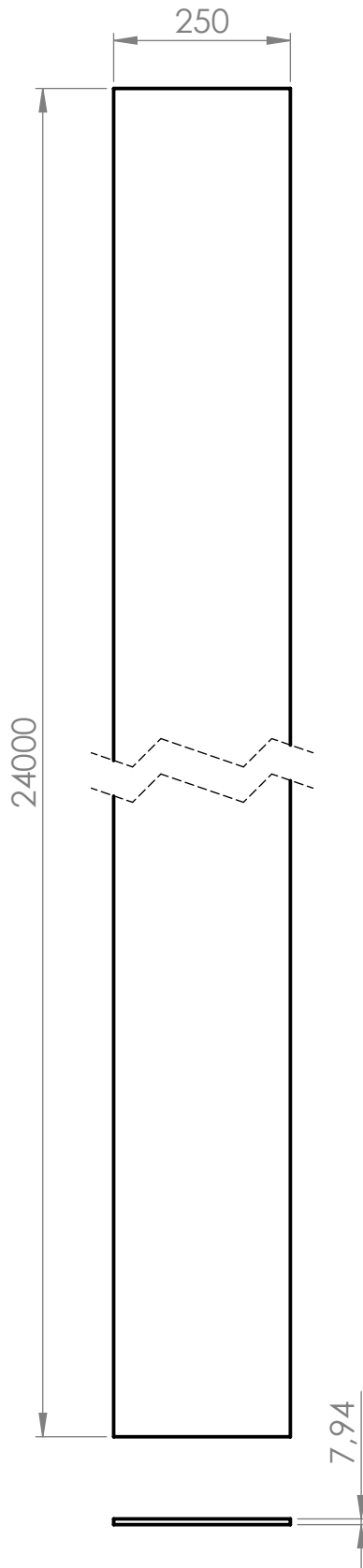
Escala	Norma	Código: VTA-01-01-00-000	Revisión
1:75		Denominación: Vigas principales	00

DETALLE B
ESCALA 1 : 20

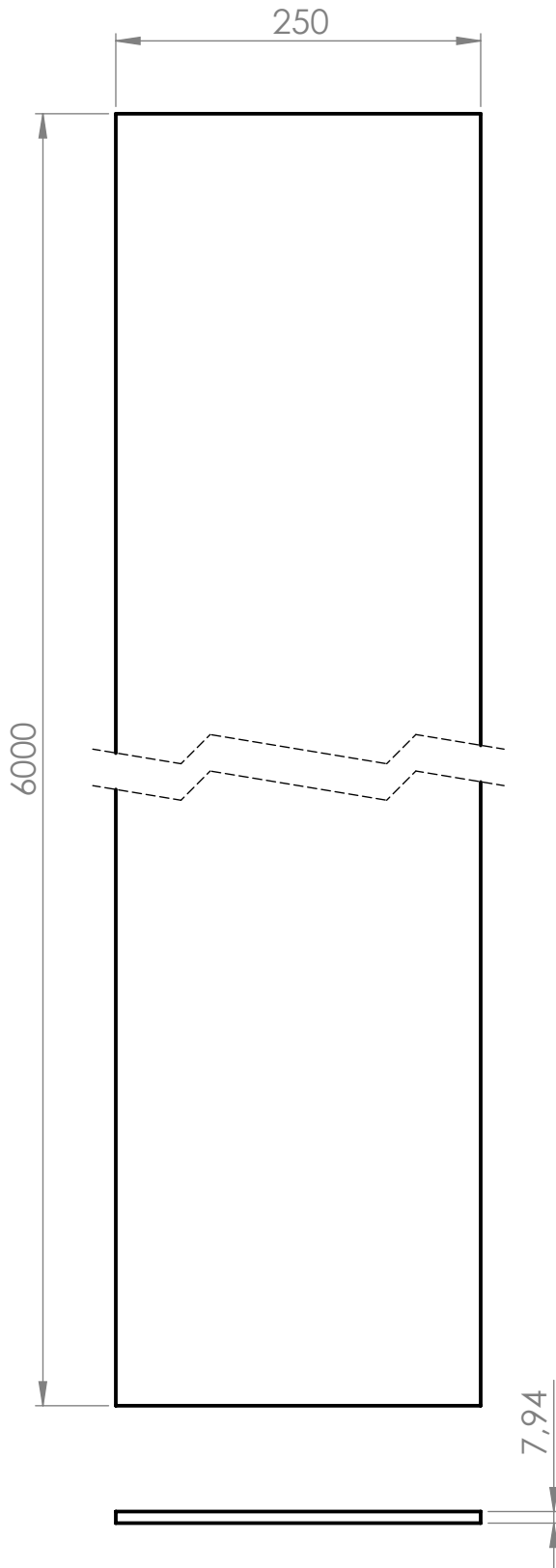



DETALLE A
ESCALA 1 : 5

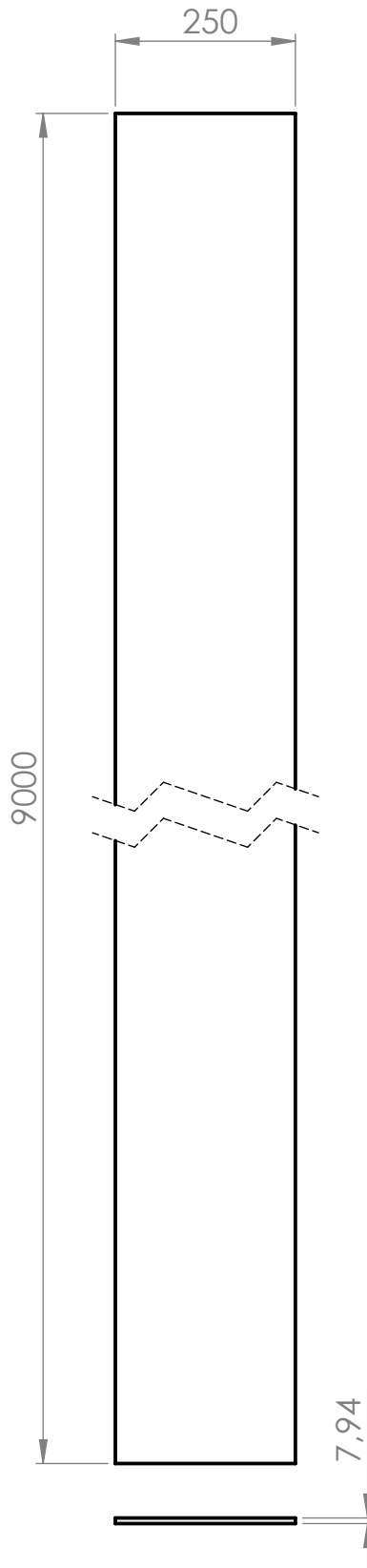
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0, +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=25.4mm (1")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: VTA-01-01-00-001	Revisión
1:75		Denominación: Cuerpo central vigas principales	00



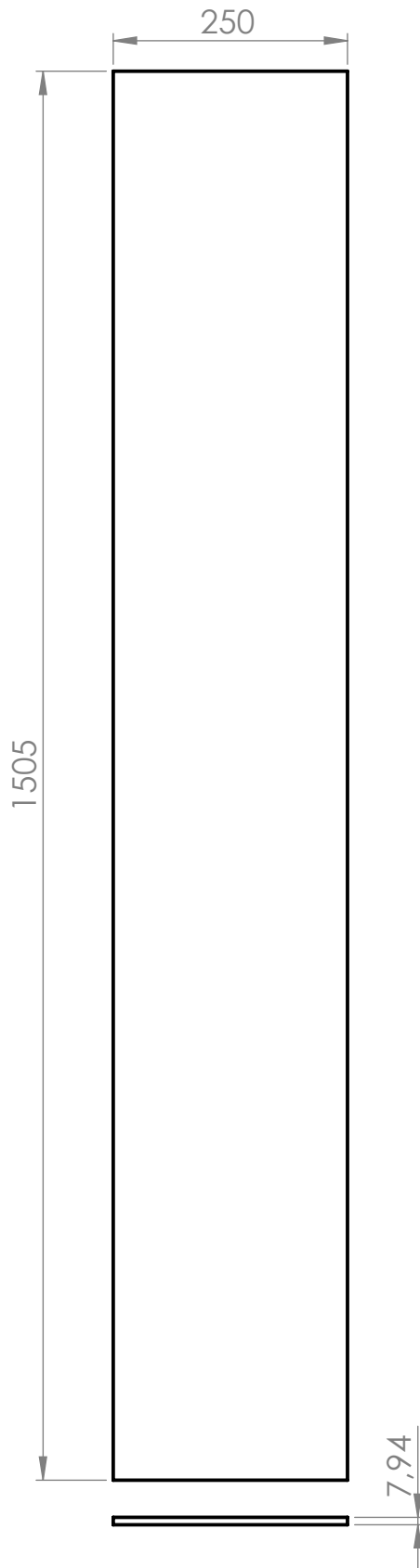
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:20	Norma 	Código: VTA-01-01-00-002 Denominación: Superior vigas principales	Revisión 00




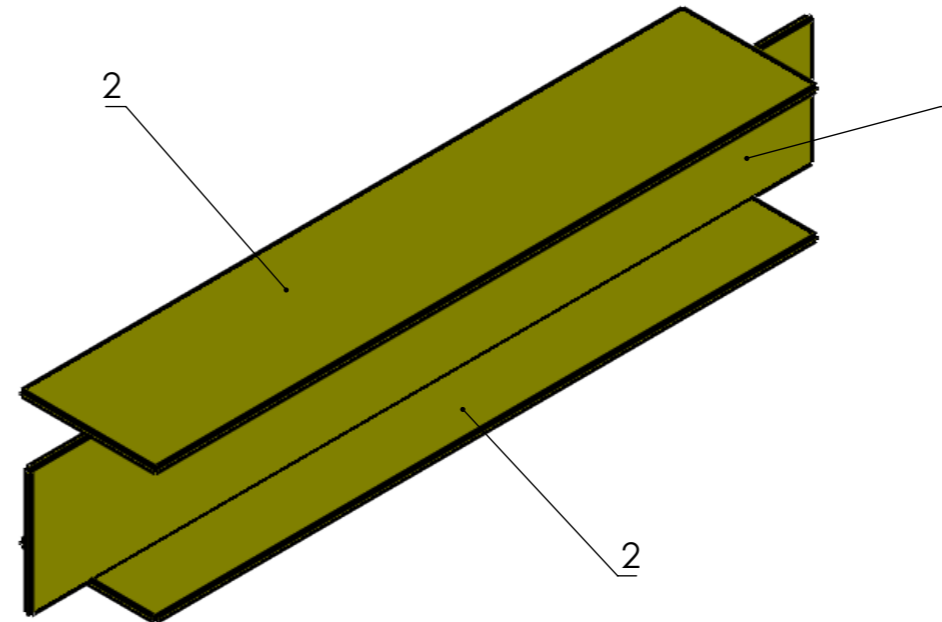
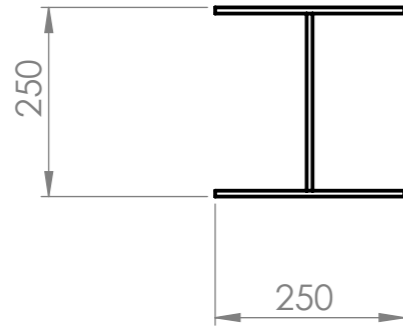
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:5	Norma 	Código: VTA-01-01-00-003 Denominación: Inferior extremos vigas principales	Revisión 00



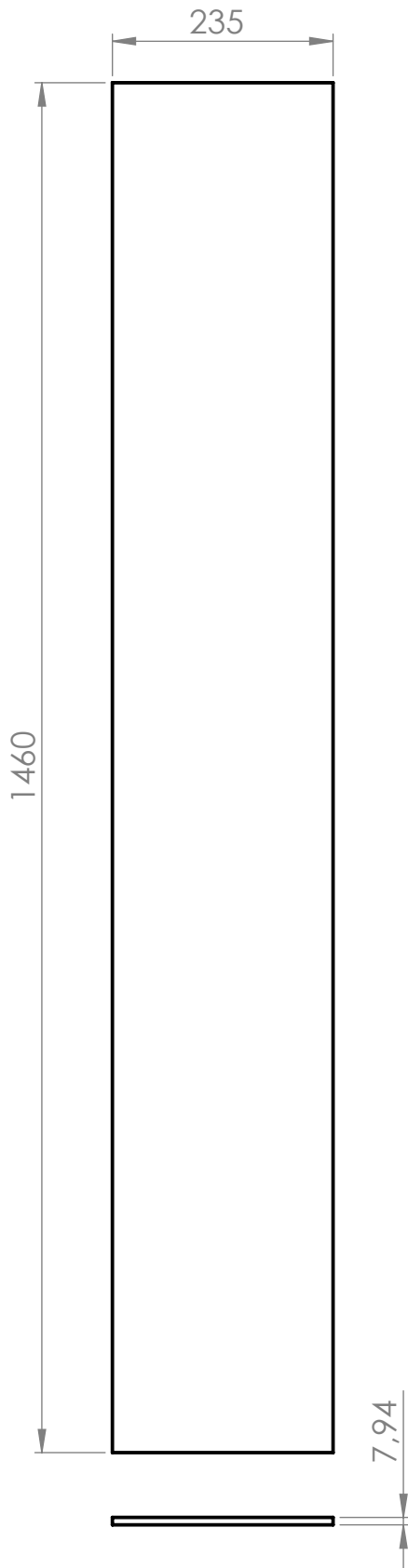
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:10	Norma 	Código: VTA-01-01-00-004 Denominación: Inferior central vigas principales	Revisión 00




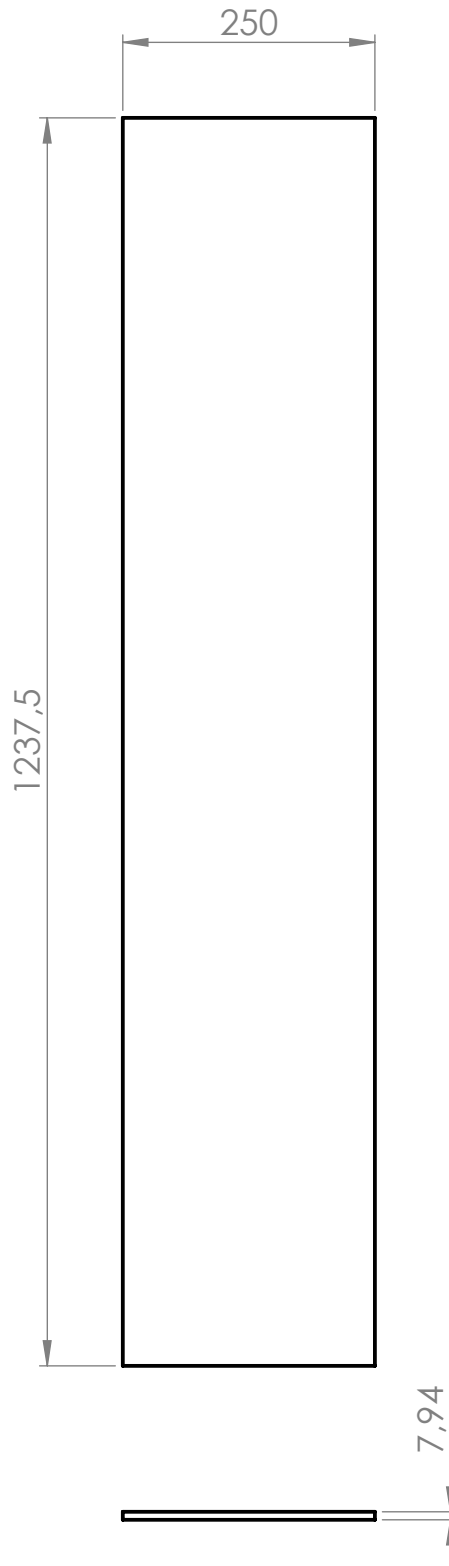
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:7.5	Norma 	Código: VTA-01-01-00-005 Denominación: Inferior cambio de sección vigas principales	Revisión 00



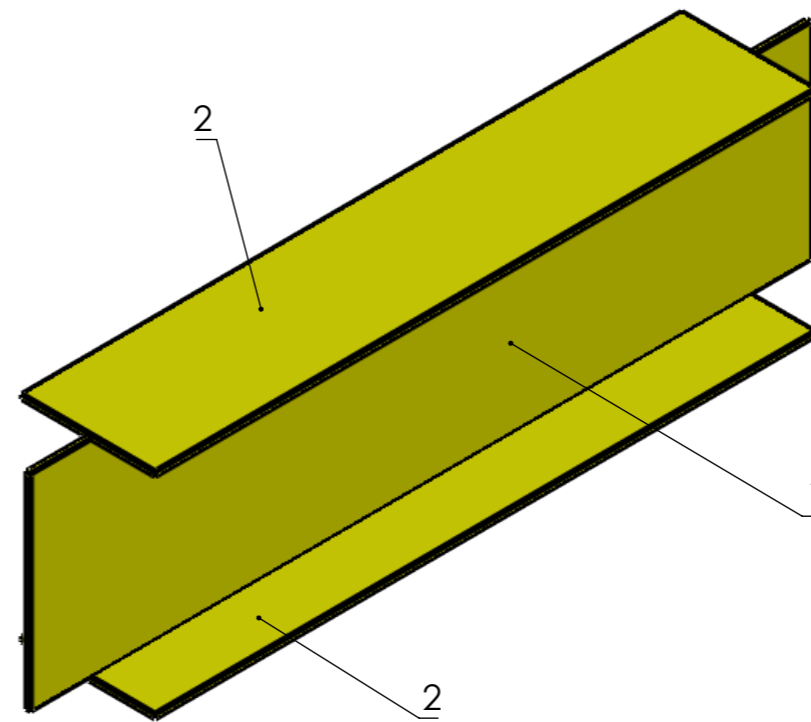
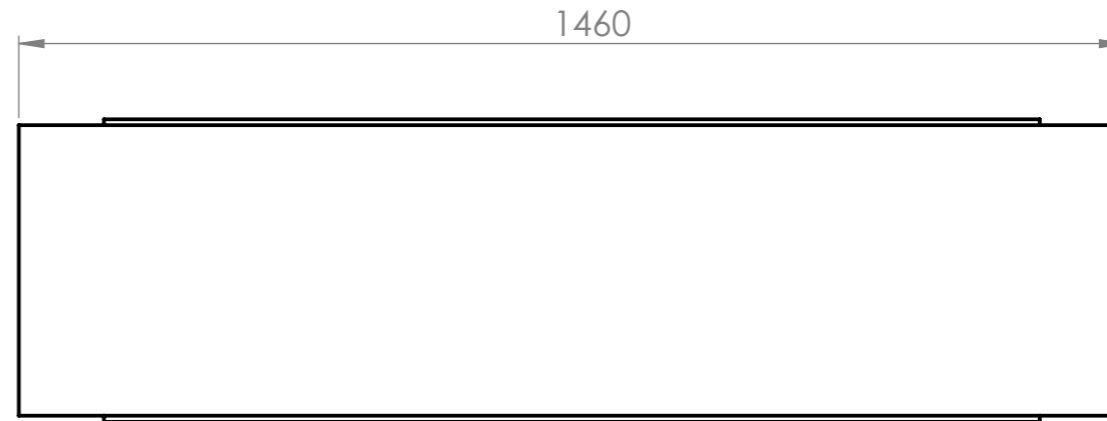
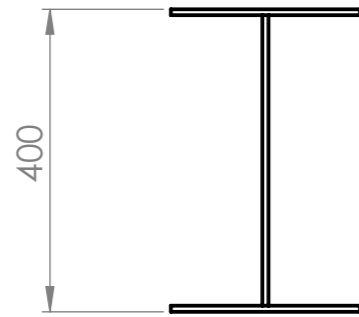
2	Inferior/Superior-Largueros	VTA-01-02-00-002	2
1	Cuerpo central-Larguero 1	VTA-01-02-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: VTA-01-02-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Largero 1-Chasis primer nivel	00



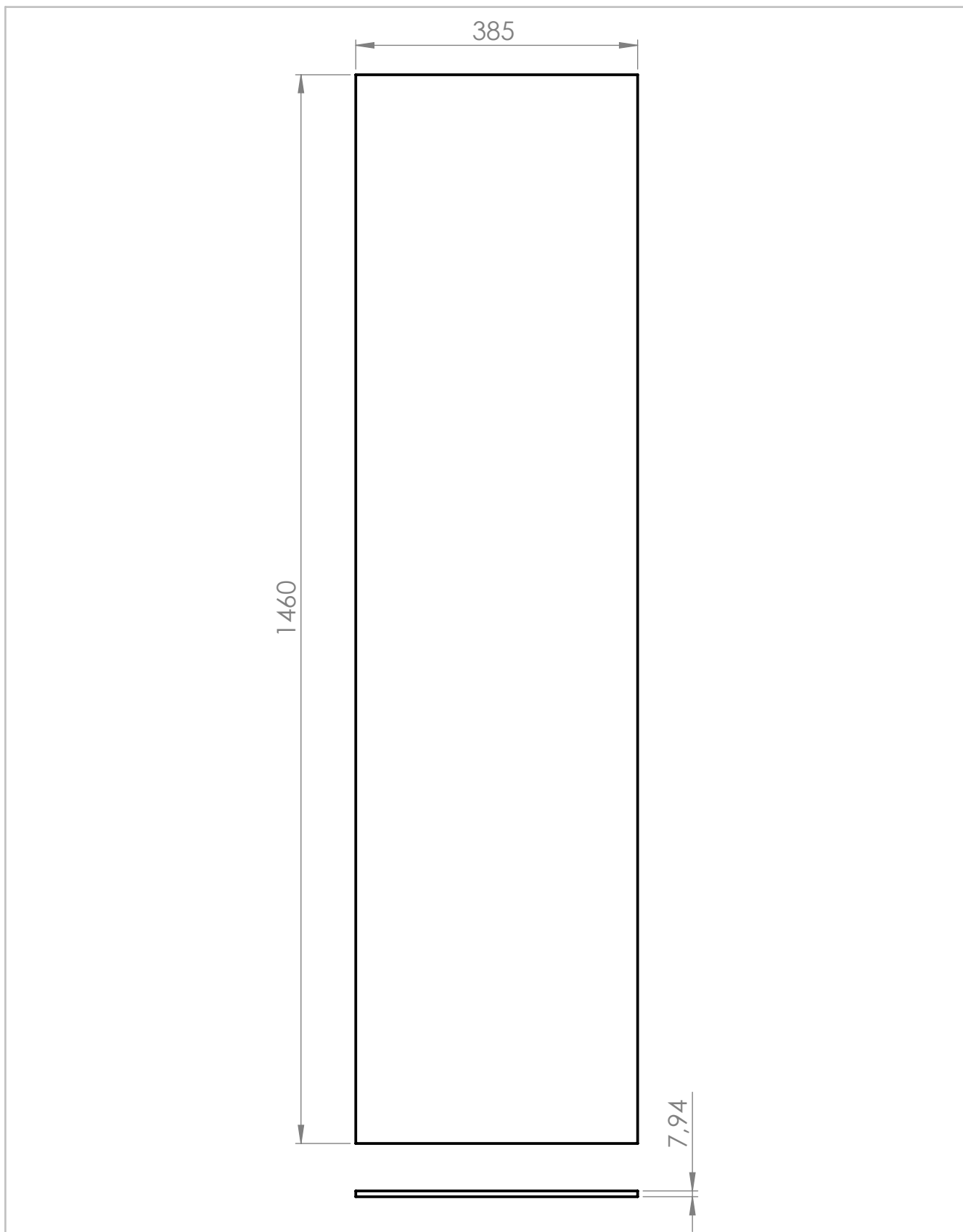
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:7.5	Norma 	Código: VTA-01-02-00-001 Denominación: Cuerpo central-Largero 1-Chasis primer nivel	Revisión 00



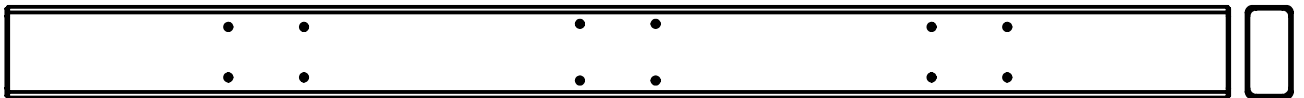
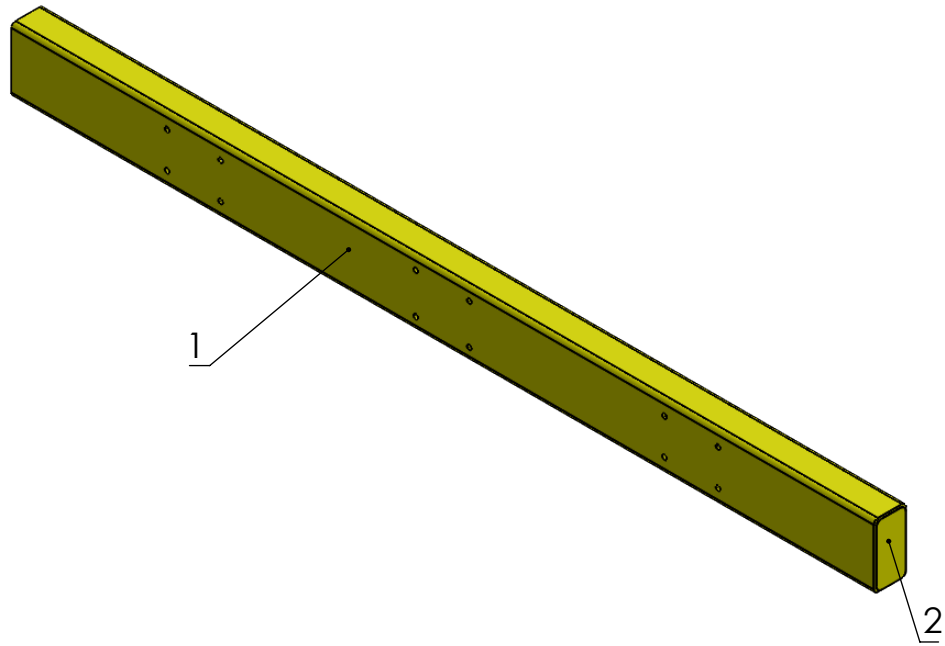
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:7.5	Norma 	Código: VTA-01-02-00-002 Denominación: Inferior/Superior largeros chasis primer nivel	Revisión 00



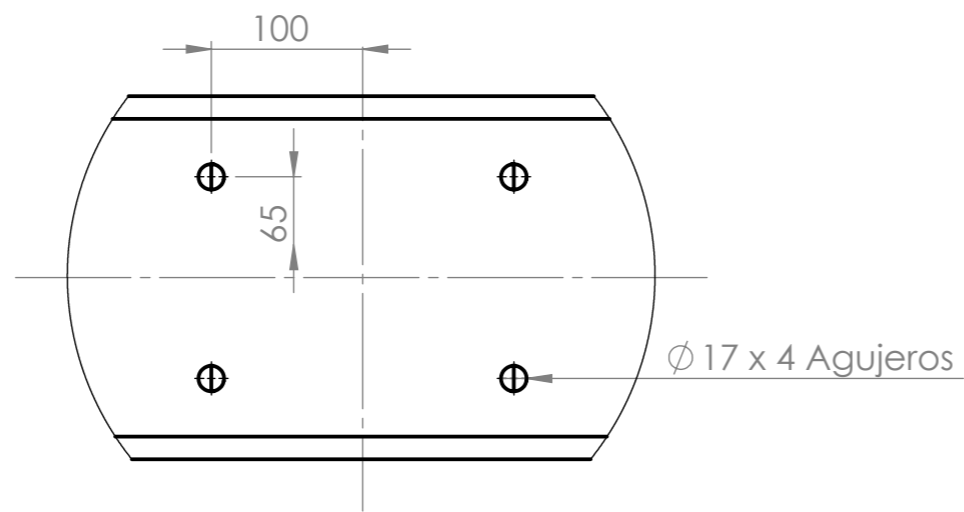
2	Inferior/Superior-Largueros	VTA-01-02-00-002	2
1	Cuerpo central-Larguero 2	VTA-01-03-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: VTA-01-03-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Largero 2-Chasis primer nivel	00



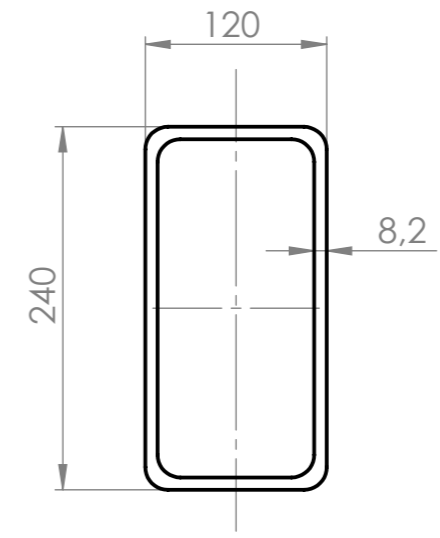
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:7.5	Norma 	Código: VTA-01-03-00-001 Denominación: Cuerpo central-Largero 2-Chasis primer nivel	Revisión 00



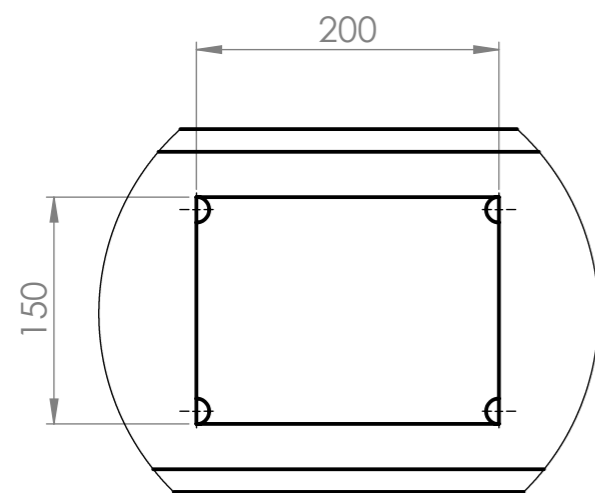
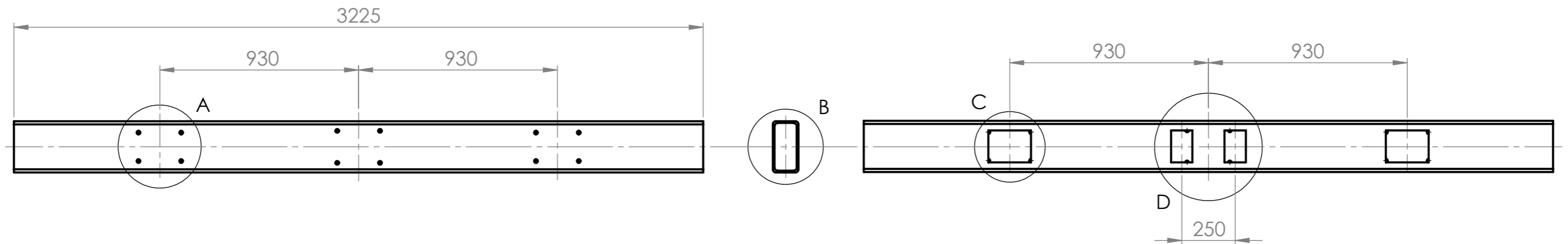
2	Tapas travesaño	VTA-01-04-00-002	2
1	Tubo travesaño	VTA-01-04-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-01-04-00-000	Revisión
1:20		Denominación: Ensamble travesaño chasis primer nivel	00



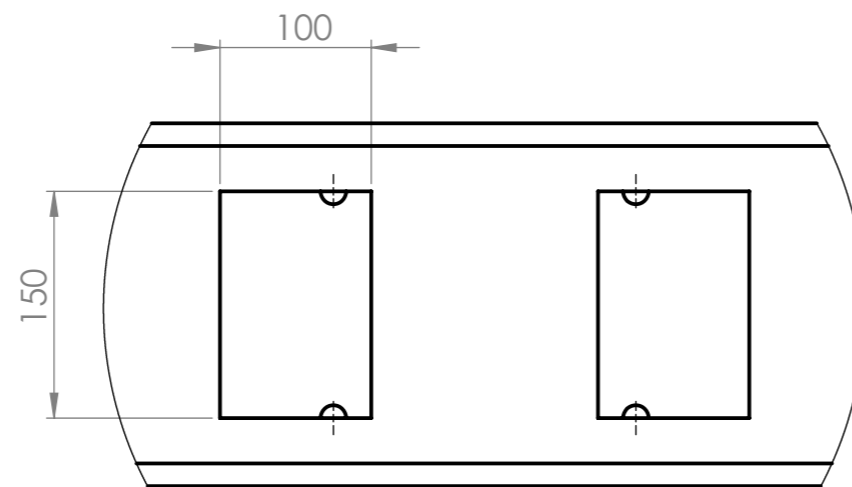
DETALLE A
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
ESCALA 1 : 5

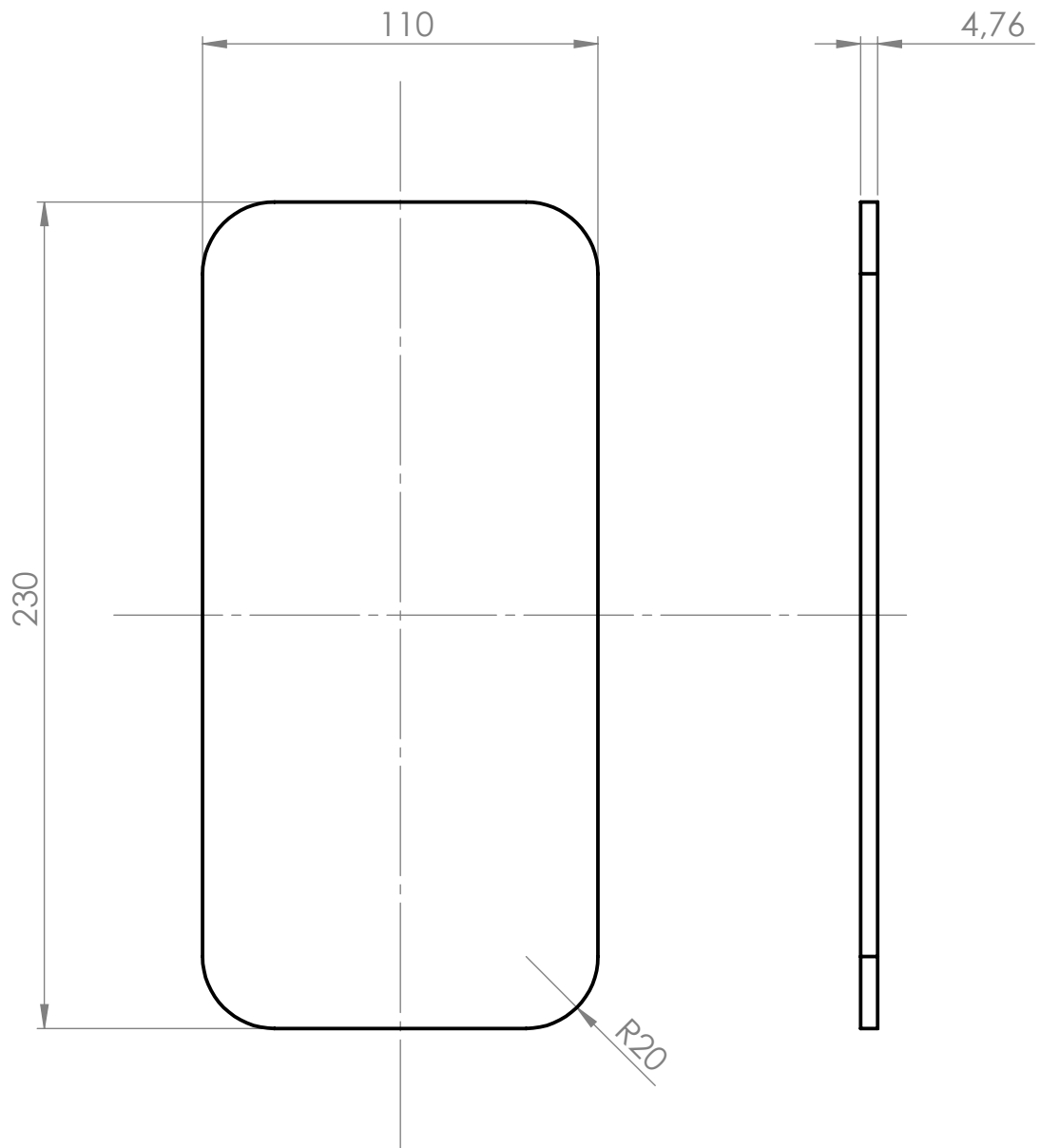



DETALLE C
ESCALA 1 : 5

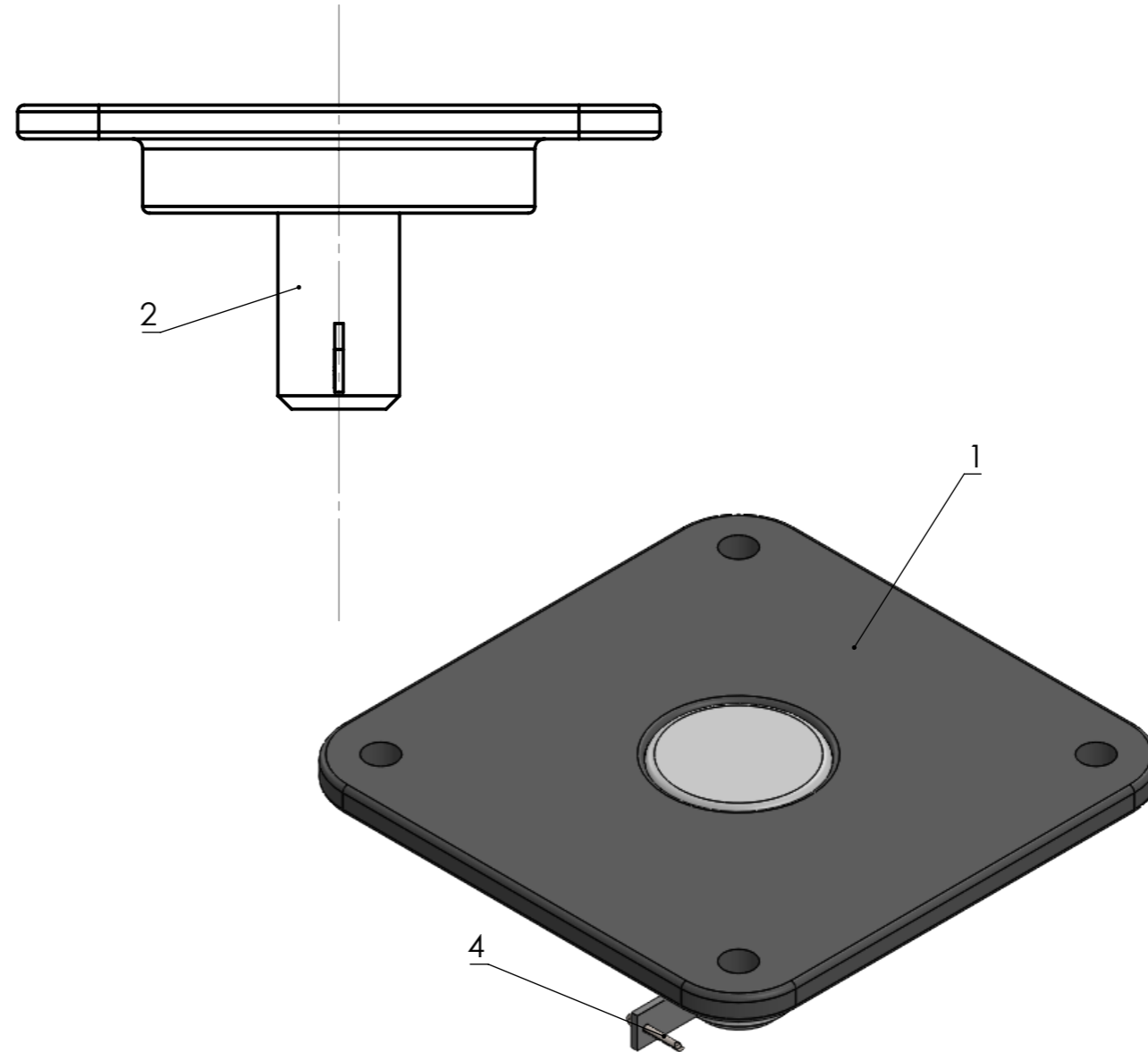
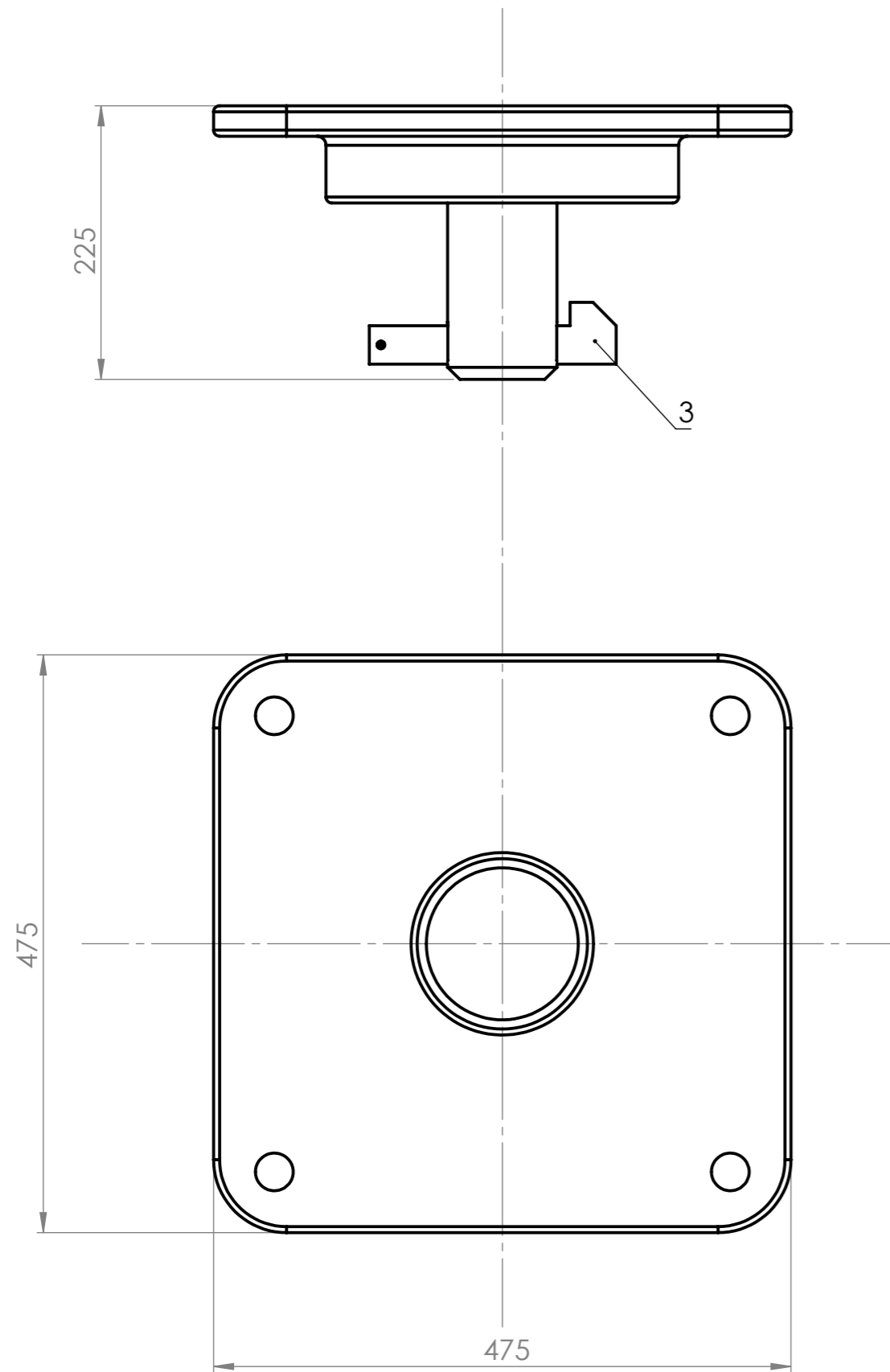


DETALLE D
ESCALA 1 : 5

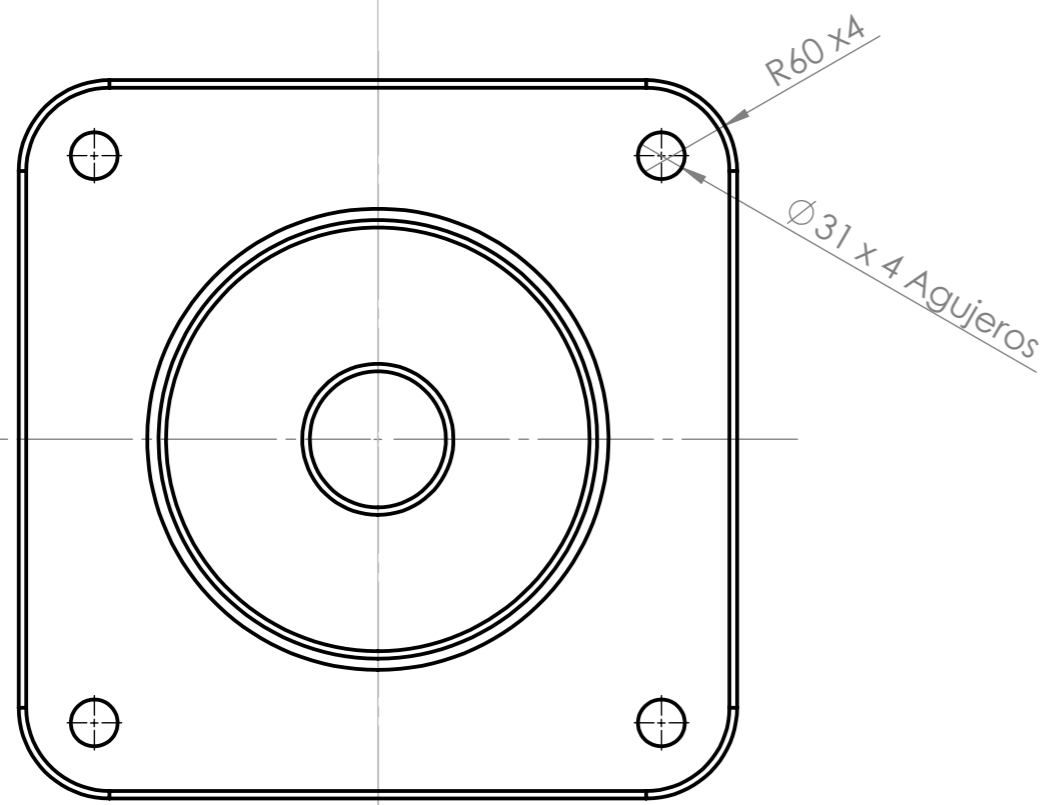
Nombre		Fecha		MORAND S.A.
Dibujó		30/6/2021		
Aprobó				
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material:		Tratamiento:
		Tubo rectangular estructural 240x120x8,2mm Acero F36		
Escala 1:20	Norma 	Código: VTA-01-04-00-001 Denominación: Travesaño chasis primer nivel		Revisión 00



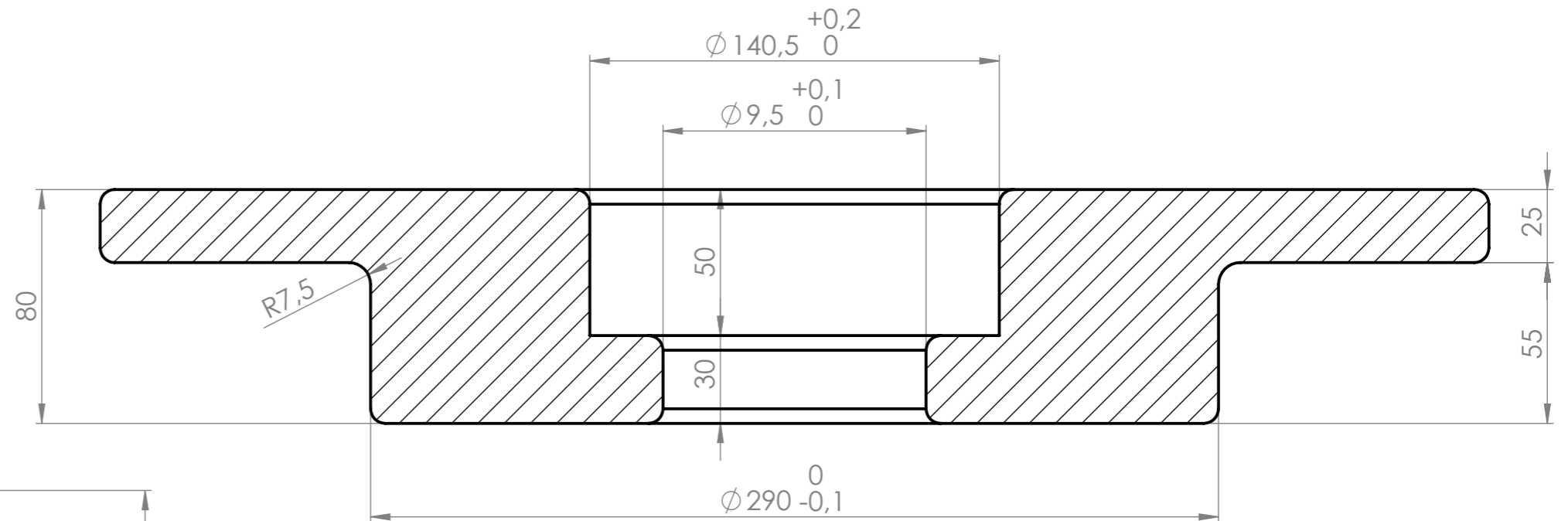
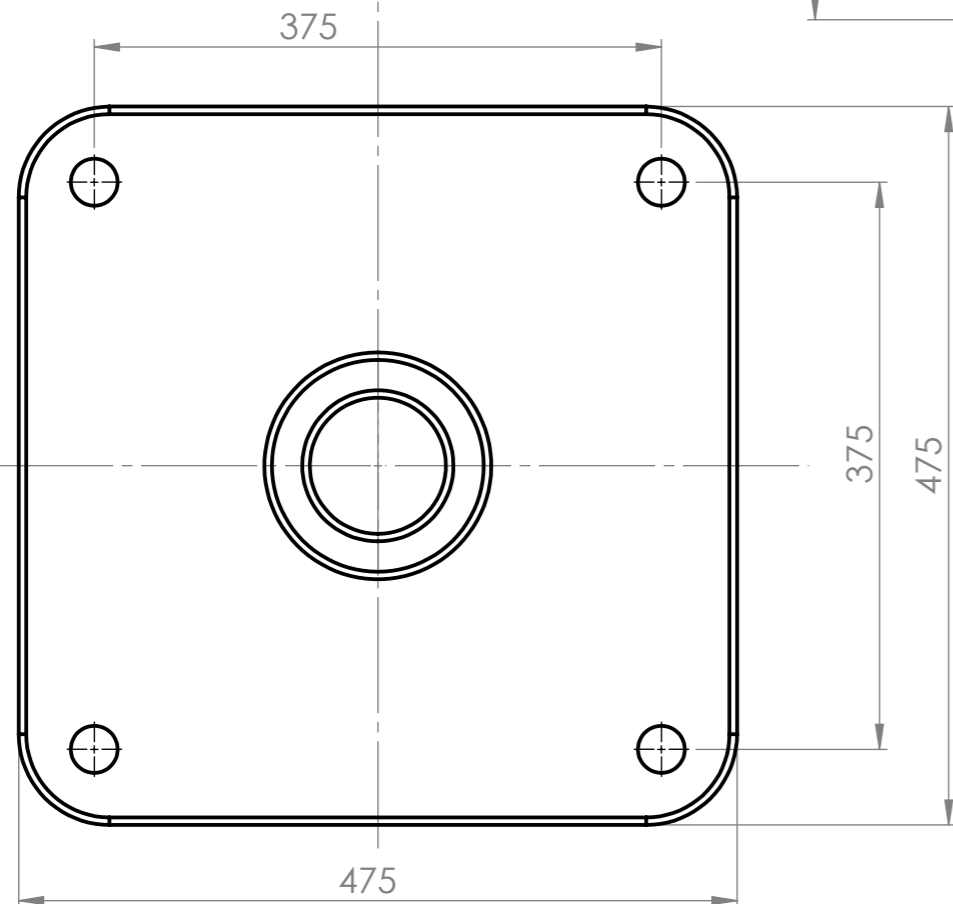
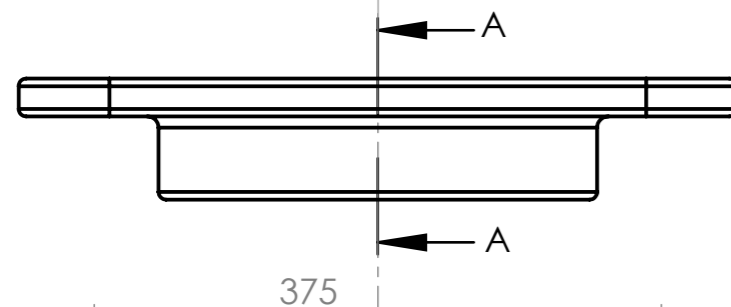
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS</small> <small>SIN DECIMAL 0, ±0,5</small> <small>UN DECIMAL 0,0 ±0,1</small> <small>DOS DECIMALES 0,00 ±0,02</small> <small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=4.76mm (3/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-01-04-00-002 Denominación: Tapas travesaño primer nivel	Revisión 00



4	Espina DIN 94 Ø6,3x63	STD	1
3	Chaveta perno	VTA-01-05-00-003	1
2	Perno pivote	VTA-01-05-00-002	1
1	Pivote macho	VTA-01-05-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-01-05-00-000	Revisión
1:5		Denominación: Pivote lado chasis	00

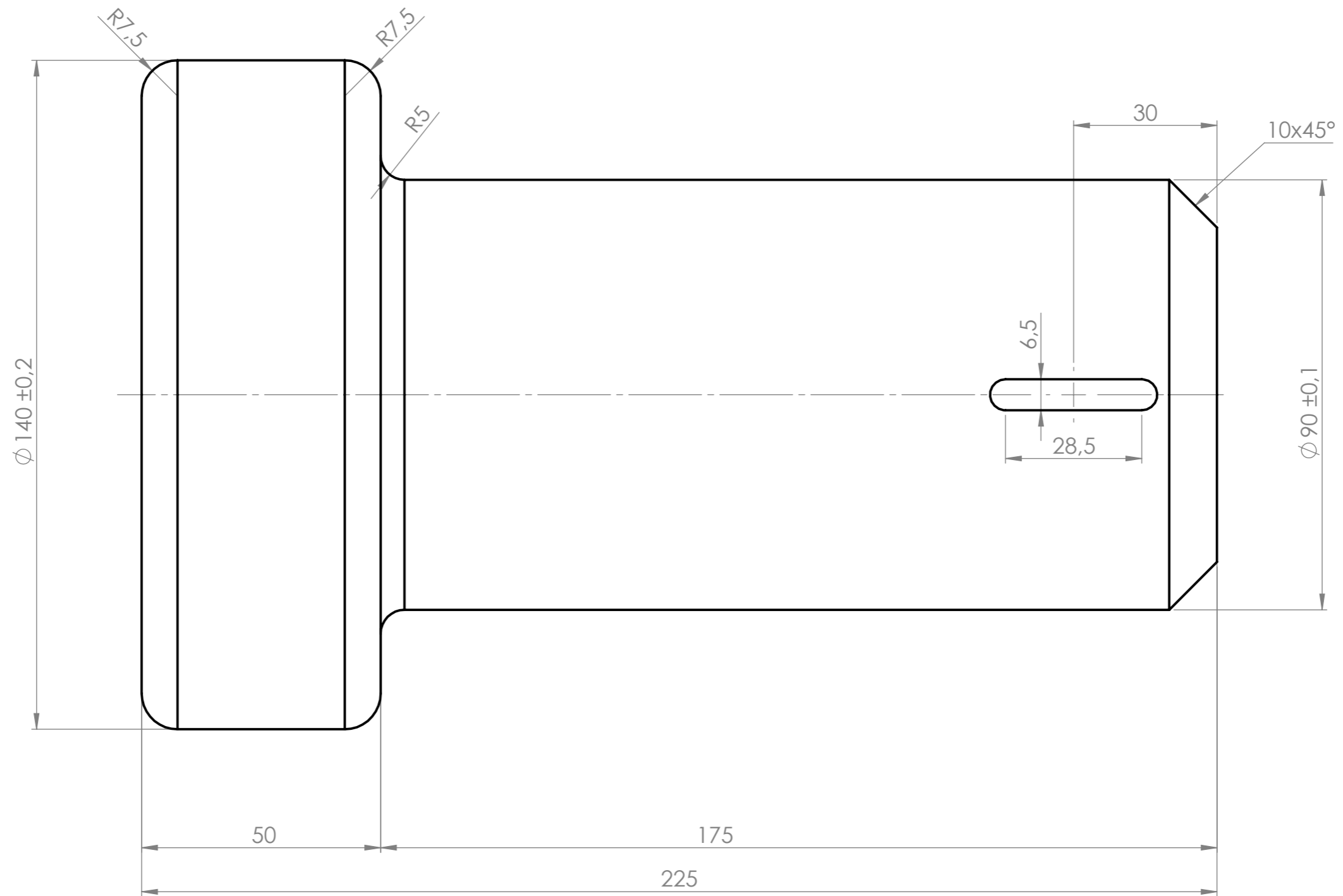


NOTA: Radios no acotados = R5

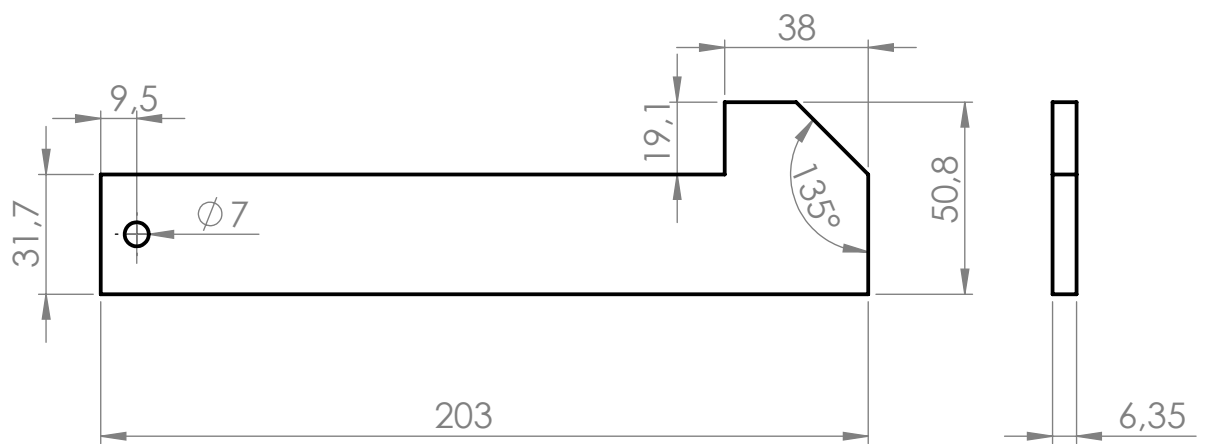


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

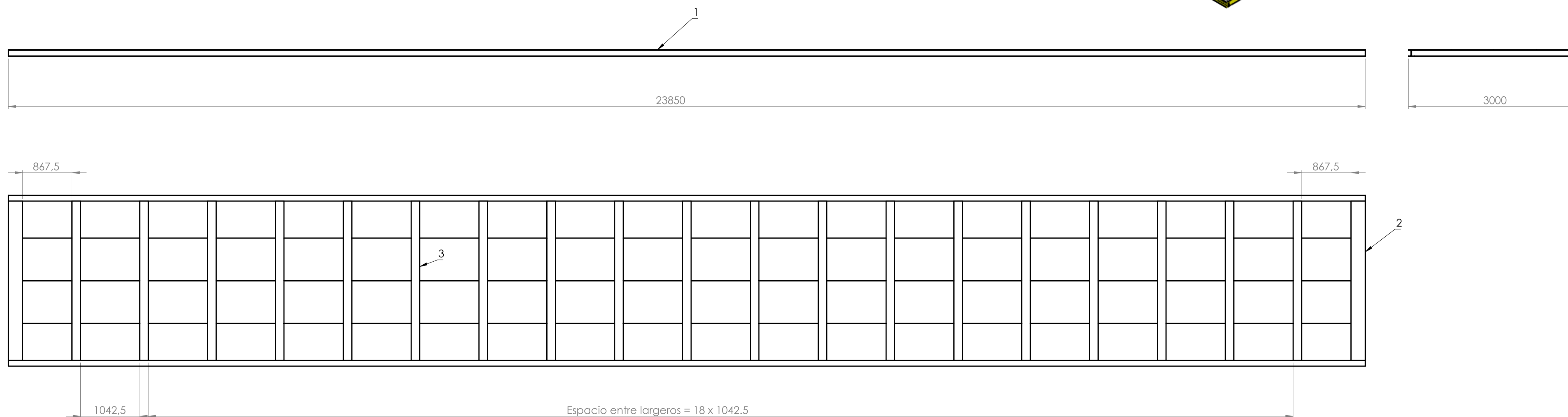
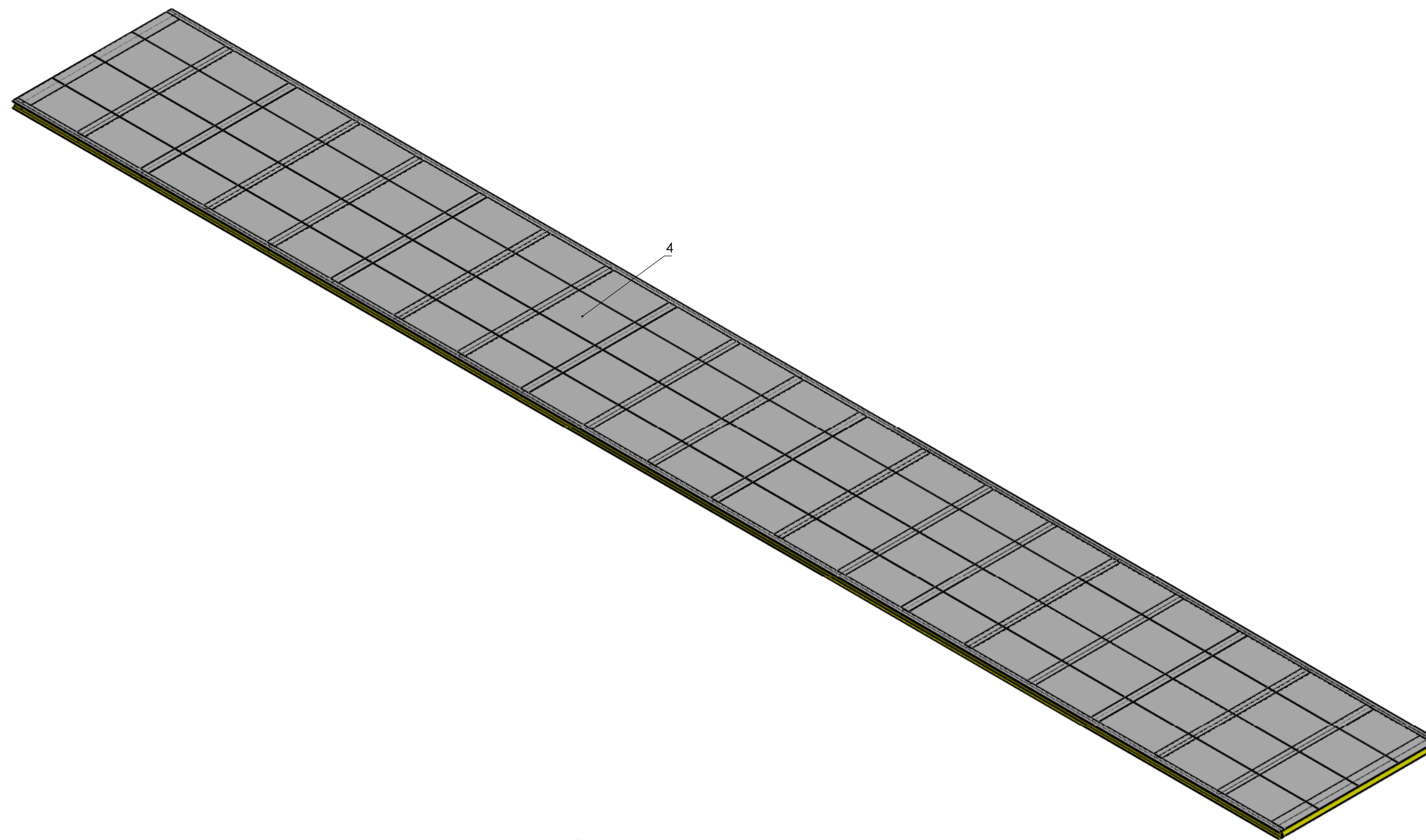
Dibujó	Nombre Morello Andrés	Fecha 30/6/2021	MORAND S.A.
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material: Fundición nodular	Tratamiento:
Escala 1:5	Norma	Código: VTA-01-05-00-001	Revisión 00
		Denominación: Pivote macho	



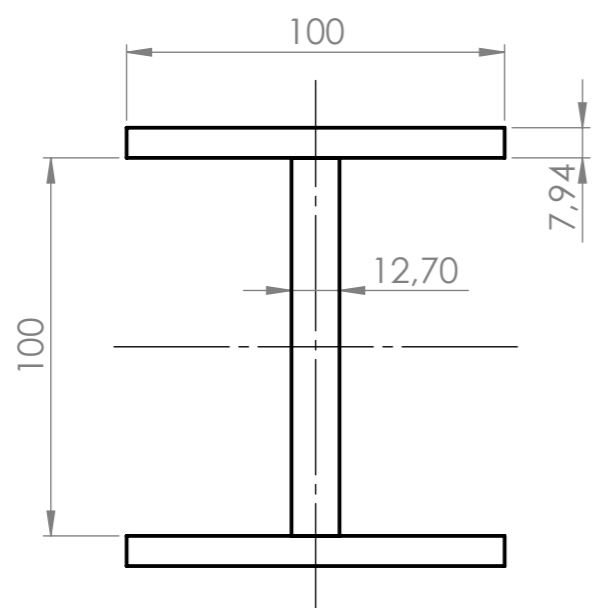
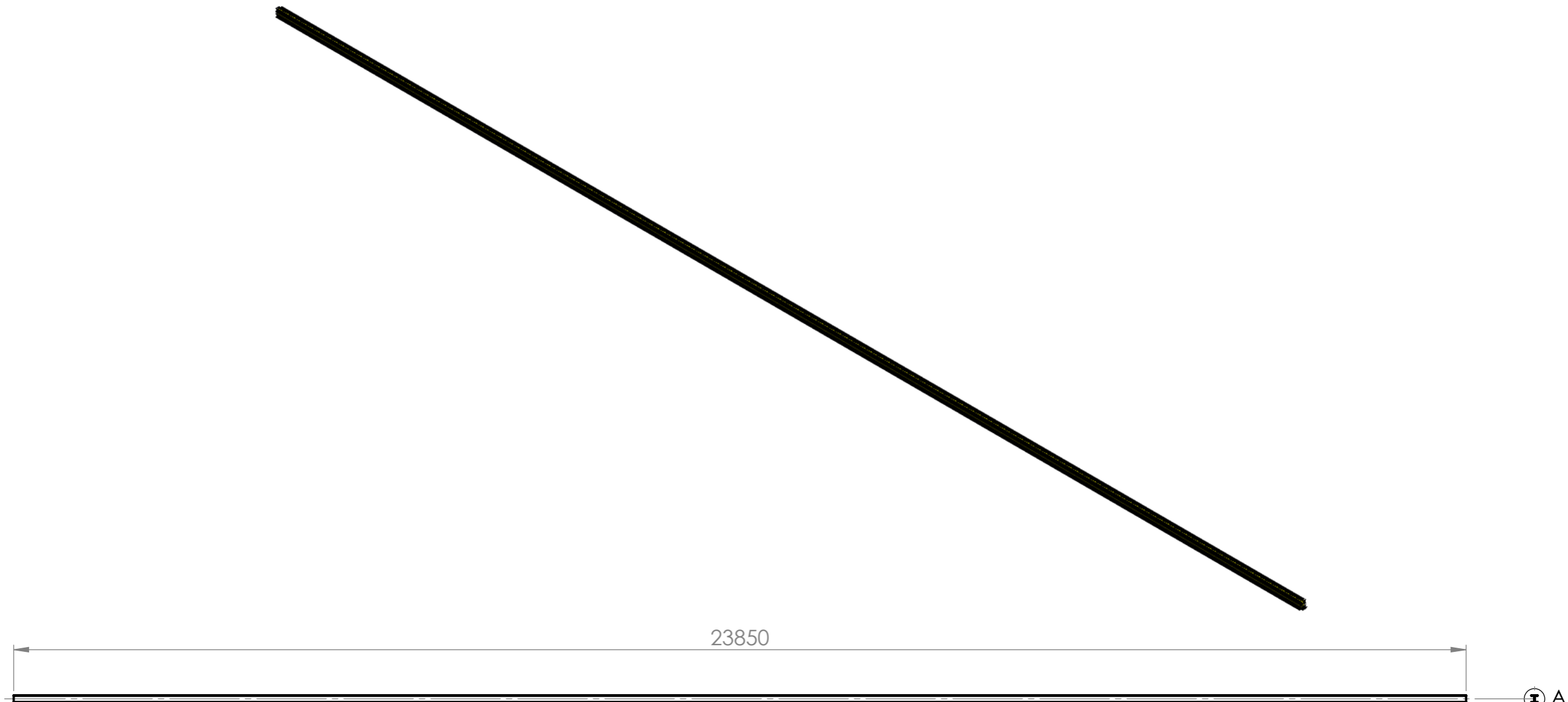
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Acero SAE 1045 red. tref. Ø152.4mm (6")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: VTA-01-05-00-002	Revisión
1:1		Denominación: Perno pivote	00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero SAE1045 t=6.35mm (1/4")		Tratamiento:
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-01-05-00-003	
		Denominación: Chaveta: perno pivote	
			Revisión 00

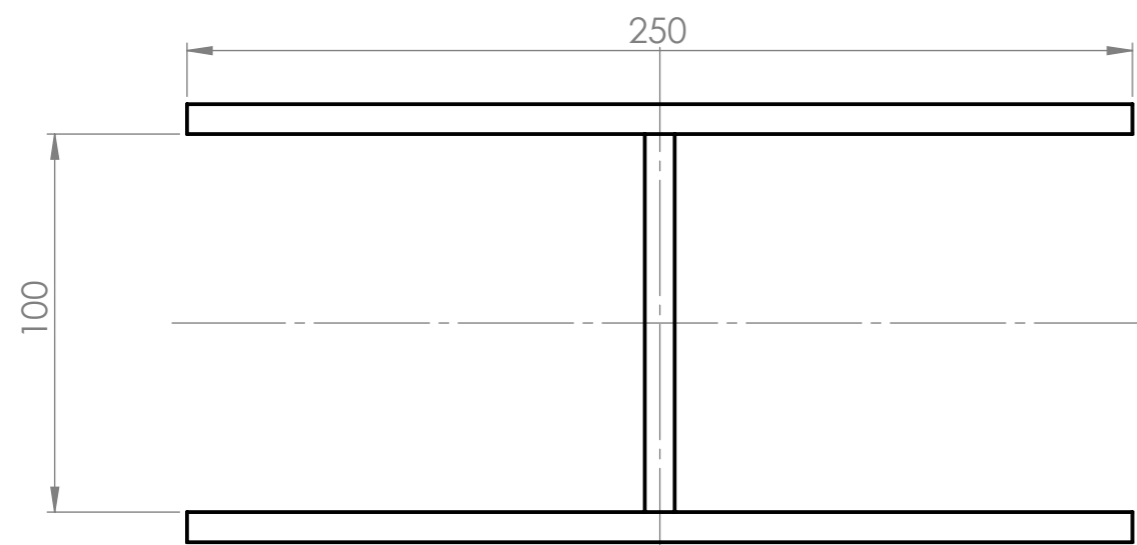
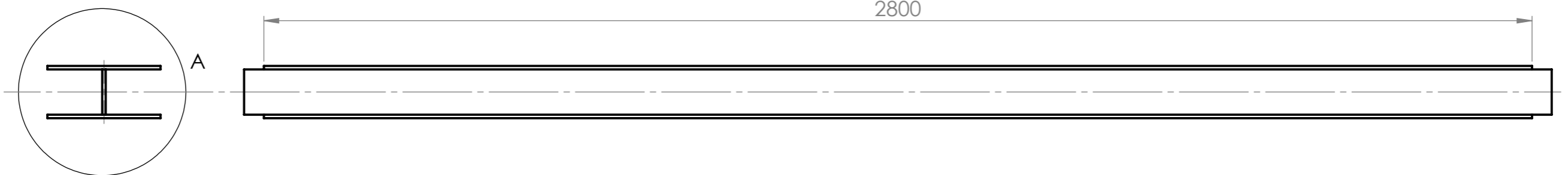
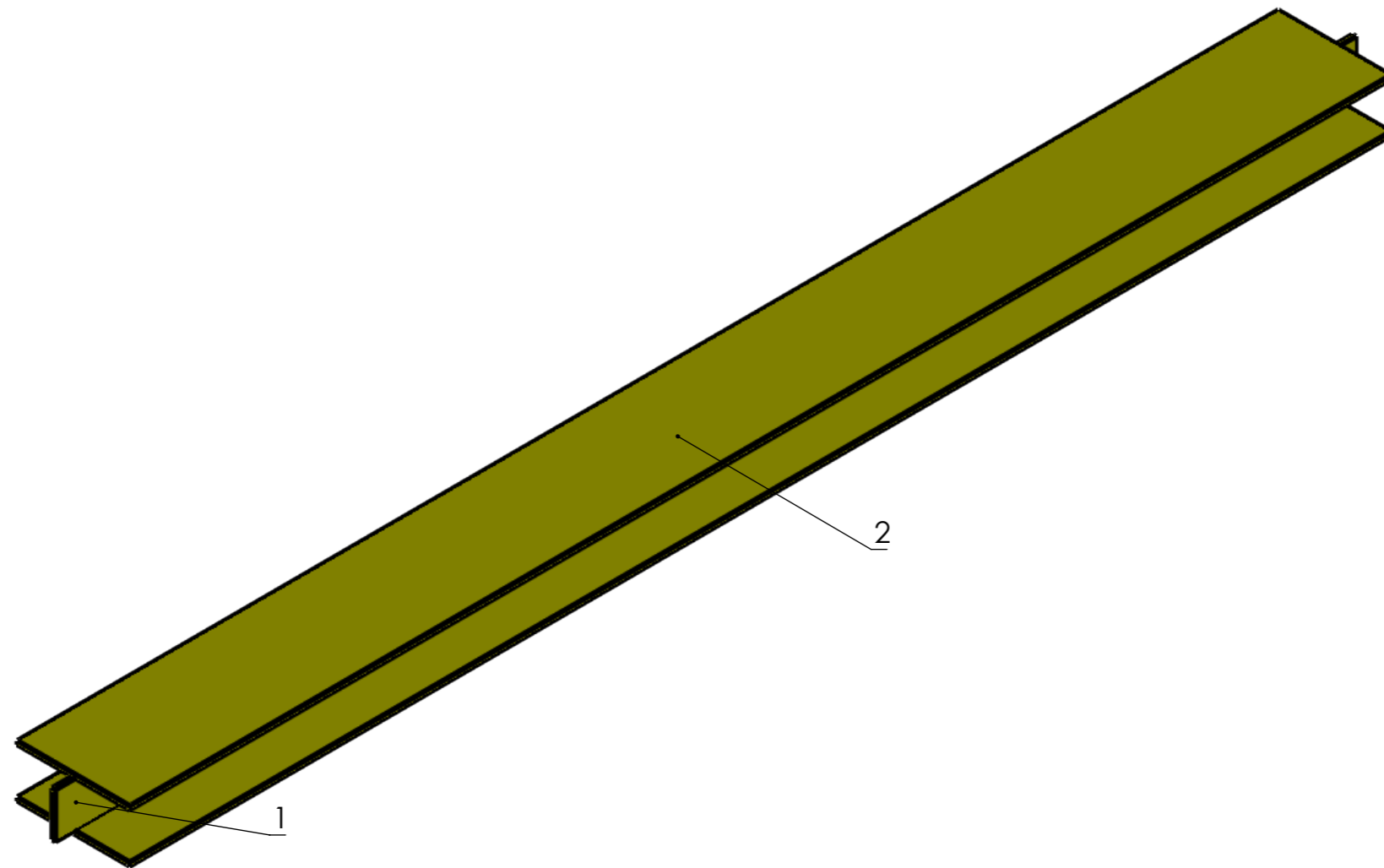


4	Antideslizantes "B"	VTA-01-00-00-003	16
3	Largueros-2º nivel	VTA-02-03-00-000	20
2	Travesaño-Chasis 2º nivel	VTA-02-02-00-000	2
1	Vigas laterales-Chasis 2º nivel	VTA-02-01-00-000	2
Posición	Denominación	Código	Cantidad
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	1/7/2021	
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO DIMENSIONADAS EN DECIMALES +0,1 EN DECIMALES +0,1 EN DECIMALES 0,01 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material:	Tratamiento:
Escala	Norma	Código: VTA-02-00-00-000	Revisión
1:40		Denominación: Chasis segundo nivel	00



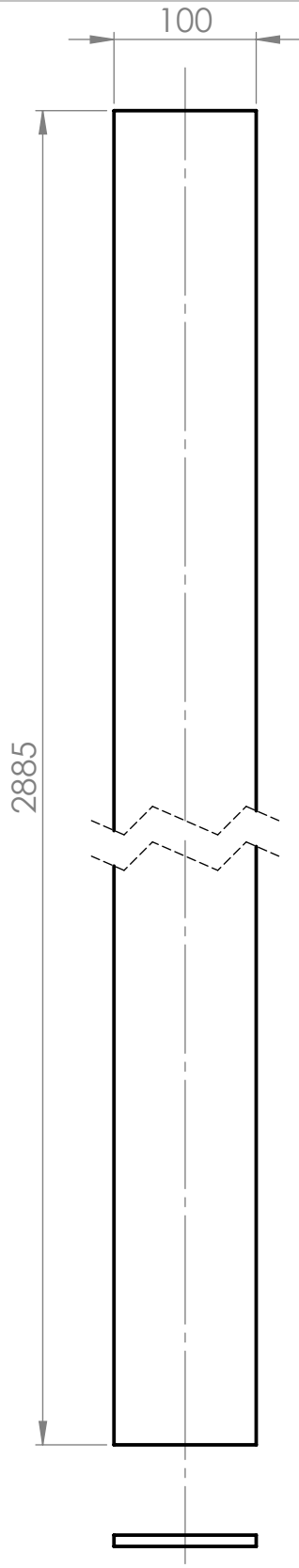
DETALLE A
ESCALA 1 : 2


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS</small> <small>SIN DECIMAL 0, ±0,5</small> <small>UN DECIMAL 0,0 ±0,1</small> <small>DOS DECIMALES 0,00 ±0,02</small> <small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material: Chapa Acero F24 Espesores 7.94 y 12.7mm (5/16 y 1/2")	Tratamiento:
Escala	Norma	Código: VTA-02-01-00-00	Revisión
1:75		Denominación: Vigas laterales-Chasis segundo nivel	00

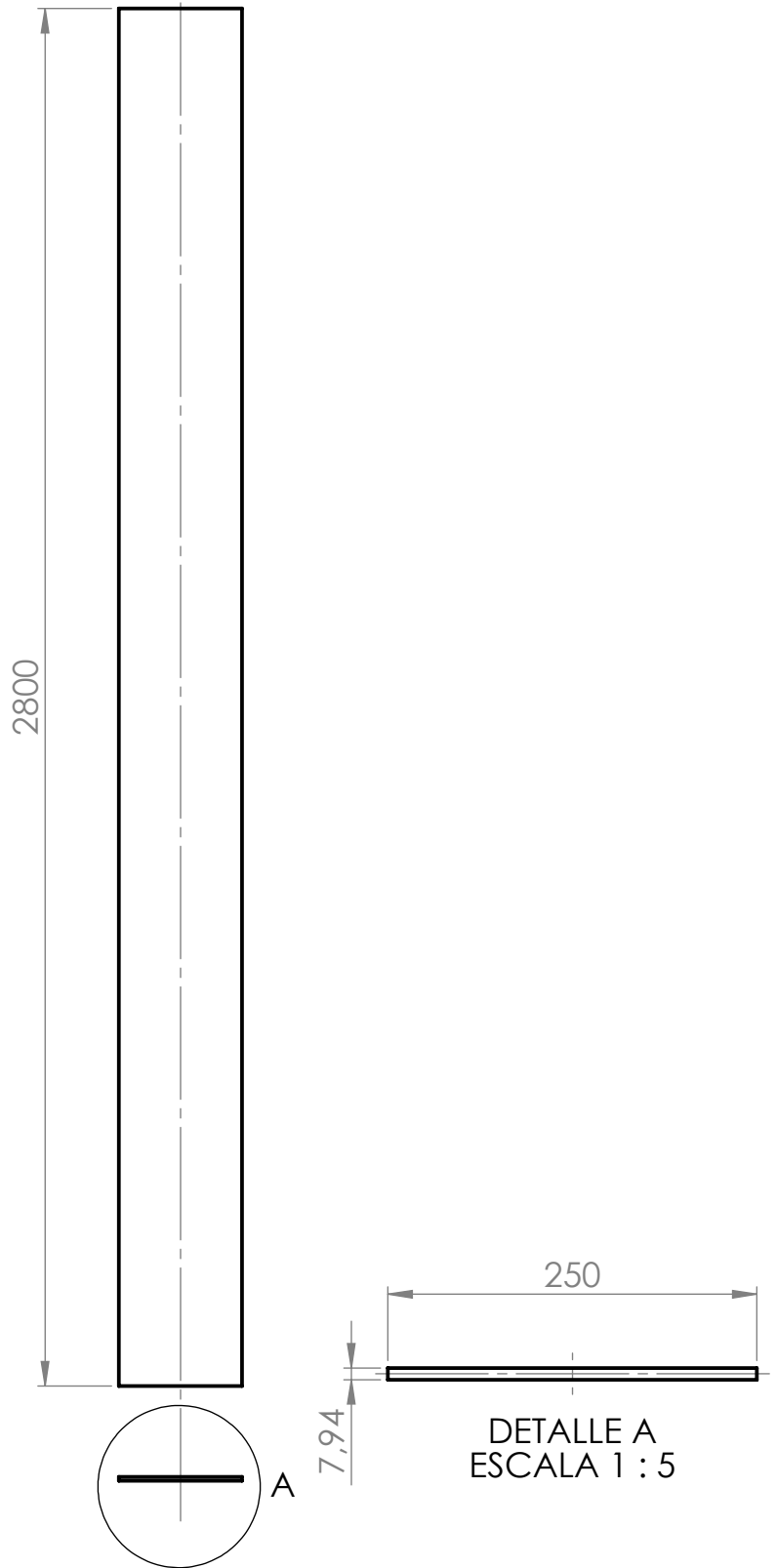


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

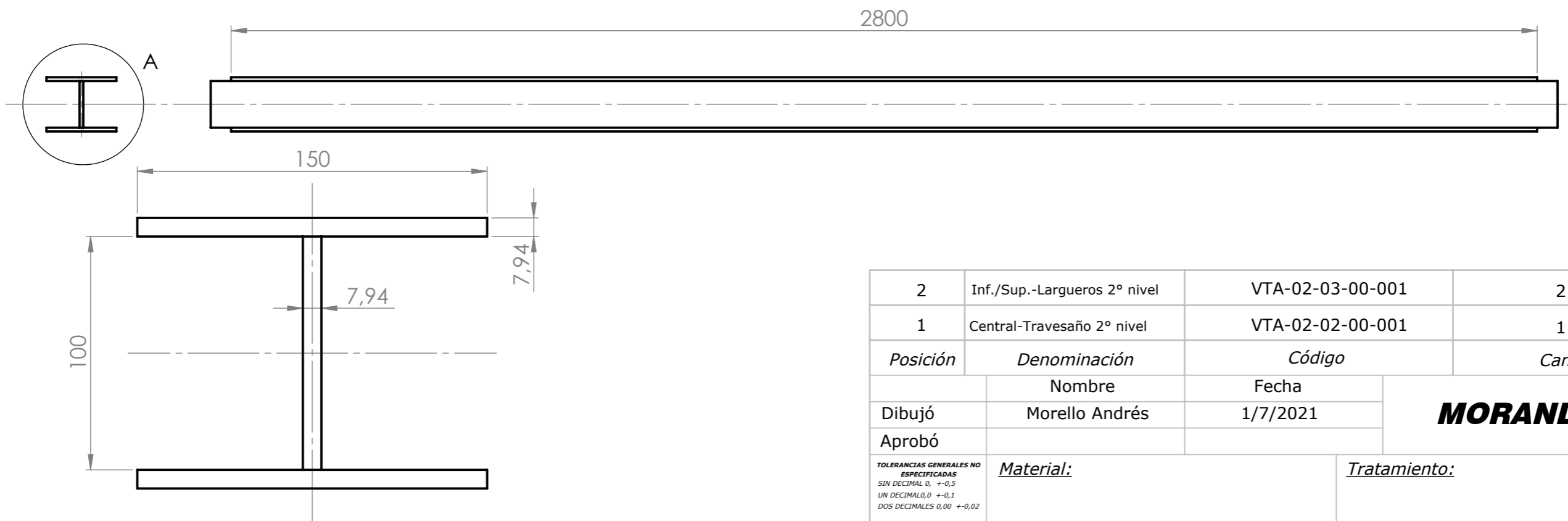
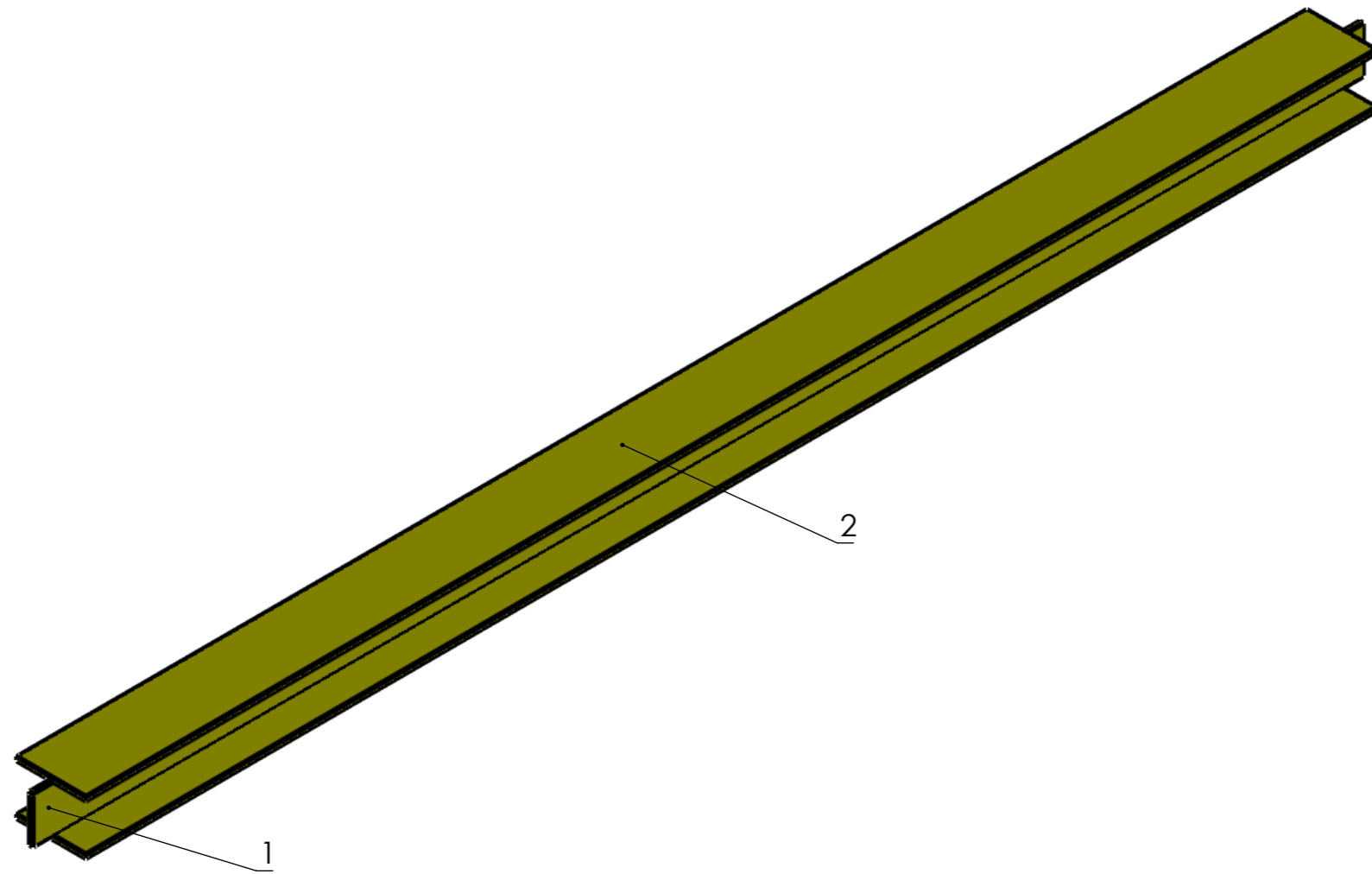
2	Inferior/Superior-2° nivel	VTA-02-02-00-002	2
1	Central travesaño-2° nivel	VTA-02-02-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Dibujó	Nombre Morello Andrés	Fecha 1/7/2021	MORAND S.A.
Aprobó	<i>Material:</i>		
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Tratamiento:</i>	
Escala 1:10	Norma 	Código: VTA-02-02-00-000	Revisión 00
Denominación: Travesaño-Chasis segundo nivel			



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa Acero F24 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:5	Norma 	Código: VTA-02-02-00-001 Denominación: Cuerpo central travesañó chasis segundo nivel	Revisión 00

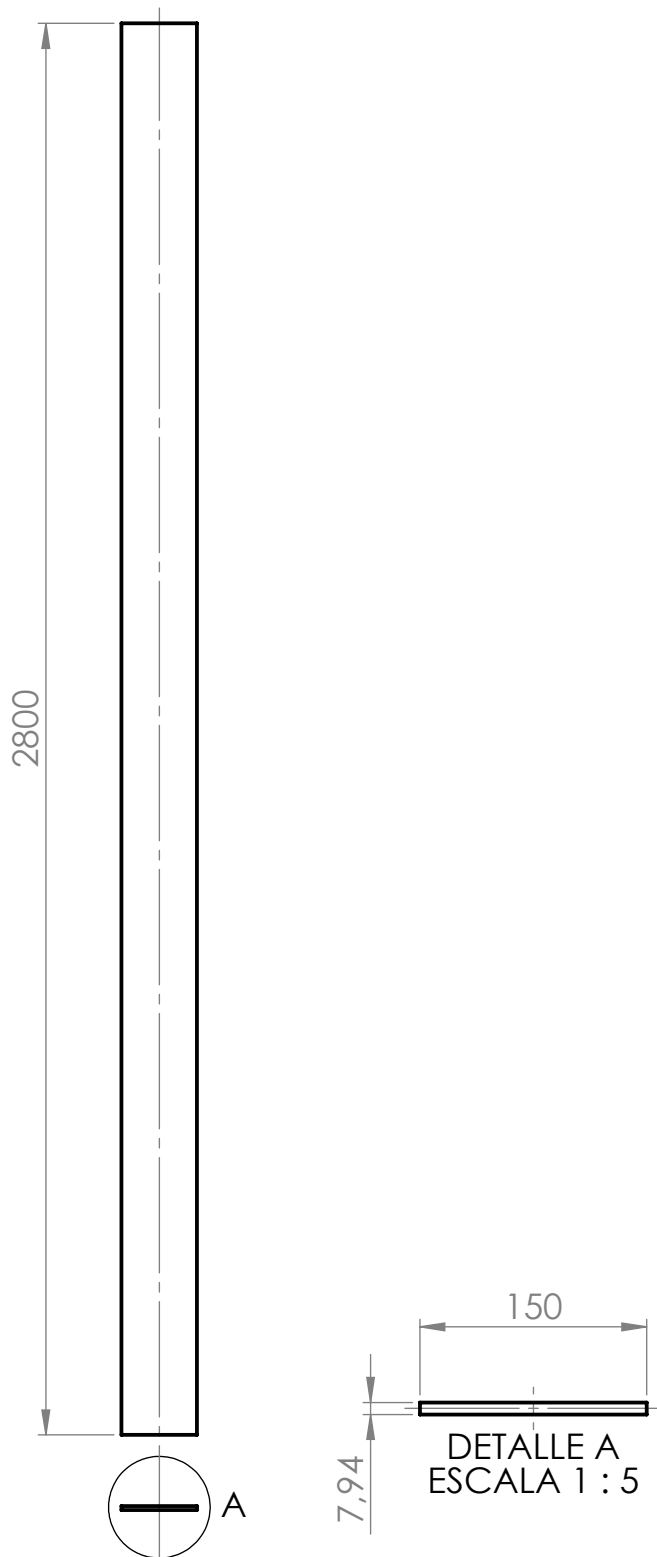


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,-5 UN DECIMAL 0,0 +0,-1 DOS DECIMALES 0,00 +0,-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: VTA-02-02-00-002 Denominación: Inferior/Superior travesaño chasis seg. nivel	Revisión 00

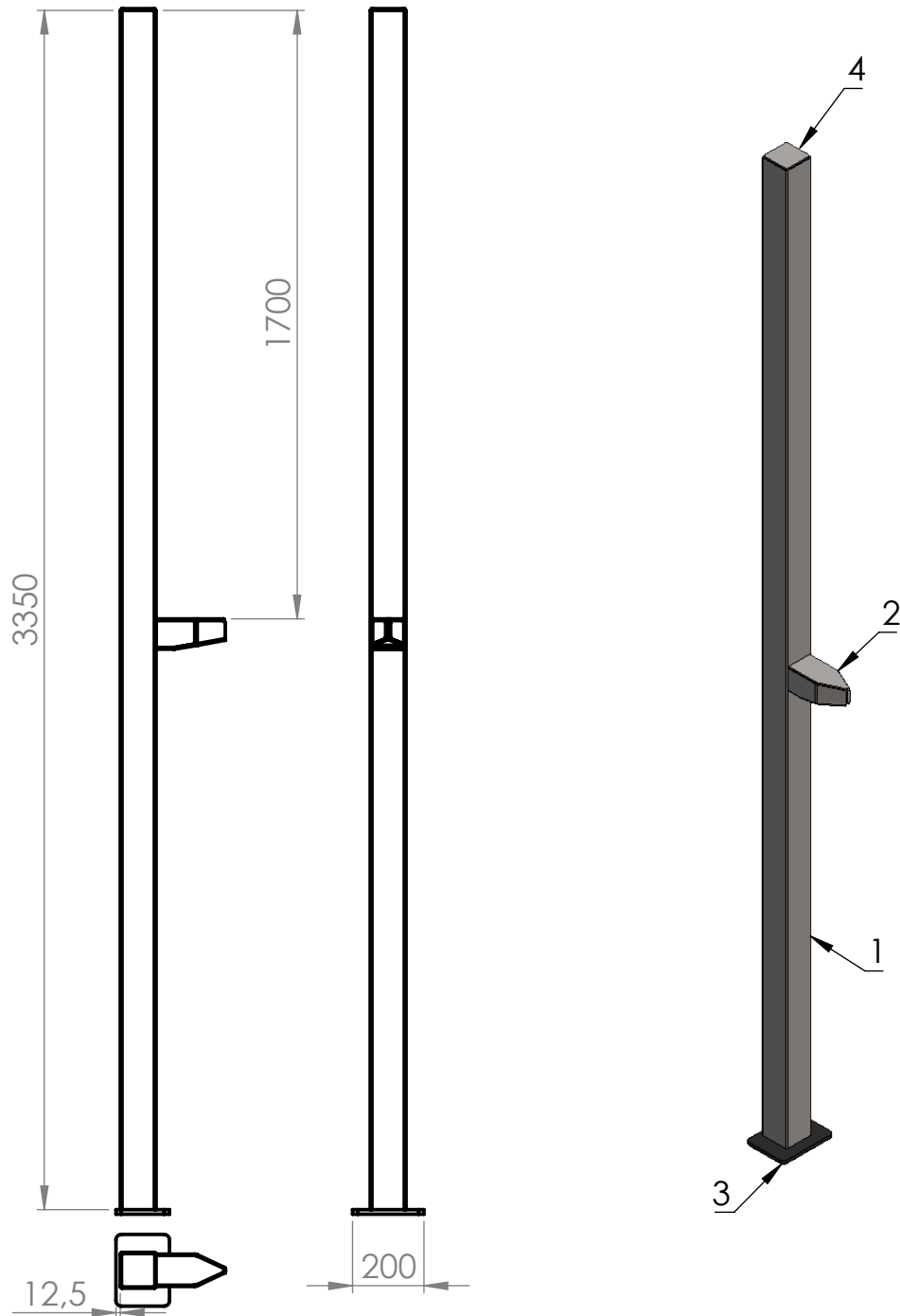


DETALLE A
ESCALA 1 : 2

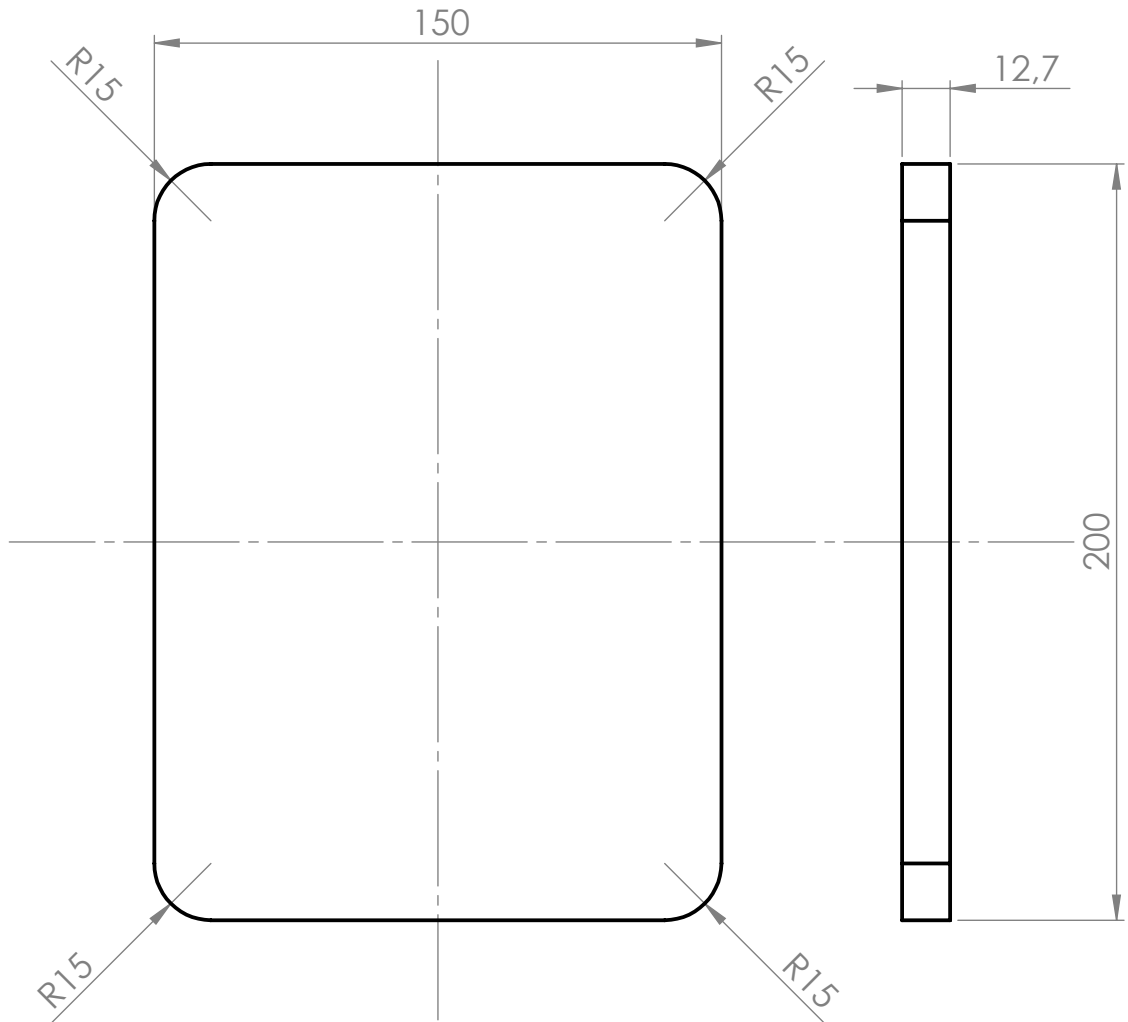
2	Inf./Sup.-Largueros 2° nivel	VTA-02-03-00-001	2
1	Central-Travesaño 2° nivel	VTA-02-02-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-02-03-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Largueros-Chasis segundo nivel	00



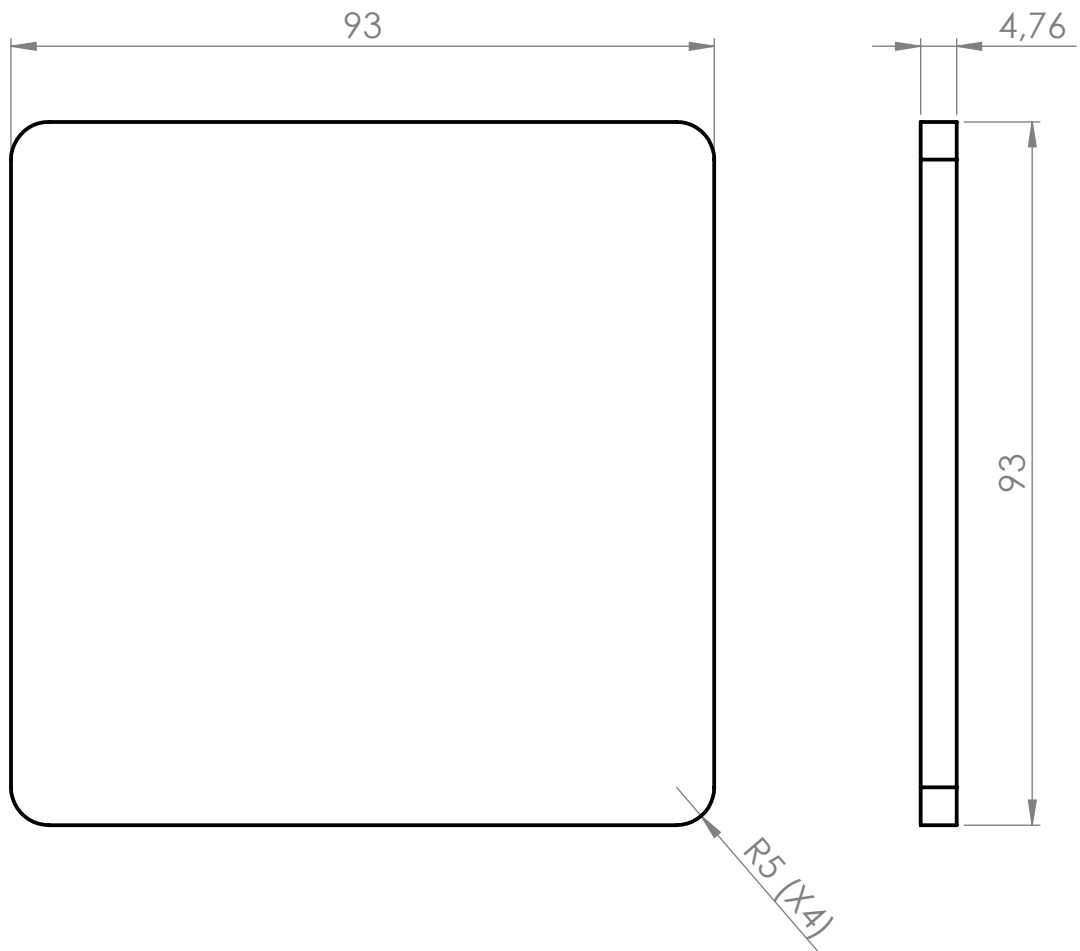
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=7.94mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: VTA-02-03-00-001 Denominación: Inferior/Superior largeros chasis seg. nivel	Revisión 00



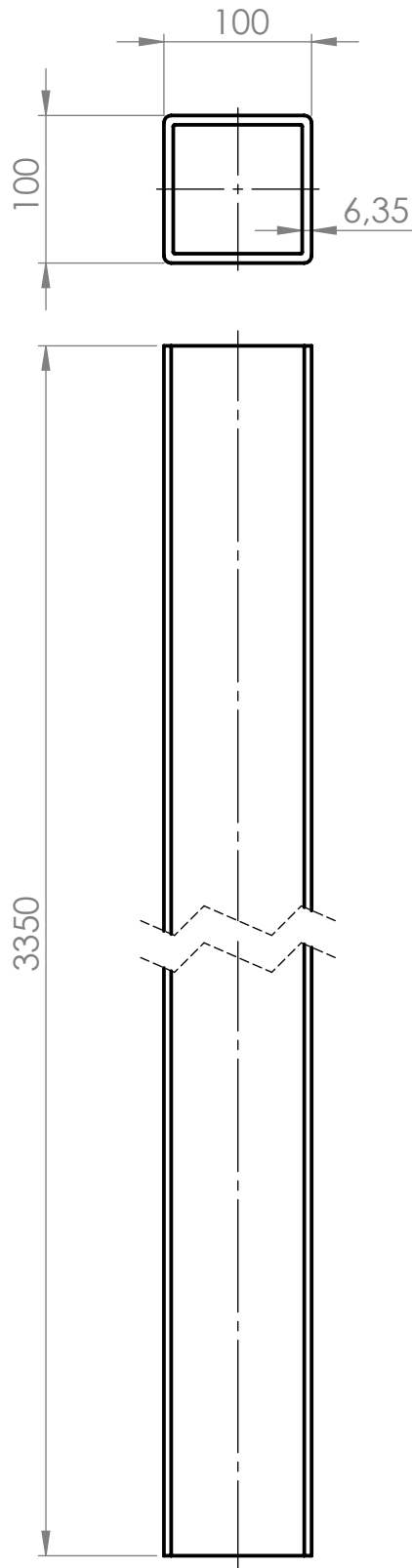
4	Tapa superior montantes	VTA-03-00-00-002	1
3	Base montantes	VTA-03-00-00-001	1
2	Ménsula montantes	VTA-03-02-00-000	1
1	Columna principal montantes	VTA-03-01-00-000	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	3/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: VTA-02-00-00-000	Revisión
1:20		Denominación: Estructura: Montantes	01



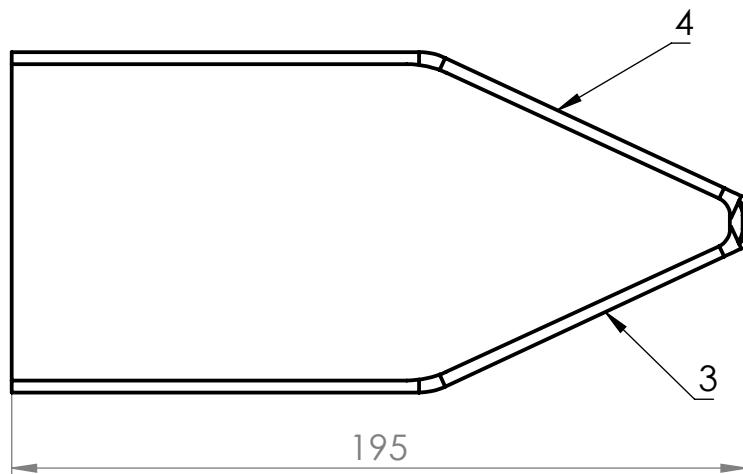
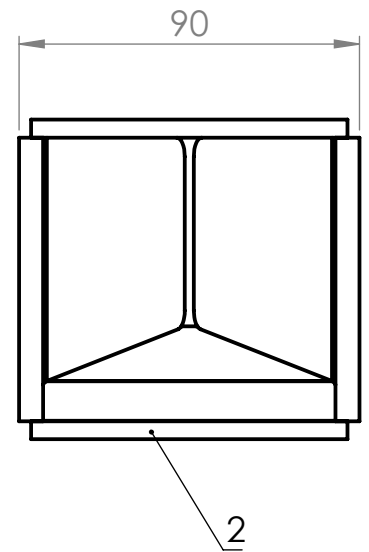
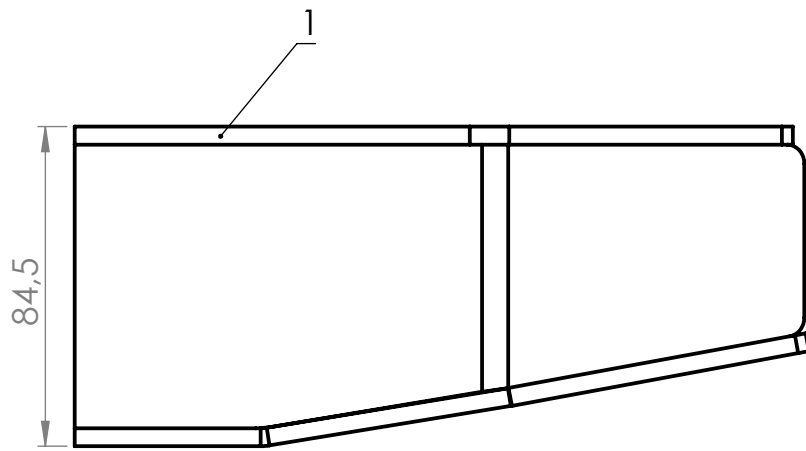
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chpa MLC-420 t=12.7mm (1/2")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-03-00-00-002 Denominación: Base montantes	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	3/11/2021	
Aprobó			
<i>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</i>	<u>Material:</u> Chapa acero SAE 1010 4,76mm (3/16")x93x93mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: VTA-03-00-00-002	Revisión
1:1		Denominación: Tapa superior montantes	00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	3/11/2021	
Aprobó			
<small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Tubo rect. 100x100x6,35mm. Acero F36		<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: VTA-03-01-00-000	
1:5		Denominación: Columna montantes	
			Revisión 01



4	Izquierda-Ménsula	VTA-03-02-00-001	1
3	Derecha-Ménsula	VTA-03-02-00-002	1
2	Inferior-Ménsula	VTA-03-02-00-002	1
1	Superior-Ménsula	VTA-03-02-00-001	1

<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
-----------------	---------------------	---------------	-----------------

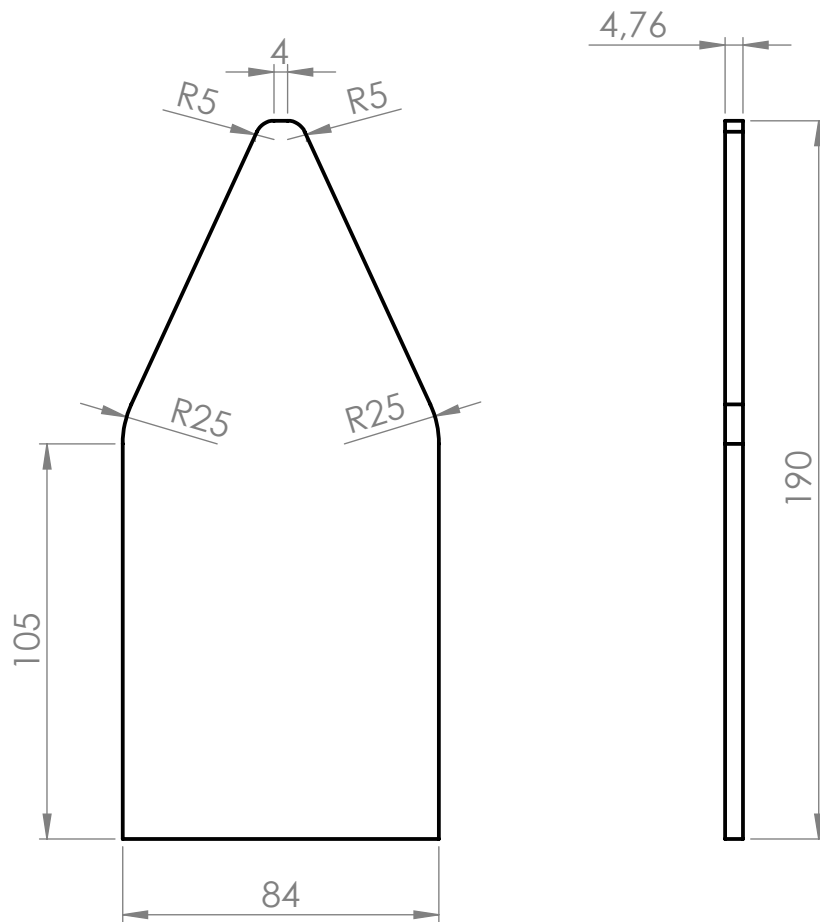
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			

TOLERANCIAS GENERALES NO
ESPECIFICADAS
SIN DECIMAL 0, +-0,5
UN DECIMAL 0,0 +-0,1
DOS DECIMALES 0,00 +-0,02
NO MEDIR SOBRE EL PLANO

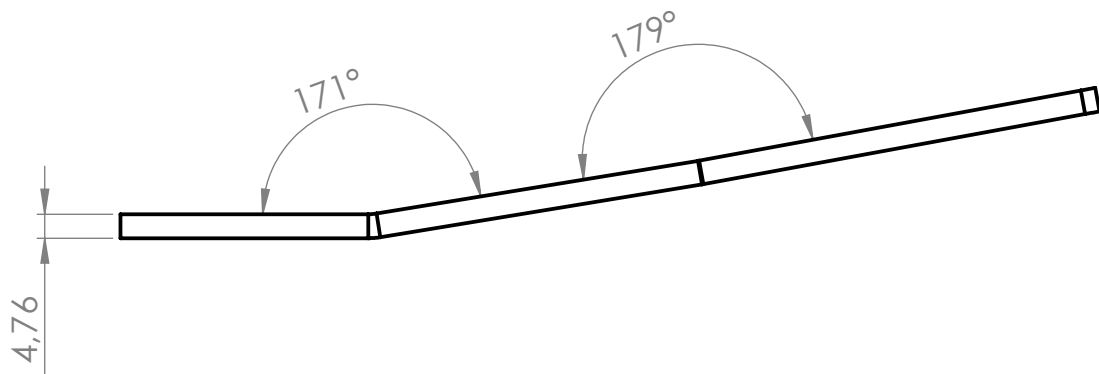
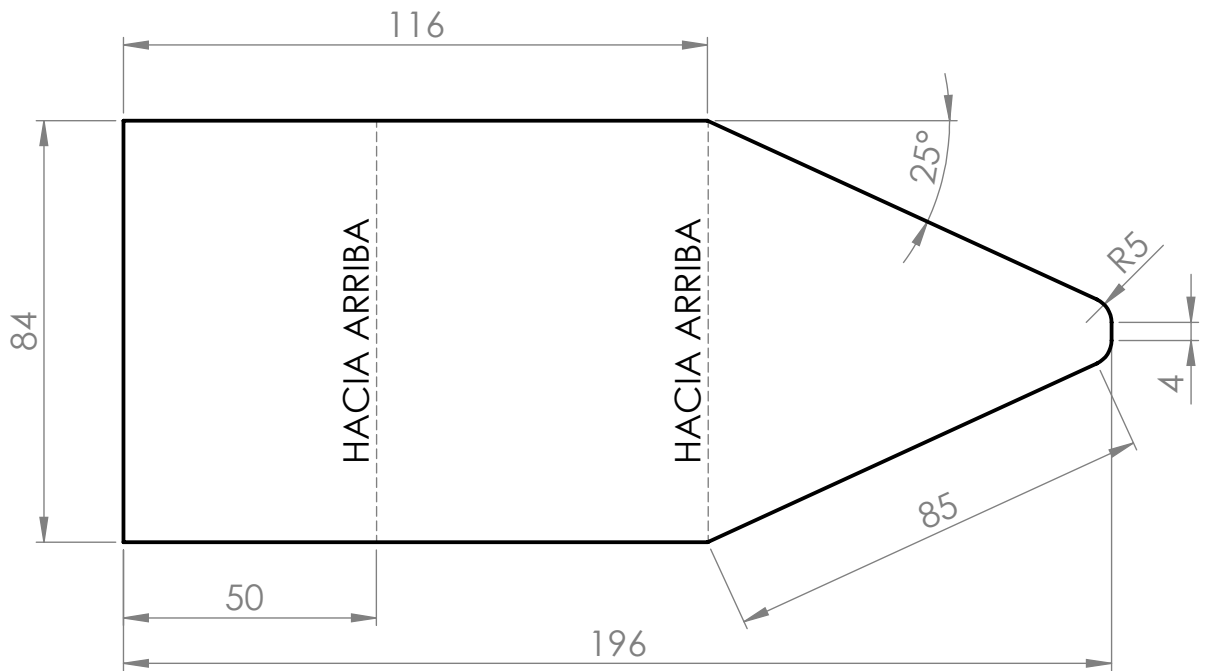
Material:

Tratamiento:

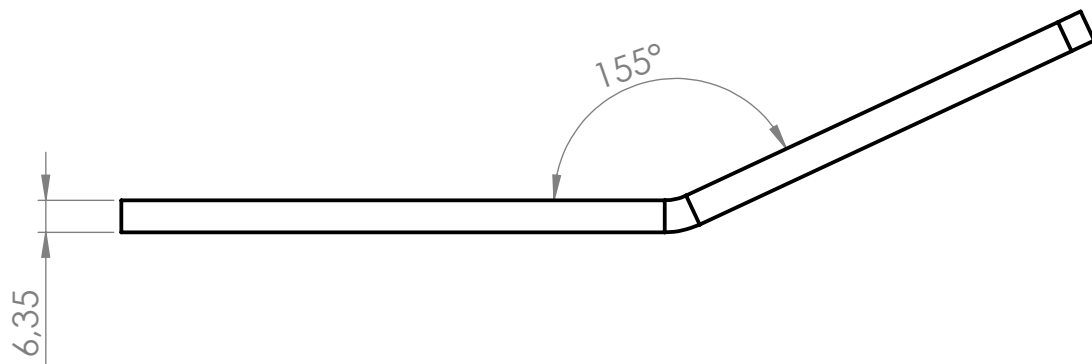
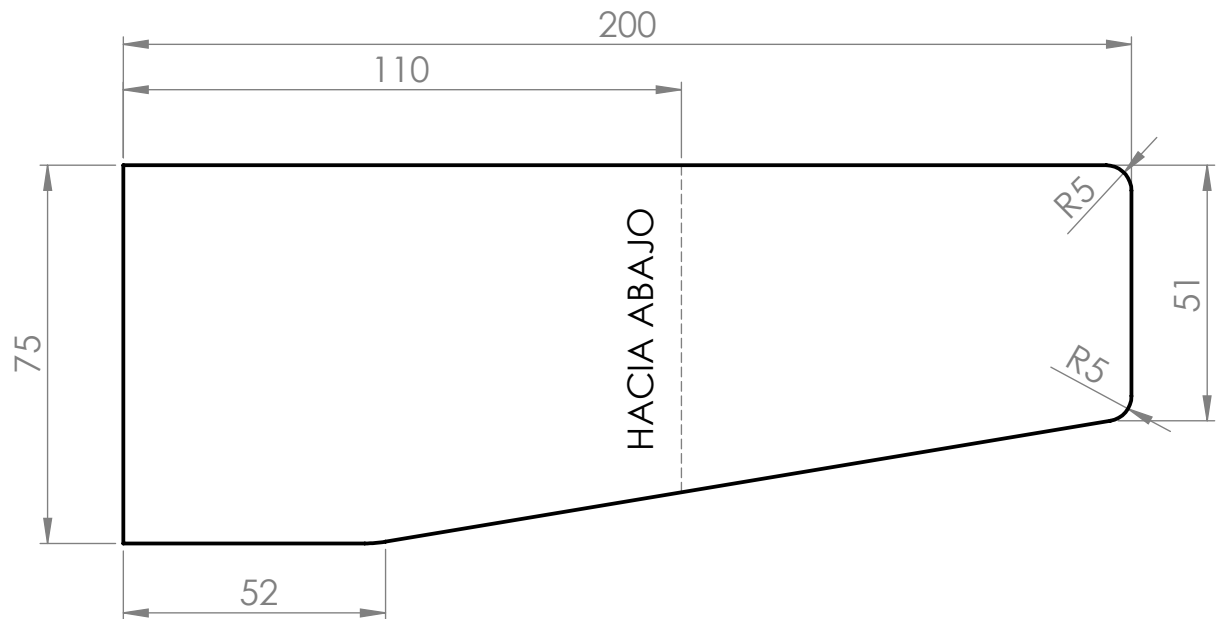
Escala	Norma	Código: VTA-03-02-00-000	Revisión
1:2		Denominación: Ménsula montantes	00



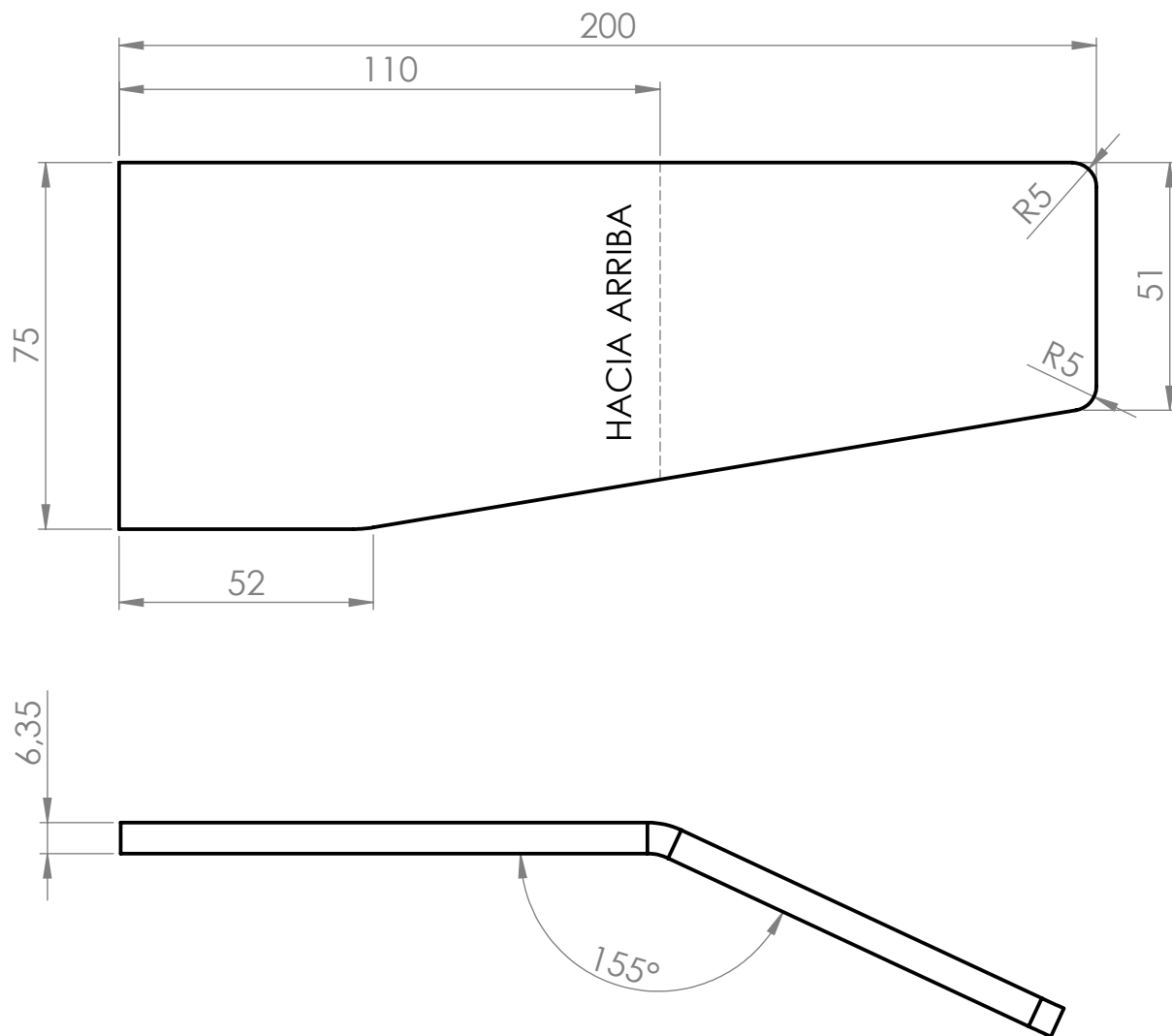
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 4,76mm (3/16") 190 x 84 mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-03-02-00-001 Denominación: Superior ménsula	Revisión 00



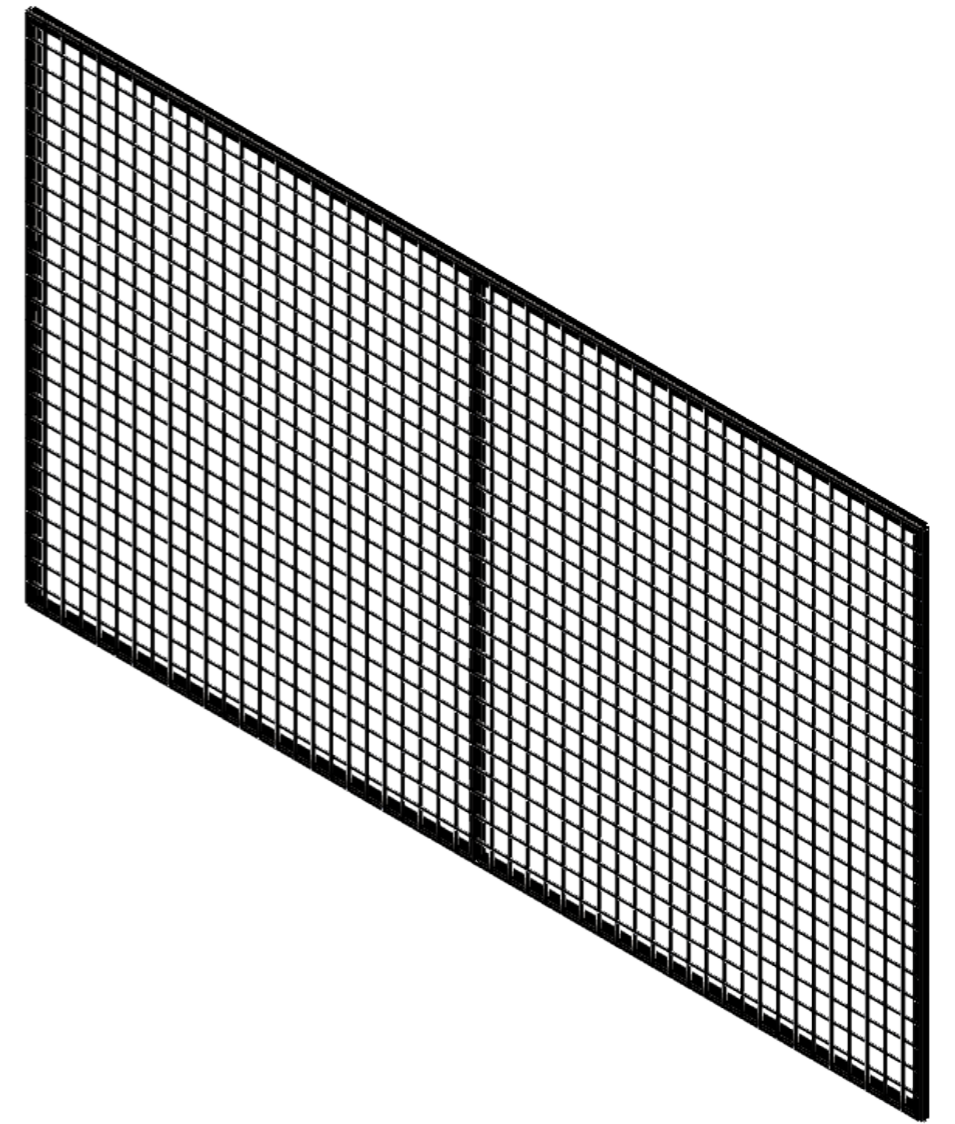
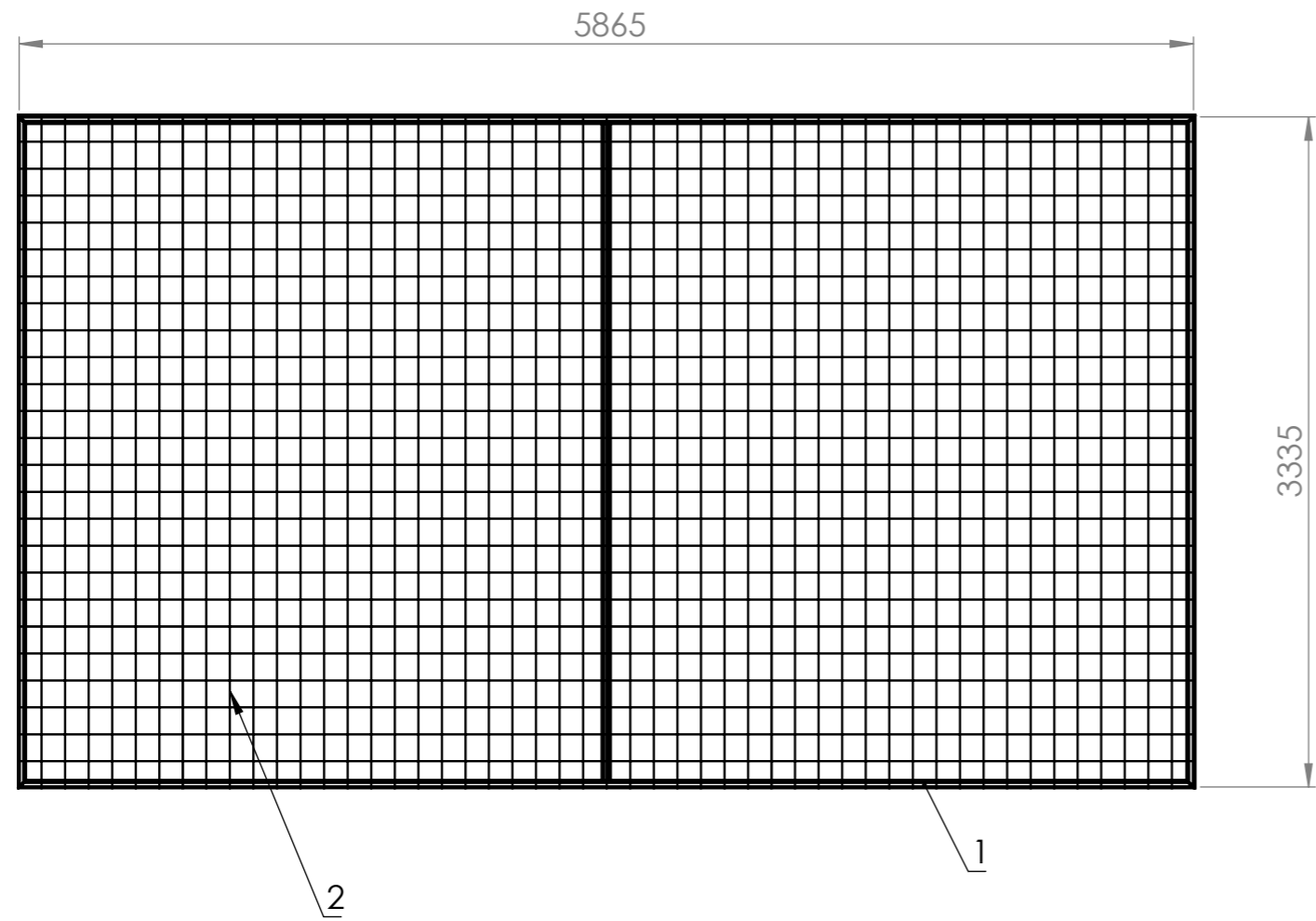
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 4,76mm (3/16") x 196 x 84mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:1.5	Norma 	Código: VTA-03-02-00-002 Denominación: Inferior ménsula	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa Acero F24 6,35mm (1/4") x 200 x 75 mm	Tratamiento:	
Escala 1:1.5	Norma 	Código: VTA-03-02-00-003 Denominación: Derecha ménsula	Revisión 00

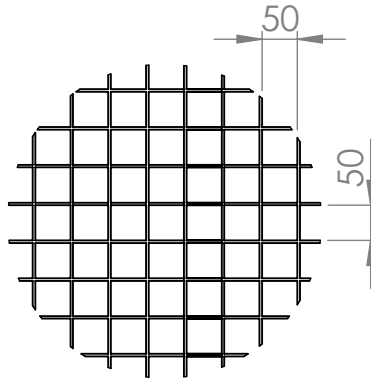


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa Acero F24 6,35mm (1/4") x 200 x 75mm	Tratamiento:	
Escala 1:1.5	Norma 	Código: VTA-03-02-00-004 Denominación: Izquierda ménsula	Revisión 00

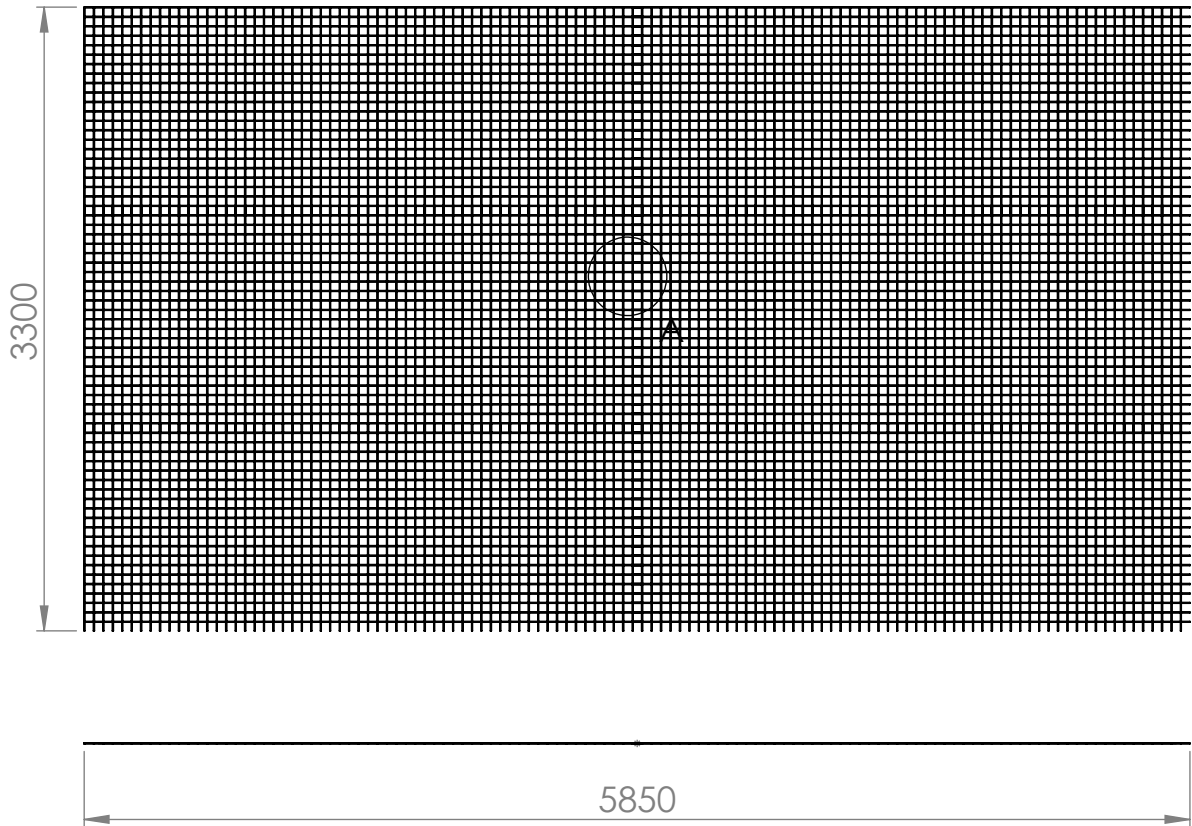


2	Malla cobertura central	VTA-04-00-00-001	1
1	Marco cobertura central	VTA-04-01-00-000	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-04-00-00-000	Revisión
1:35		Denominación: Estructura: Cobertura central	00

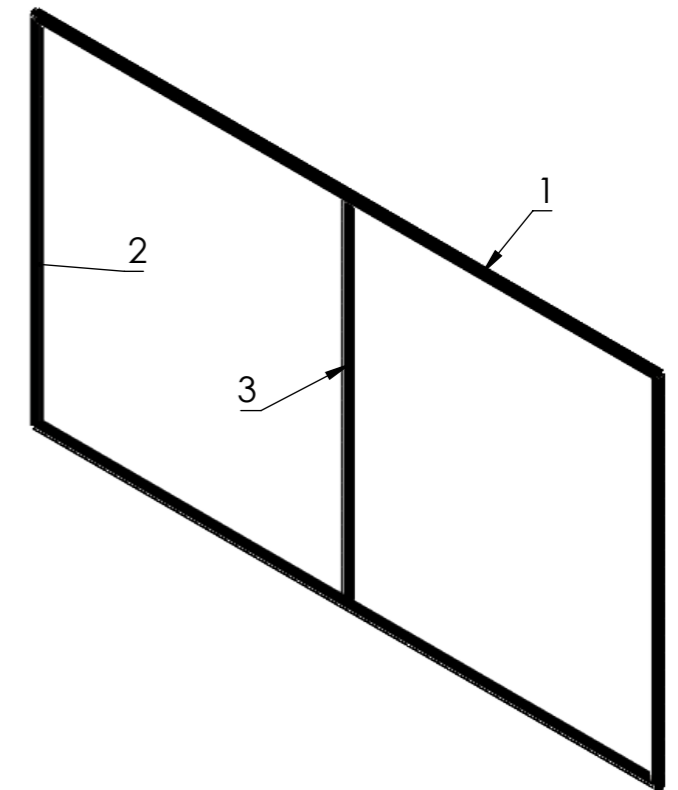
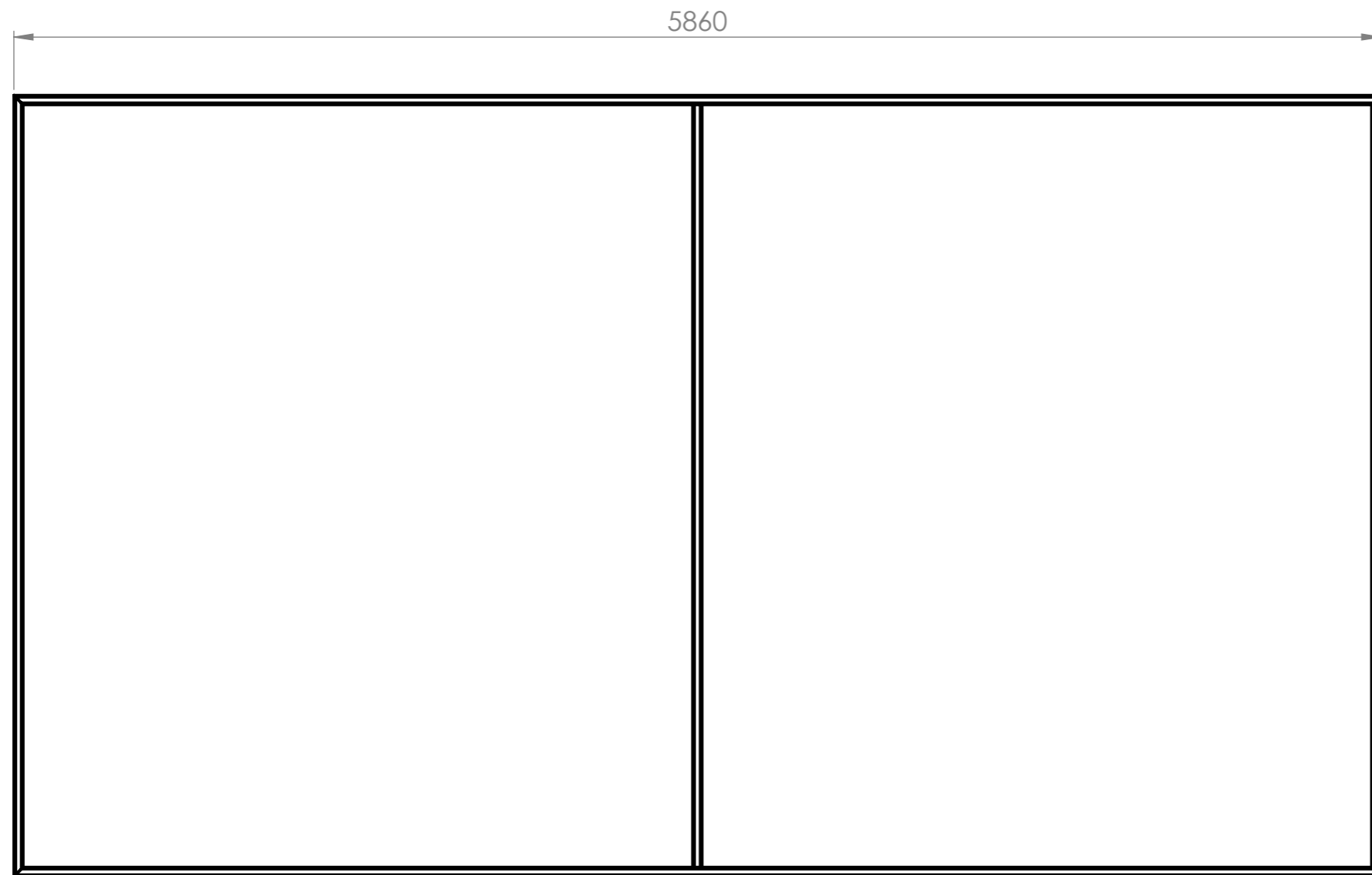
NOTA: Diámetro alambre = Ø3



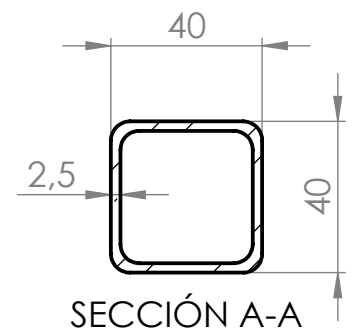
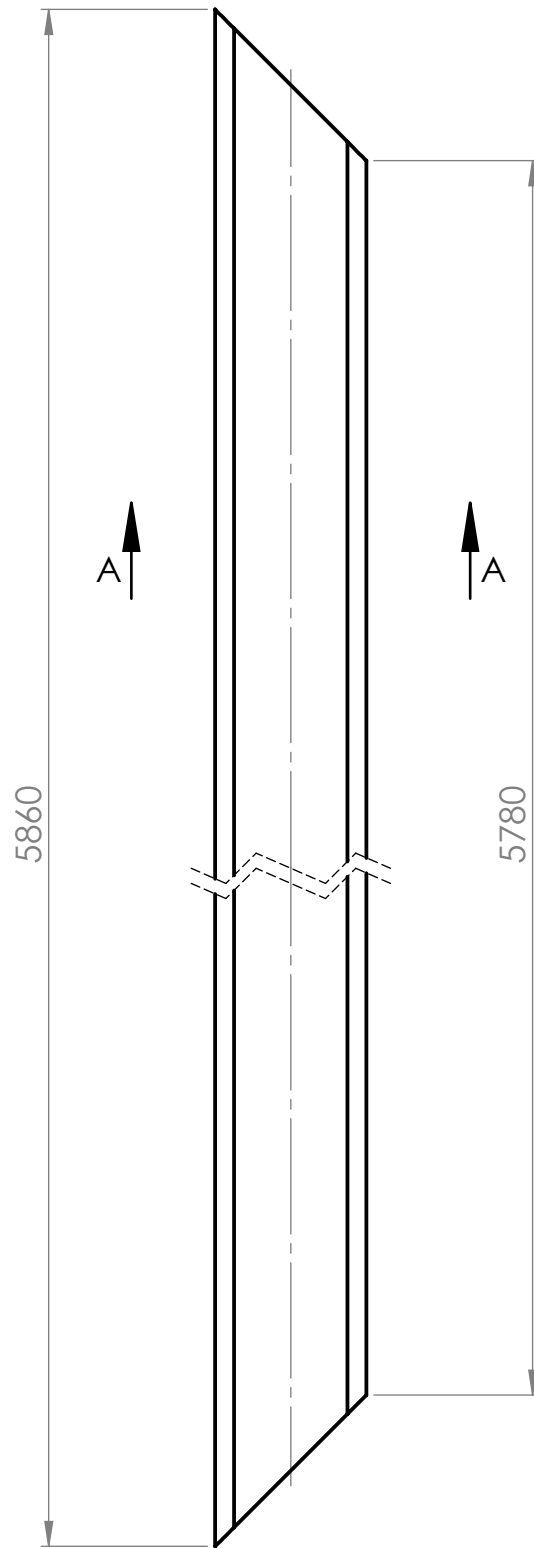
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



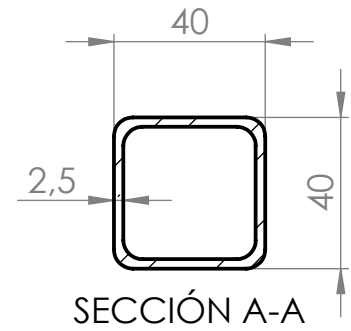
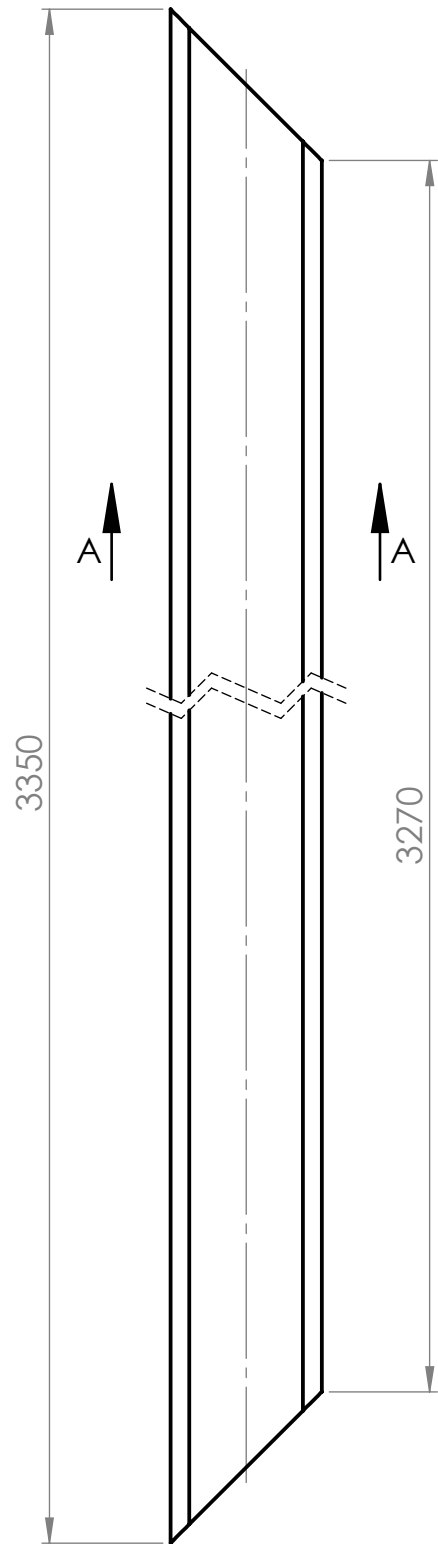
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Malla cuadrada no estructural galvanizada 50x50xØ3mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:40	Norma 	Código: VTA-04-00-00-001 Denominación: Malla cobertura central	Revisión 00



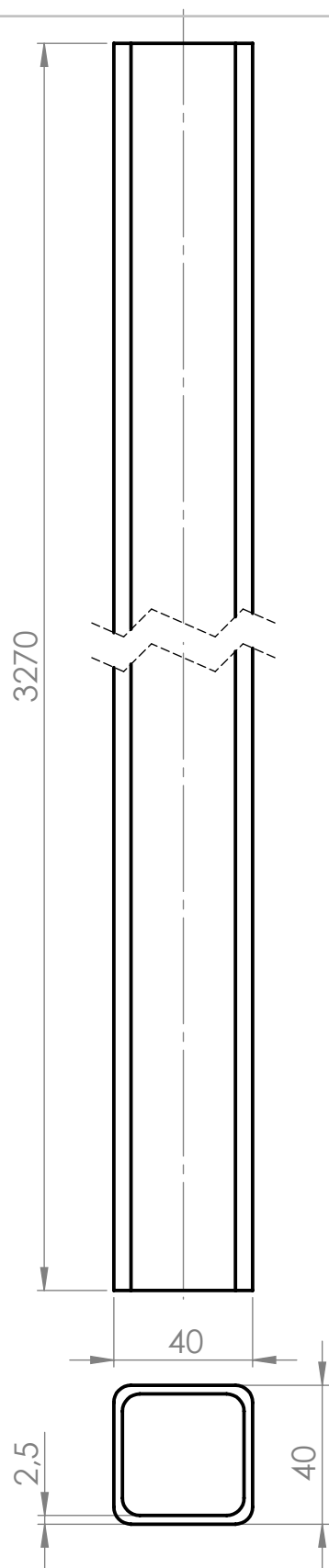
3	Tubo-Centrales	VTA-04-01-00-003	1
2	Tubo-Laterales	VTA-04-01-00-002	2
1	Tubo-Superior/inferior	VTA-04-01-00-001	2
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-04-01-00-000	Revisión
1:25		Denominación: Marco cobertura central	00



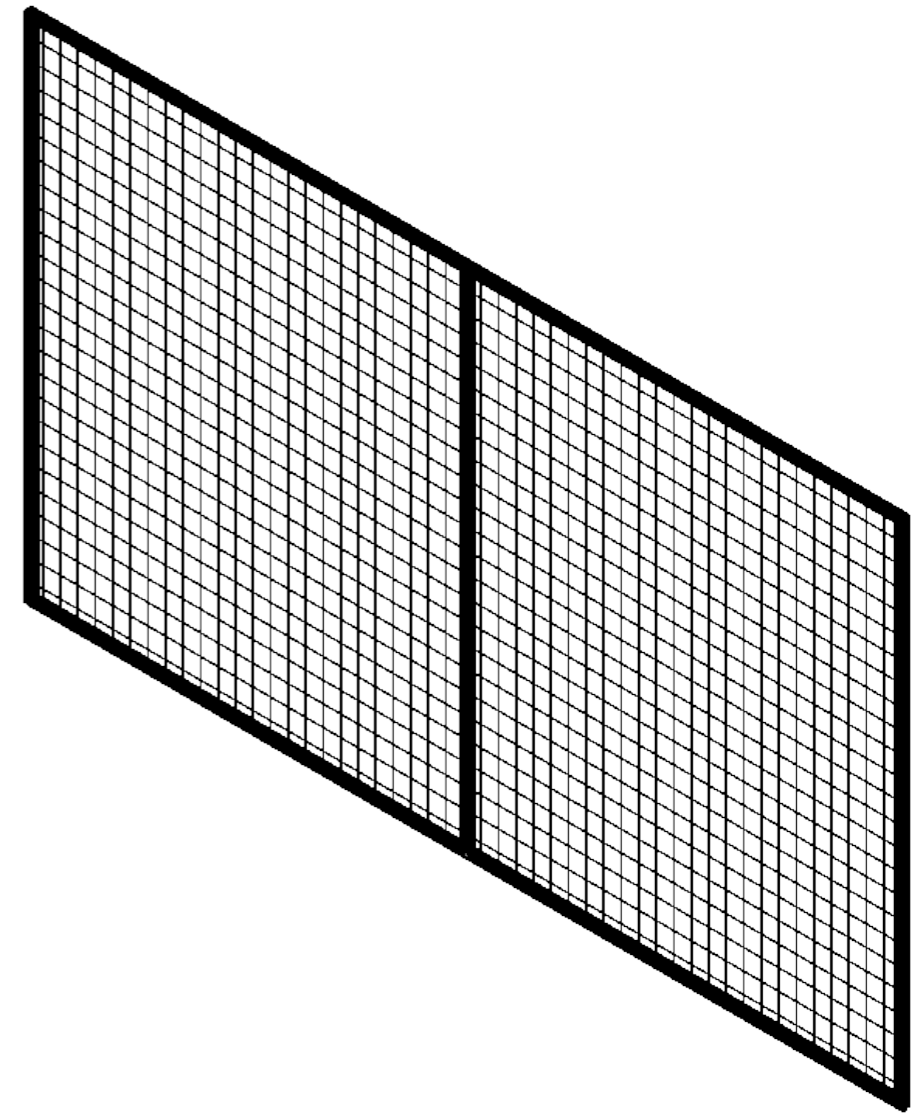
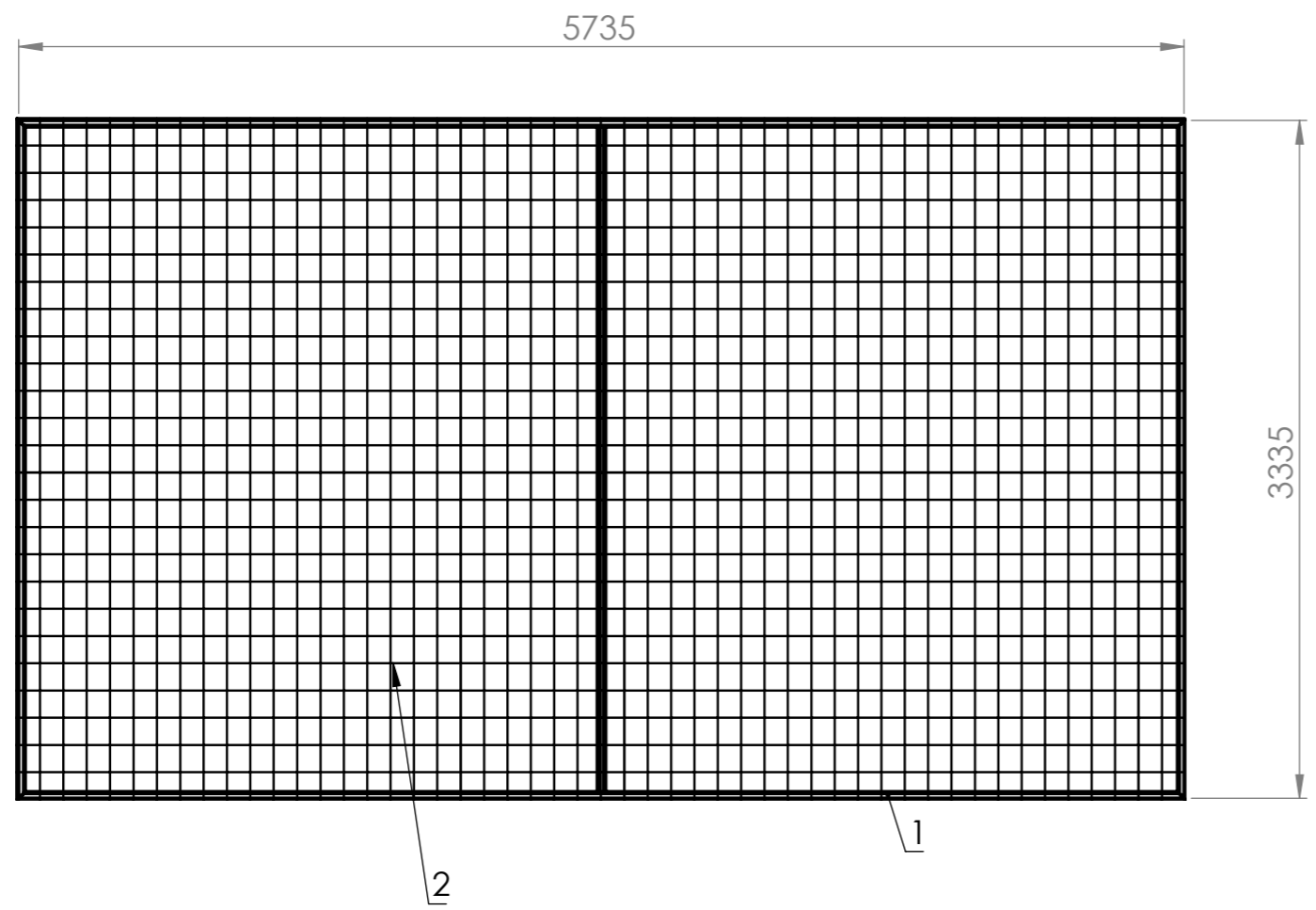
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS</small> <small>SIN DECIMAL 0, +0,5</small> <small>UN DECIMAL 0,0 +0,1</small> <small>DOS DECIMALES 0,00 +-0,02</small> <small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Tubo SAE 1020 Cuad. 40x40x2.5mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-04-01-00-001 Denominación: Superior/Inferior marco cobertura central	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Tubo SAE 1020 Cuad. 40x40x2.5mm	Tratamiento:	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-04-01-00-002 Denominación: Laterales marco coberturas	Revisión 00

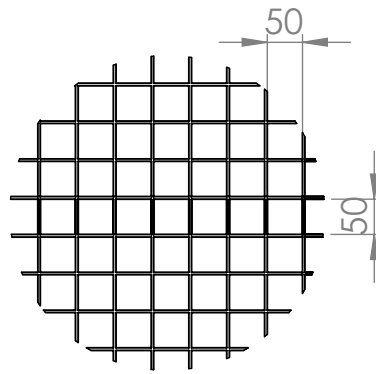


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Tubo SAE 1020 Cuad. 40x40x2.5mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-04-01-00-003 Denominación: Central marco cobertura	Revisión 00

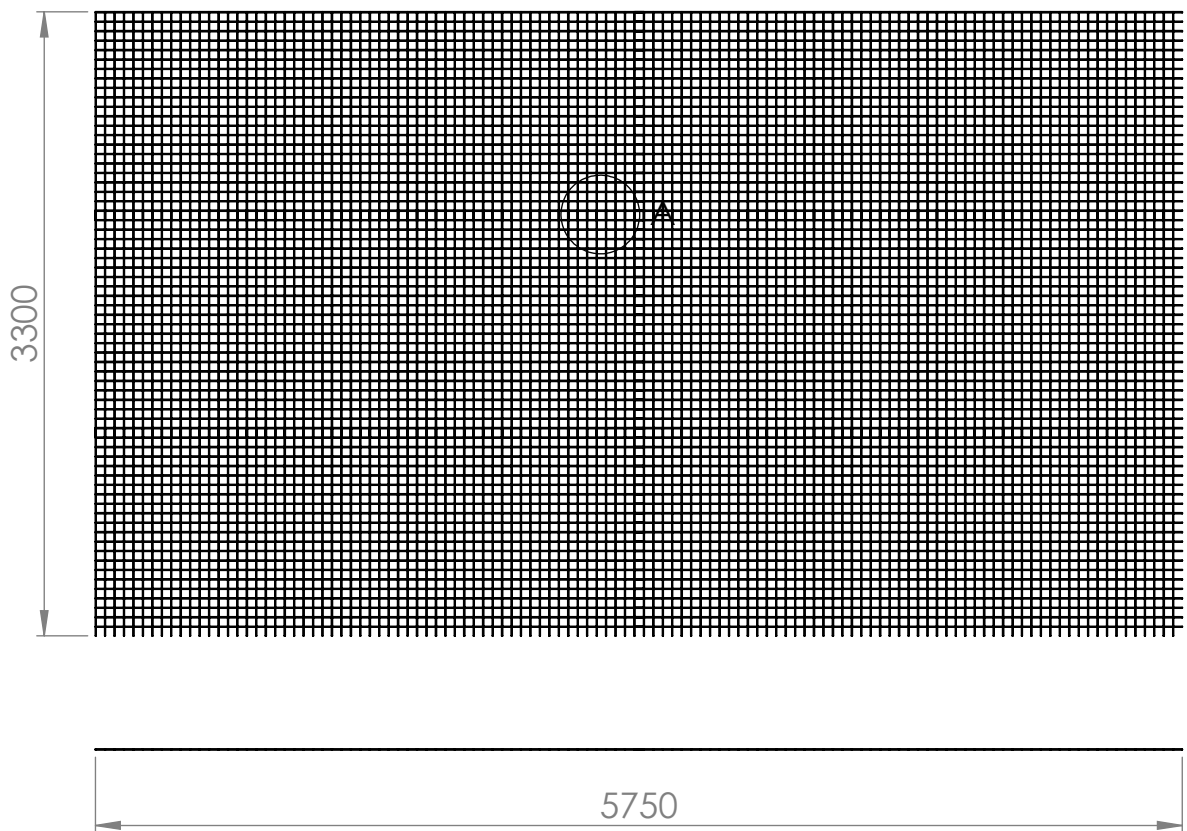


2	Malla cobertura extremos	VTA-05-00-00-001	1
1	Marco cobertura extremos	VTA-05-01-00-000	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: VTA-05-00-00-000	Revisión
1:35		Denominación: Estructura: Cobertura extremos	00

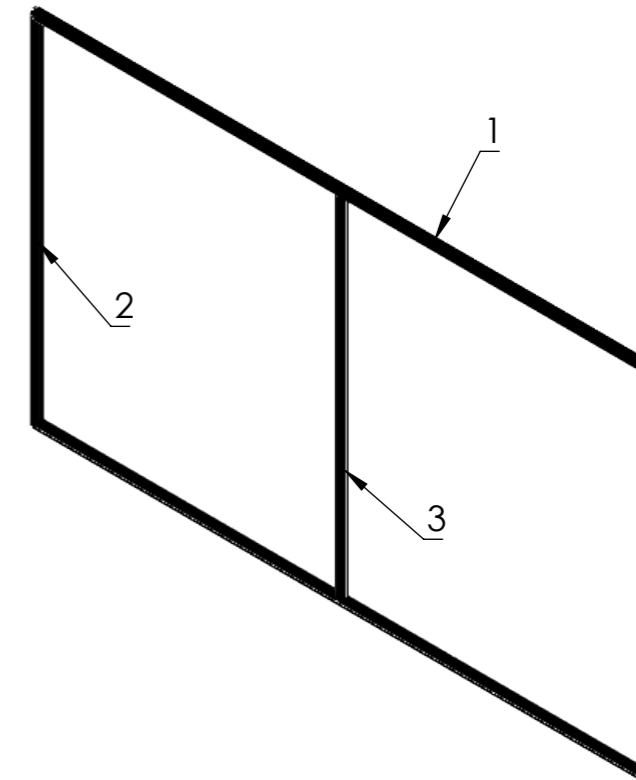
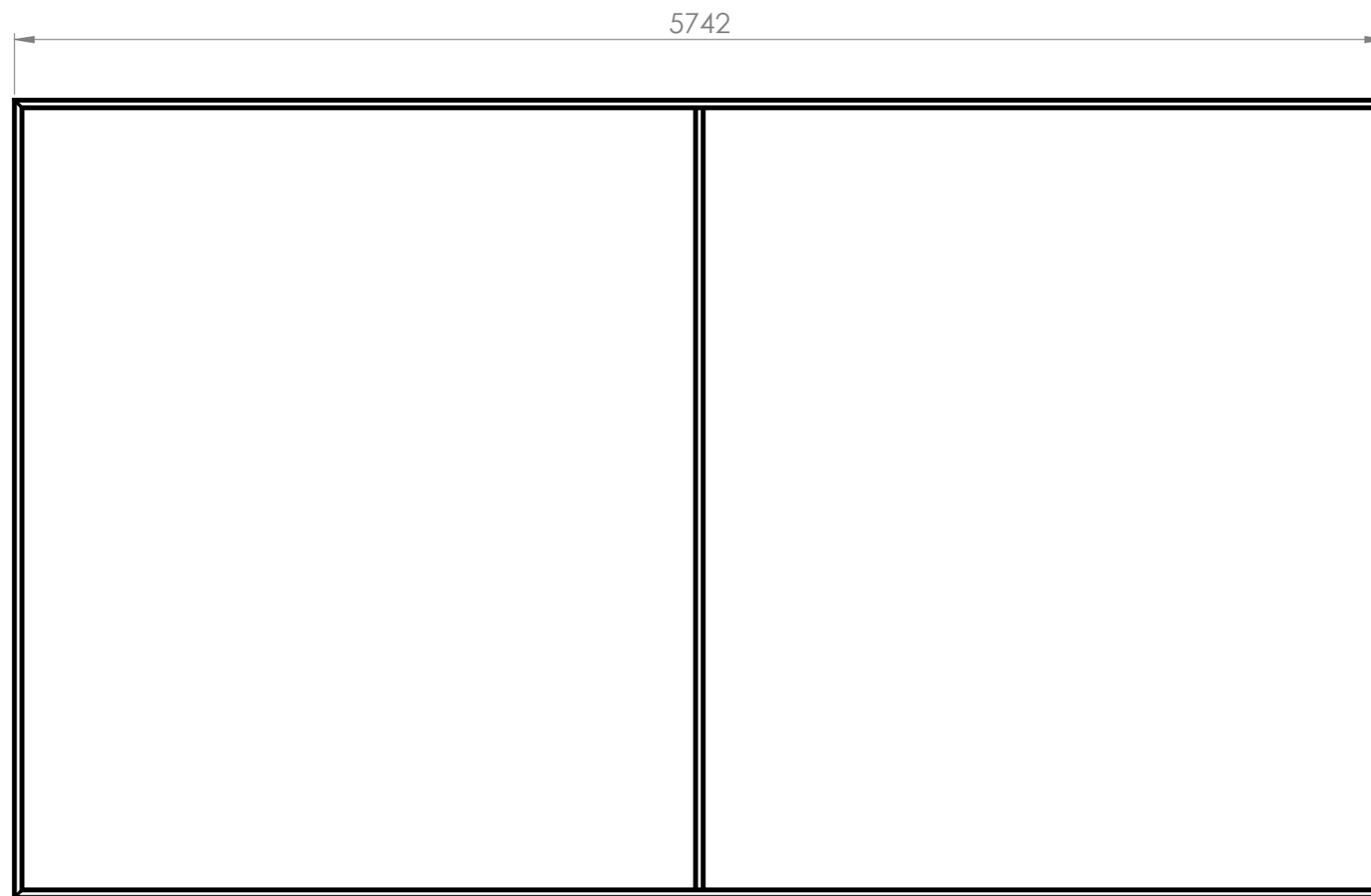
NOTA: Diámetro alambre = Ø3



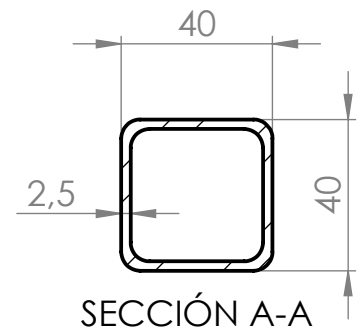
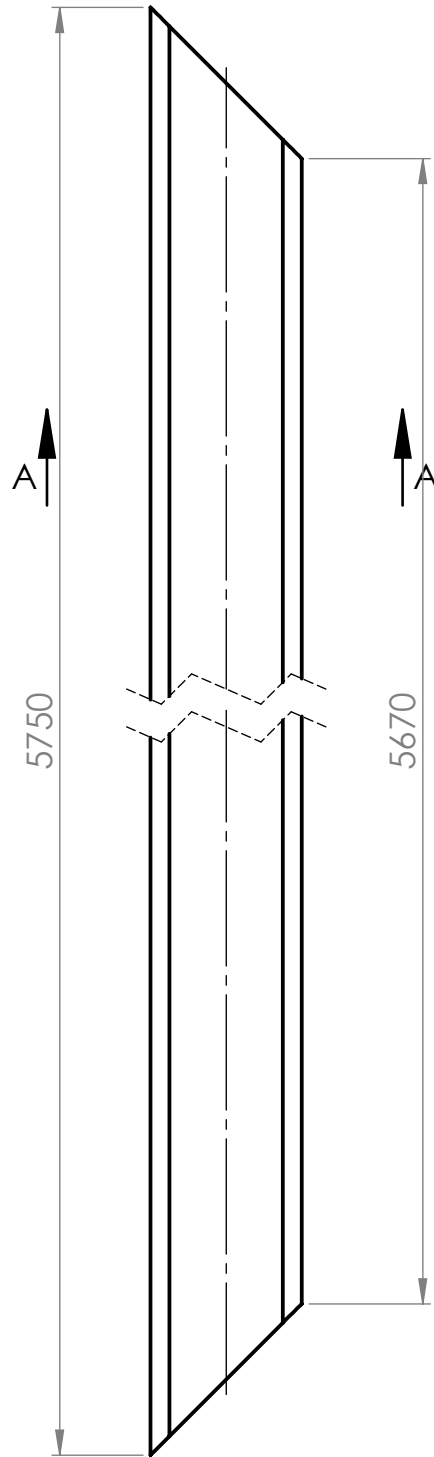
DETALLE A
ESCALA 1 : 10



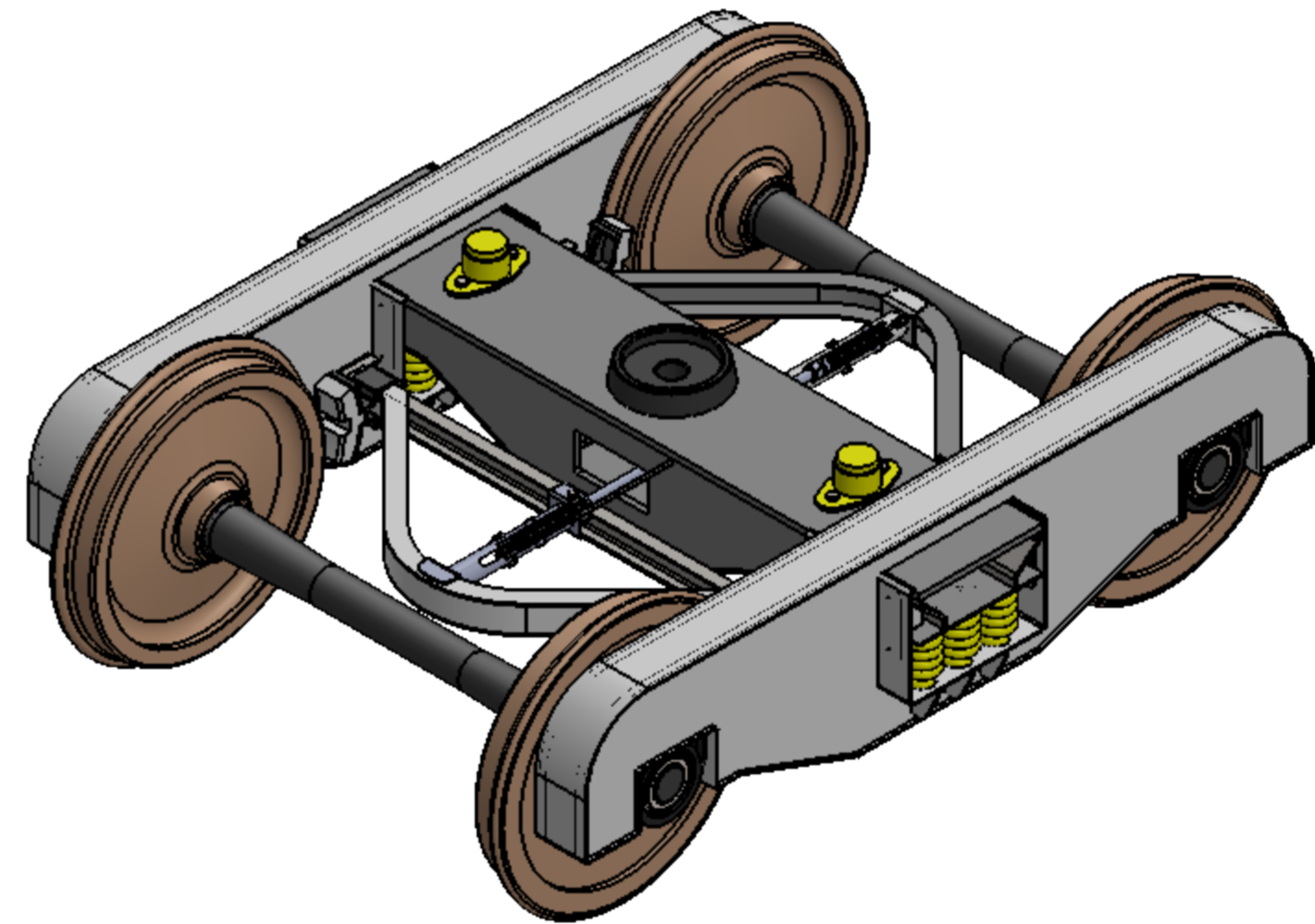
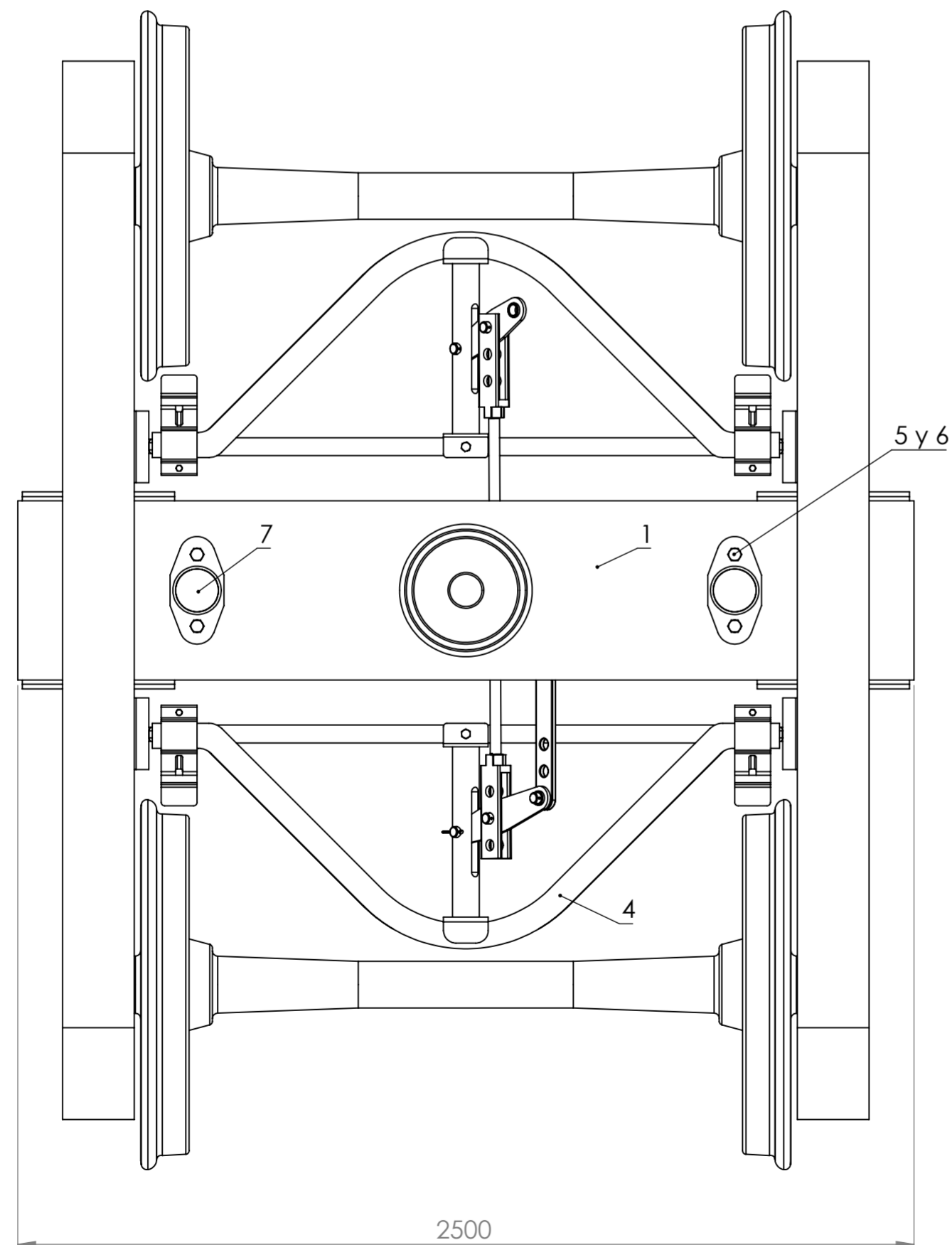
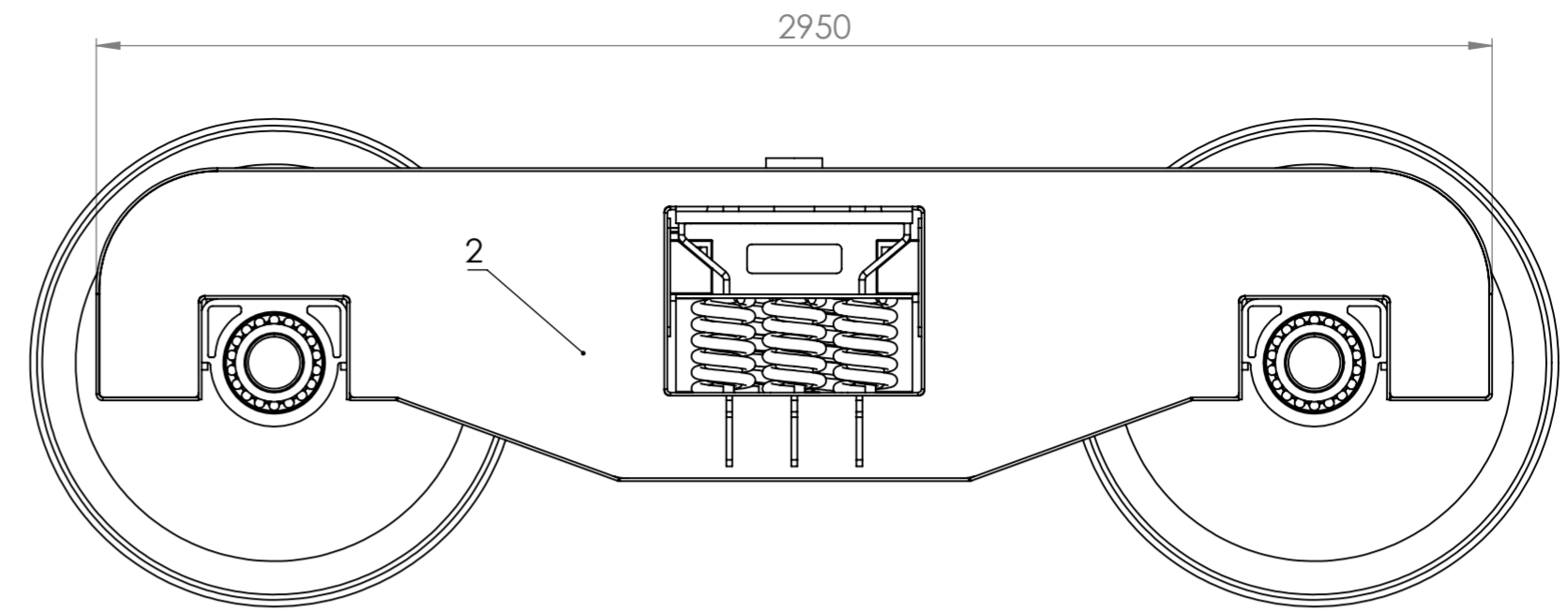
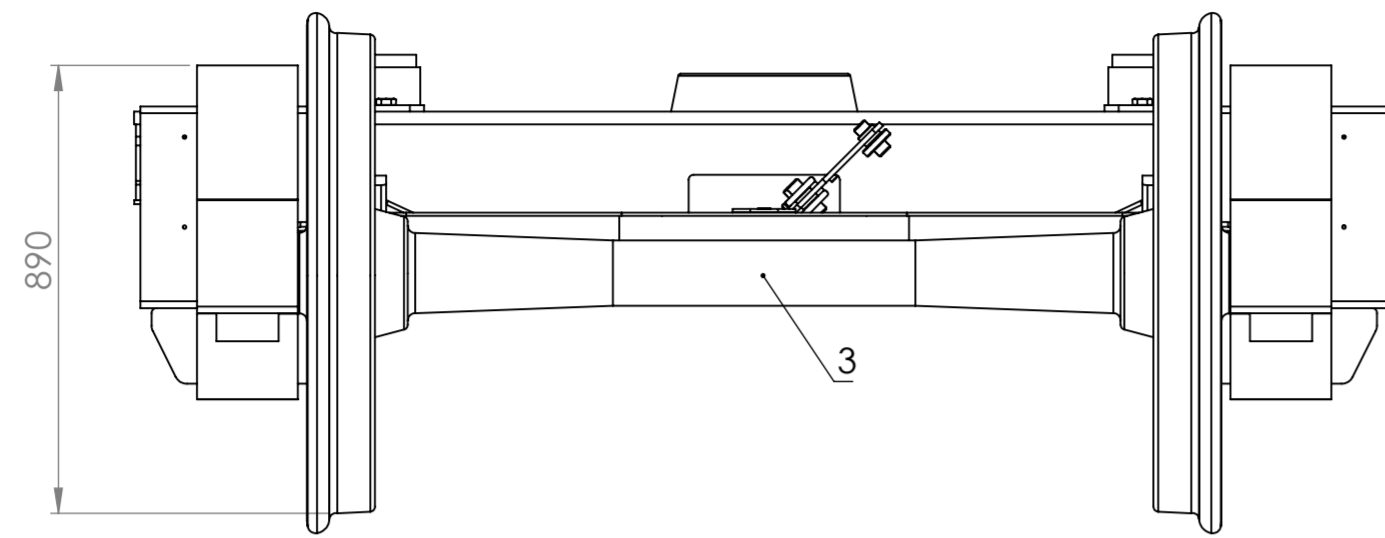
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Malla cuadrada no estructural galvanizada 50x50xØ3	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:40	Norma 	Código: VTA-05-00-00-001 Denominación: Malla cobertura extremos	Revisión 00



3	Tubo-Central coberturas	VTA-04-01-00-003	1
2	Tubo-Laterales coberturas	VTA-04-01-00-002	2
1	Inf./Sup. Marco cober. extremos	VTA-05-01-00-001	2
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: VTA-05-01-00-000	Revisión
1:25		Denominación: Marco cobertura extremos	00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	1/7/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Tubo SAE 1020 Cuad. 40x40x2.5mm	Tratamiento:	
Escala 1:2	Norma 	Código: VTA-05-01-00-001 Denominación: Inferior/Superior marco cobertura extremos	Revisión 00

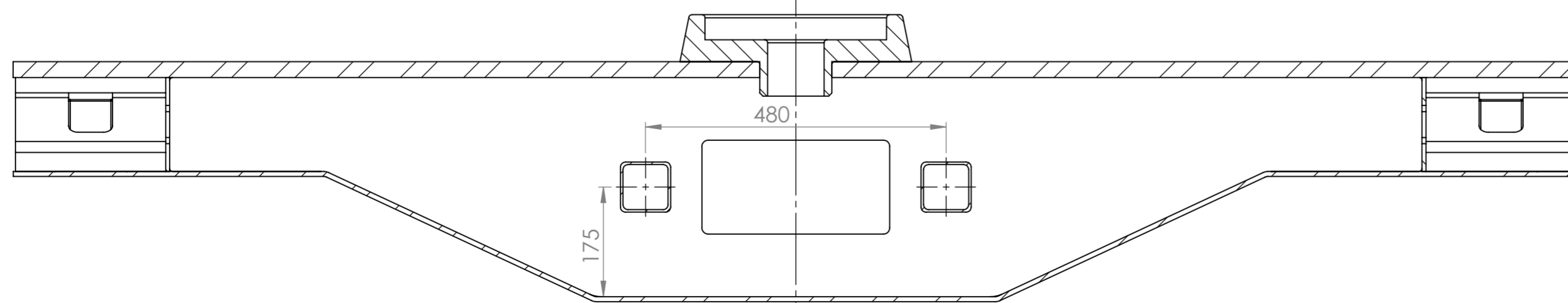
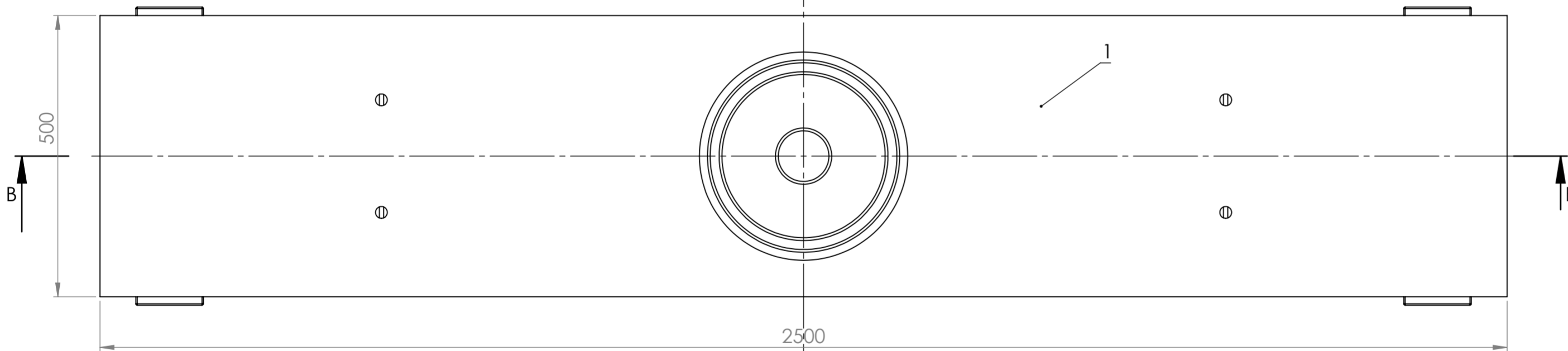
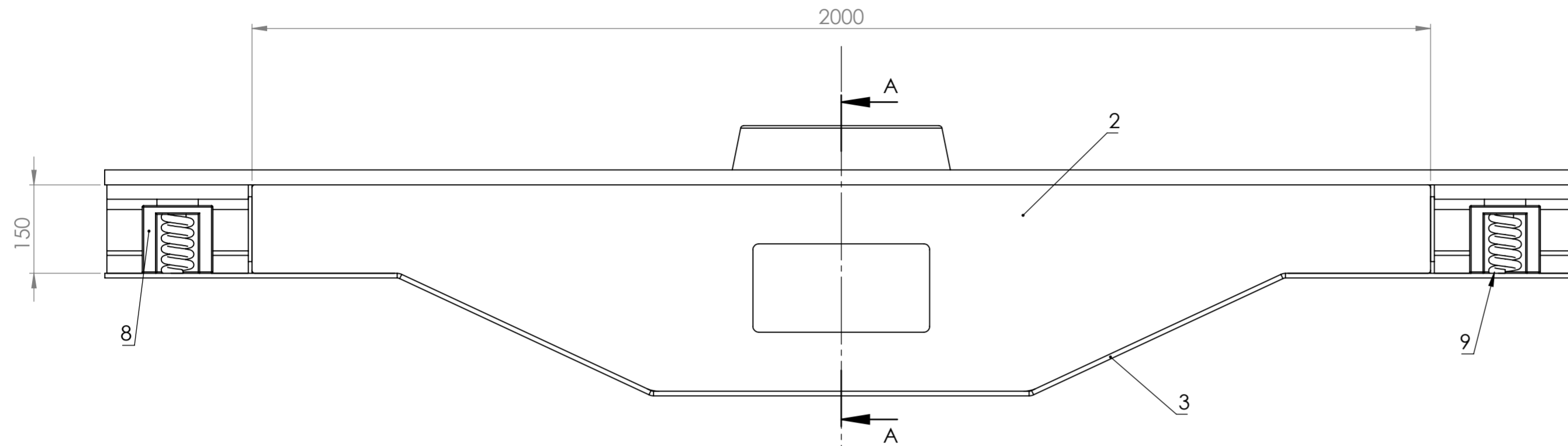


7	Estabilizadores lateral	STD	2
6	Bulón hex. G8.8 M20x50x20	STD	4
5	Tuerca autofrenante M20	STD	4
4	Sistema de frenos	B3P-04-00-00-000	1
3	Wheelset	B3P-03-00-00-000	2
2	Vigas laterales bogies	B3P-02-00-00-000	2
1	Bolster bogies	B3P-01-00-00-000	1

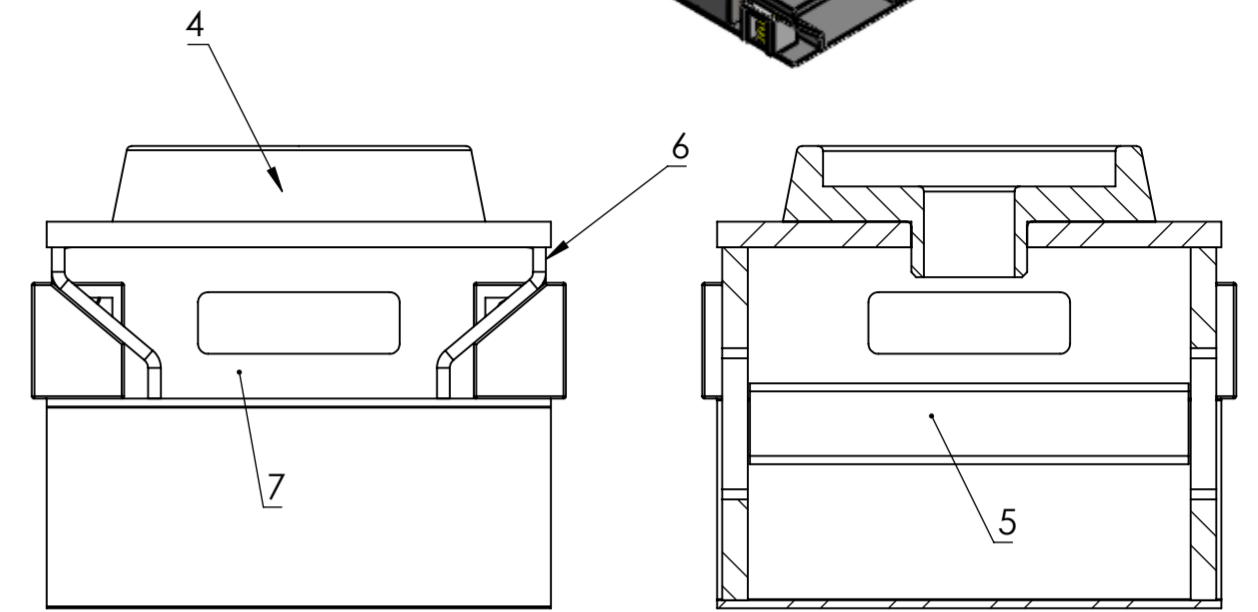
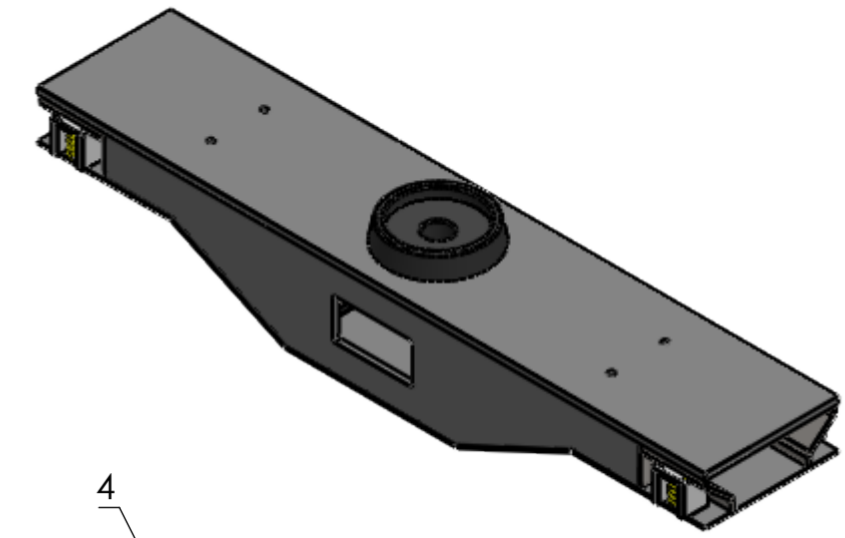
Posición	Denominación Nombre	Código Fecha	Cantidad
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	MORAND S.A.
Aprobó			

TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS
 SIN DECIMAL 0, ±0,5
 UN DECIMAL 0, ±0,1
 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02
 NO MEDIR SOBRE EL PLANO

Material:	Tratamiento:	Revisión
Escala	Norma	Código: B3P-00-00-00-000
1:15		Denominación: Bogie tres piezas 40Tn
		00



SECCIÓN B-B



SECCIÓN A-A

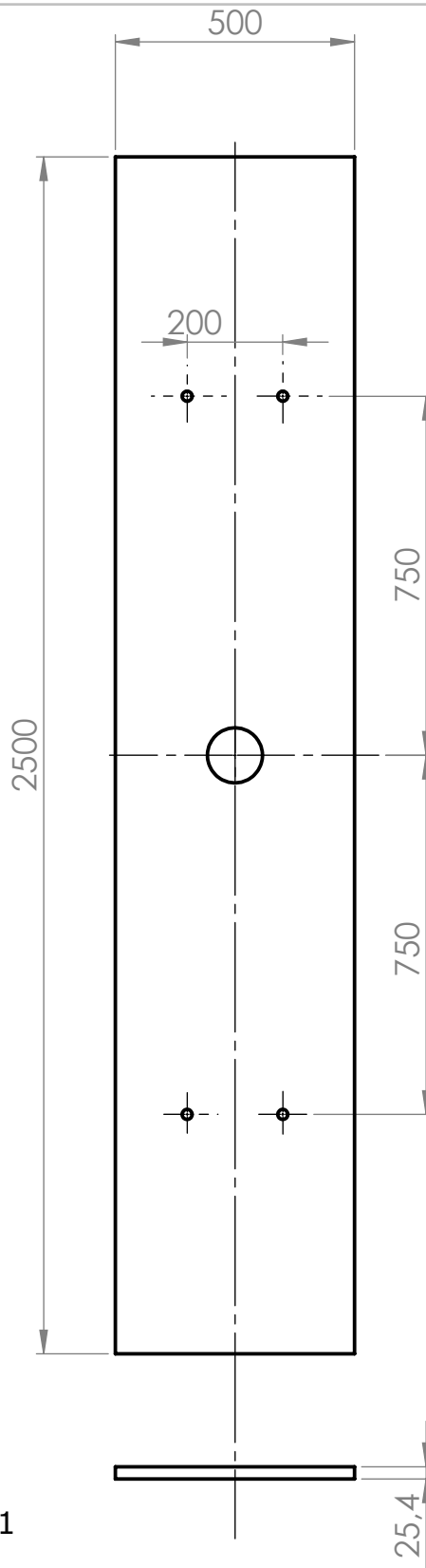
9	Resorte cuña de fricción	B3P-01-00-00-009	4
8	Cuña de fricción	B3P-01-00-00-008	4
7	Tapas extremo bolster	B3P-01-00-00-007	2
6	Extremos bolster	B3P-01-00-00-006	4
5	Refuerzo central bolster	B3P-01-00-00-005	2
4	Pivote hembra	B3P-01-00-00-004	1
3	Inferior bolster	B3P-01-00-00-003	1
2	Laterales bolster	B3P-01-00-00-002	2
1	Superior bolster	B3P-01-00-00-001	1

Posición	Denominación	Código	Cantidad
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	29/6/2021	

TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS
 SIN DECIMAL 0, ±0,5
 UN DECIMAL 0, ±0,1
 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02
 NO MEDIR SOBRE EL PLANO

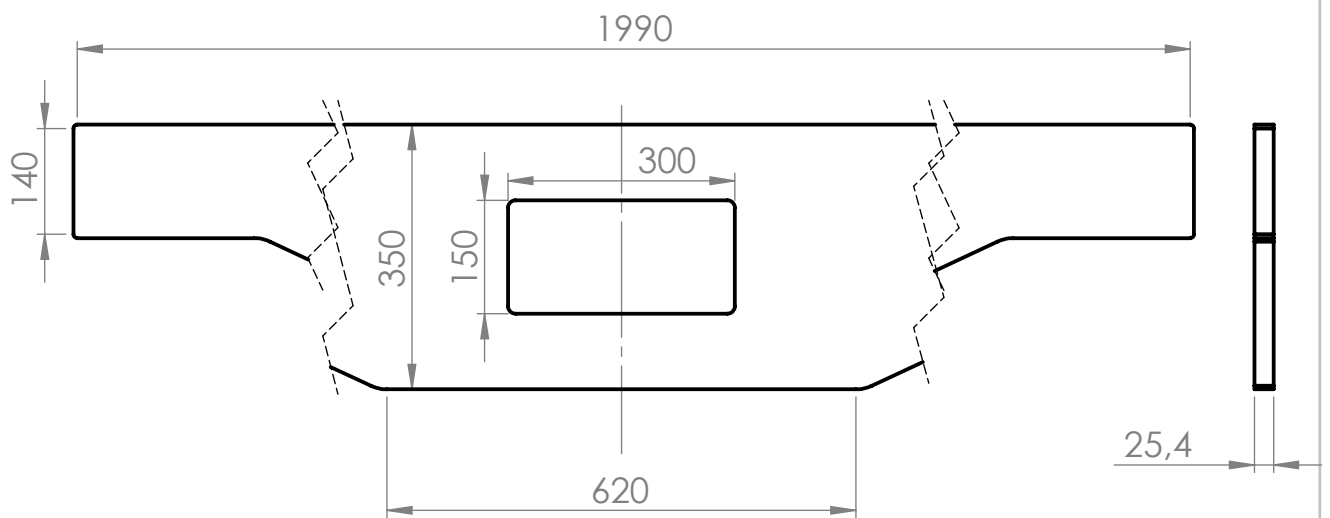
Material: **Tratamiento:**


Escala	Norma	Código: B3P-01-00-00-000	Revisión
1:7.5		Denominación: Bolster bogies	00

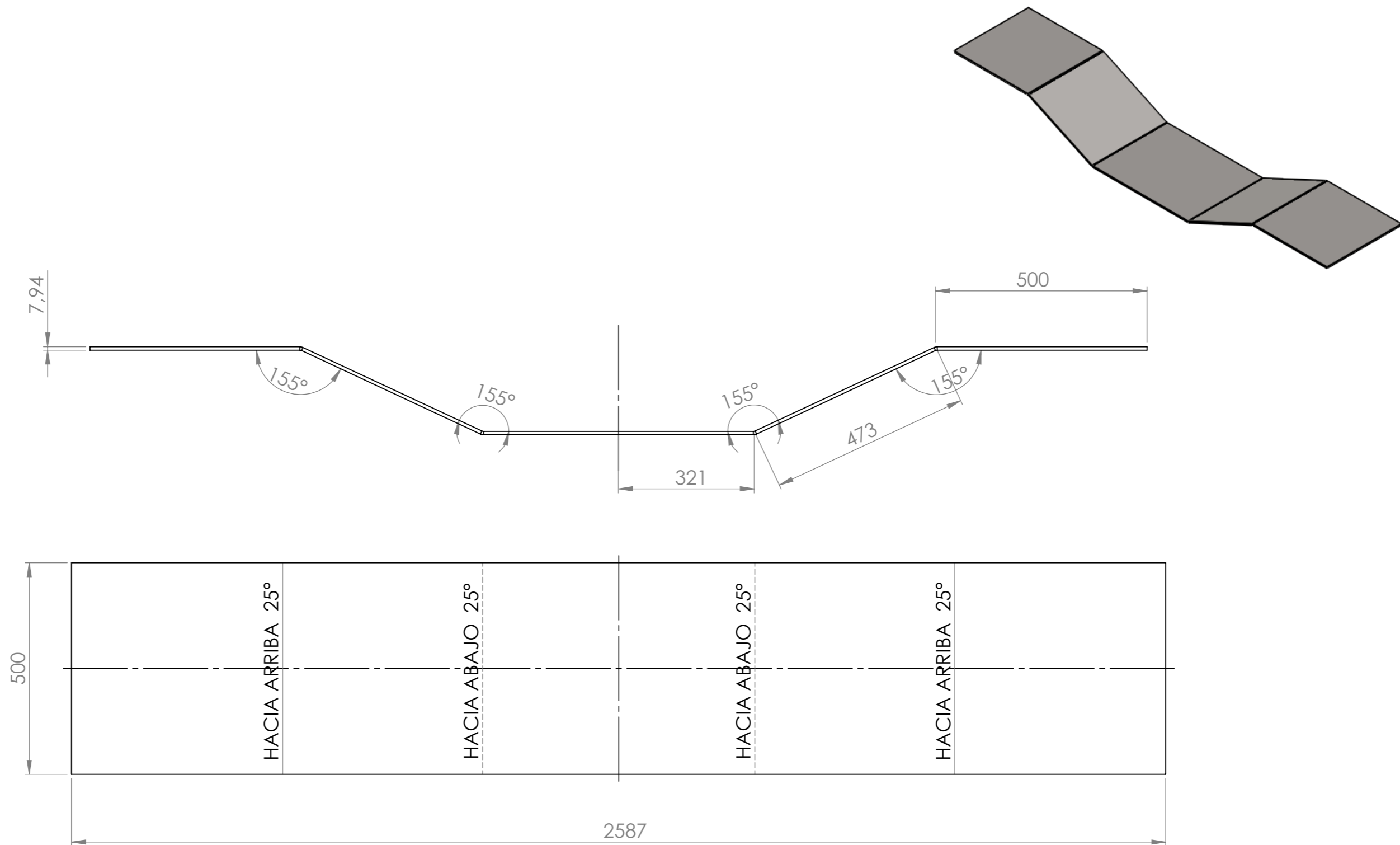


NOTA: X4 Agujeros Ø21

	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC 420 t=25.4mm (1")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: B3P-01-00-00-001 Denominación: Superior bolster	Revisión 00

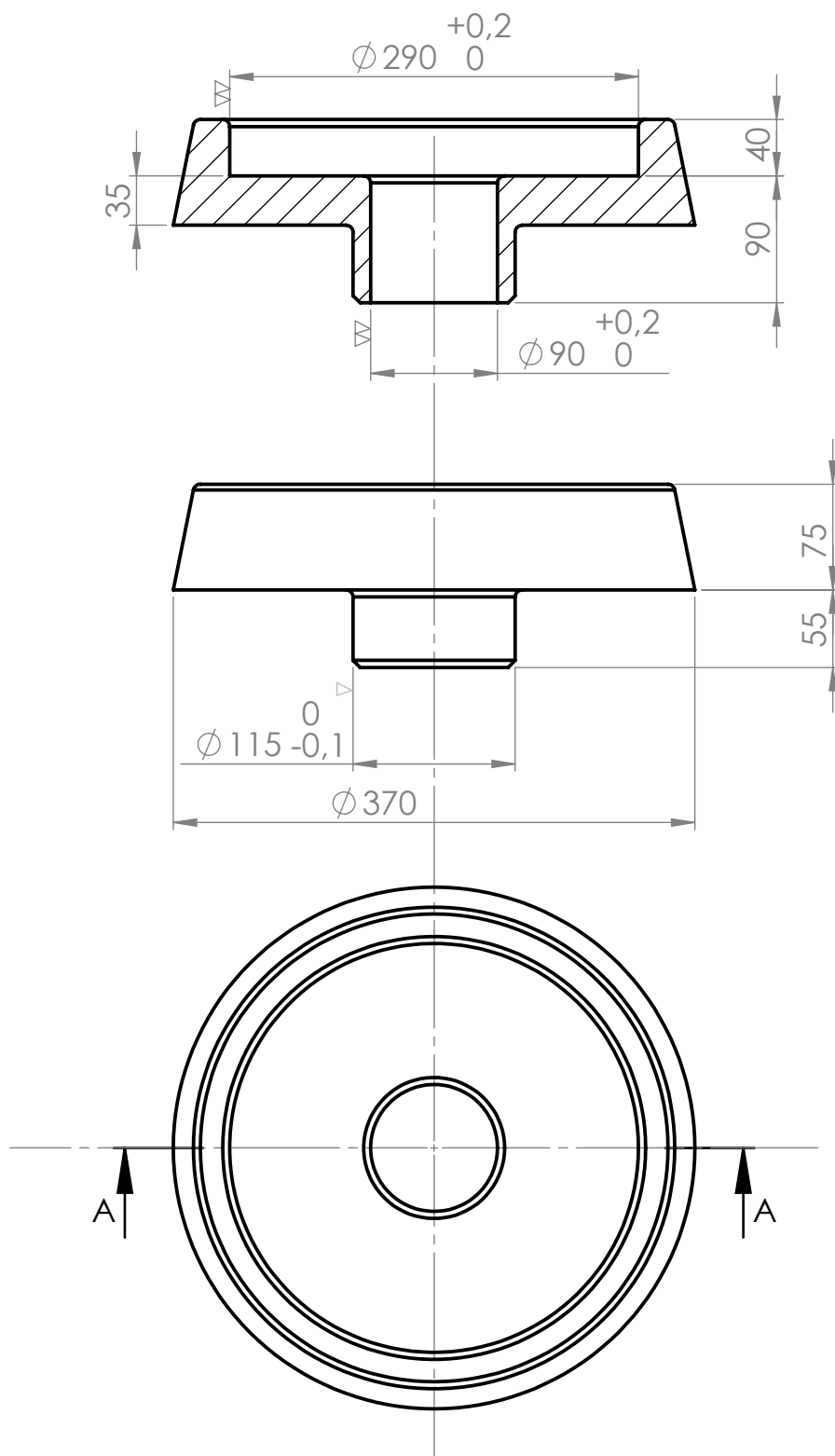


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=25.4mm (1")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: B3P-01-00-00-002 Denominación: Laterales bolster	Revisión 00

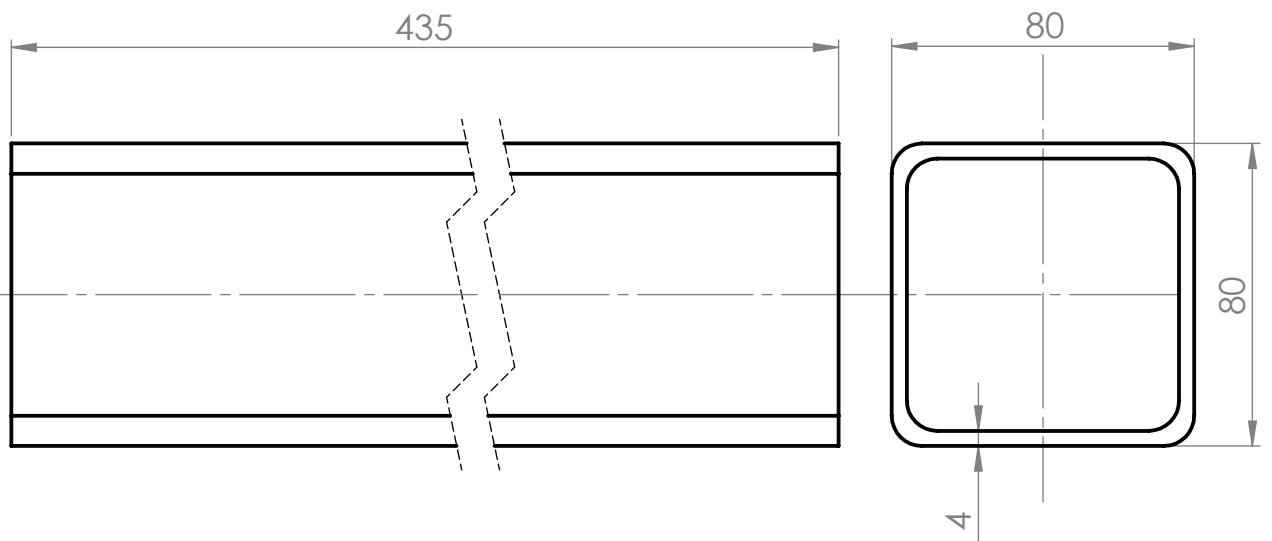



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC-420 t=7.94mm (5/16")	Tratamiento:	
Escala 1:10	Norma 	Código: B3P-01-00-00-003 Denominación: Inferior bolster	Revisión 00

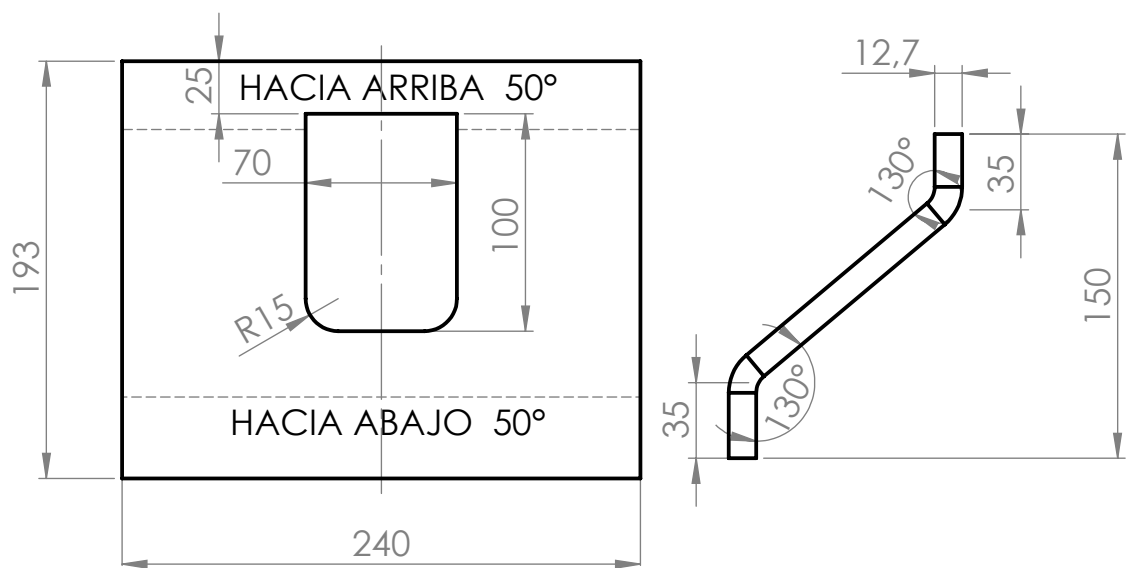
NOTA: Radios no especificados = R5 SECCIÓN A-A




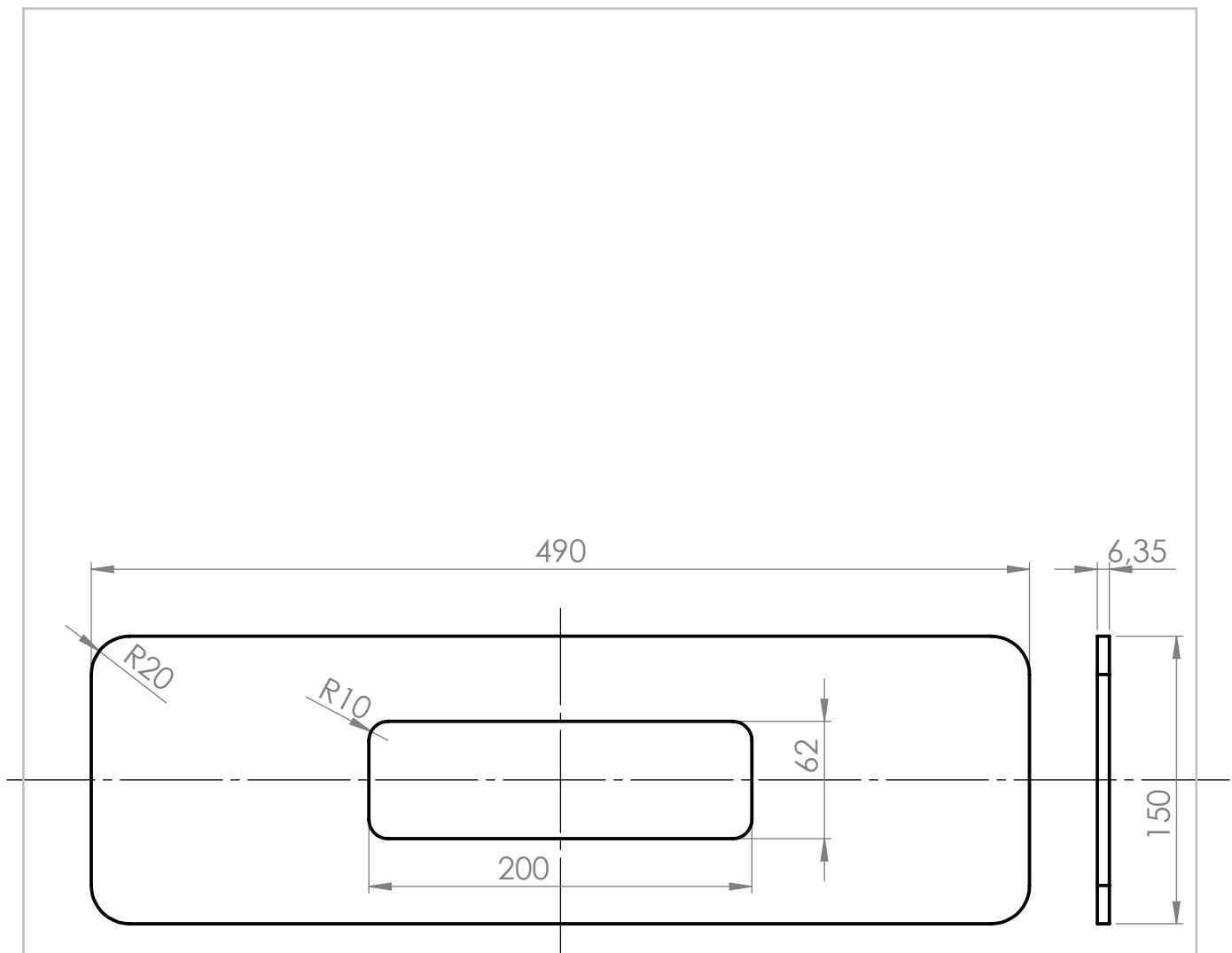
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Fundición nodular	Tratamiento:	
Escala 1:5	Norma 	Código: B3P-01-00-00-004 Denominación: Pivote hembra	Revisión 00




	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS</small> <small>SIN DECIMAL 0, +-0,5</small> <small>UN DECIMAL 0,0 +-0,1</small> <small>DOS DECIMALES 0,00 +-0,02</small> <small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Tubo SAE 1020 Cuad. 80x80x4mm	Tratamiento:	
Escala 1:5	Norma 	Código: B3P-01-00-00-005 Denominación: Refuerzo central bolster	Revisión 00

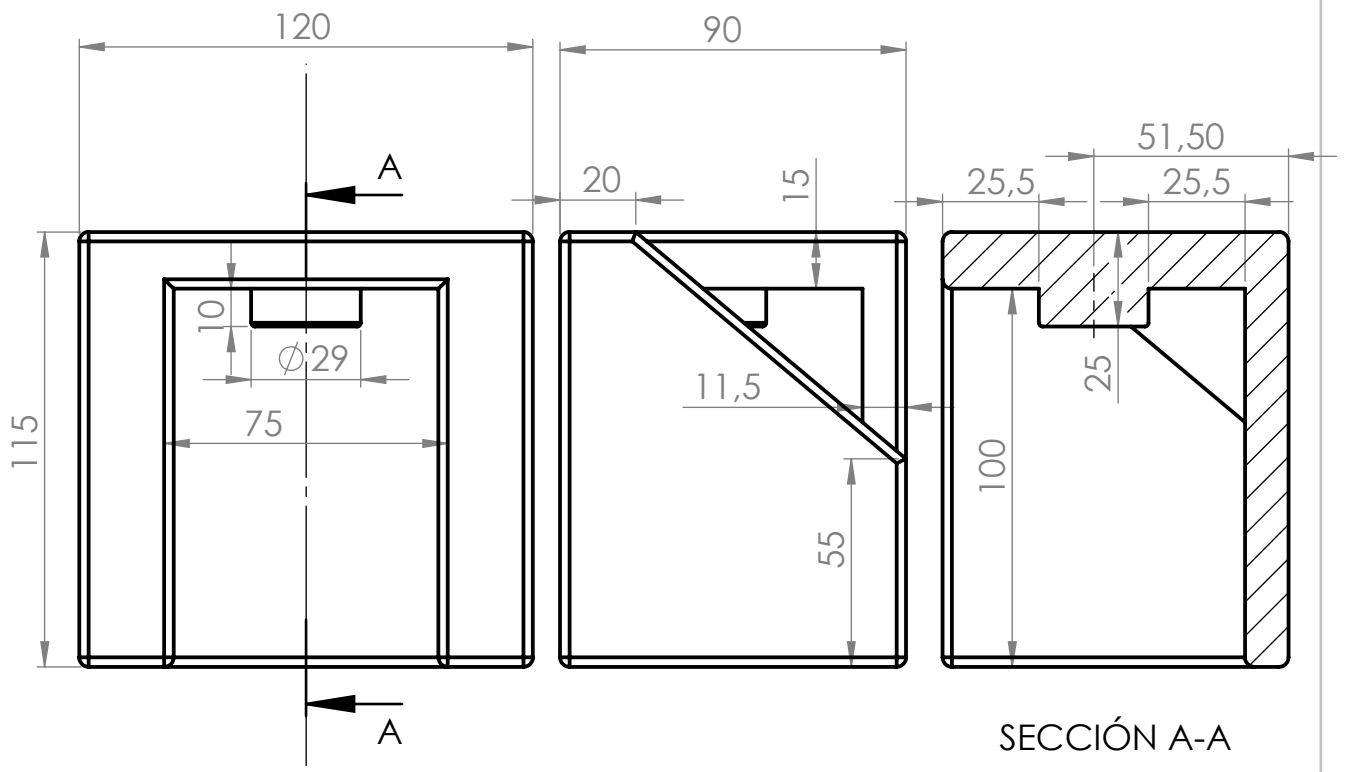
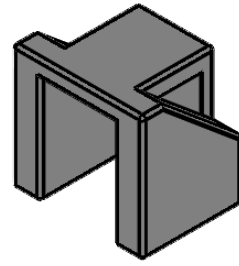


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC-420 t=12.7mm (1/2")	Tratamiento:	
Escala 1:3.5	Norma 	Código: B3P-01-00-00-006 Denominación: Extremos plegados bolster	Revisión 00



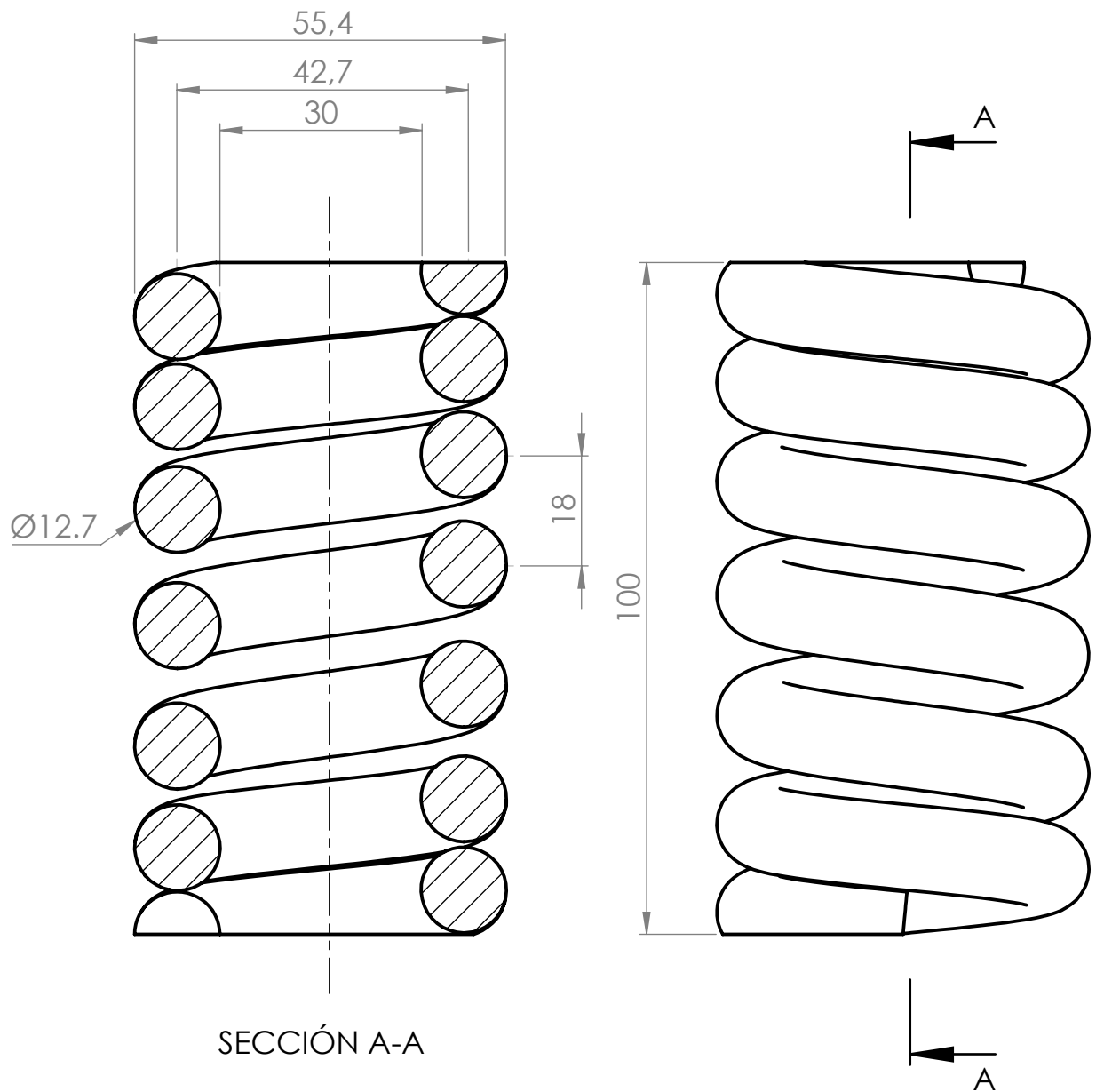
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:3.5	Norma 	Código: B3P-01-00-00-007 Denominación: Tapas extremos bolster	Revisión 00

NOTA: Radios no especificados = R2.5

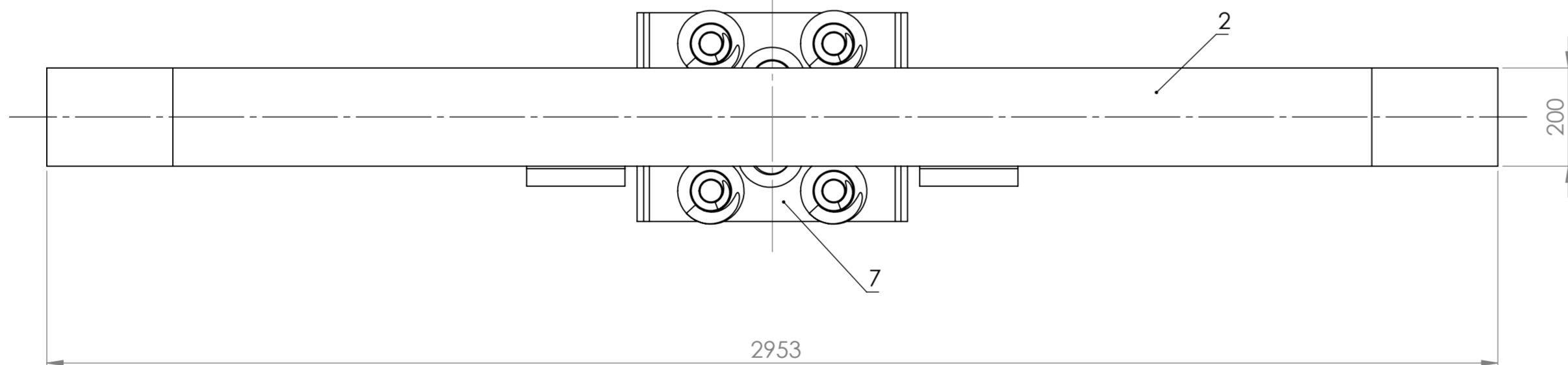
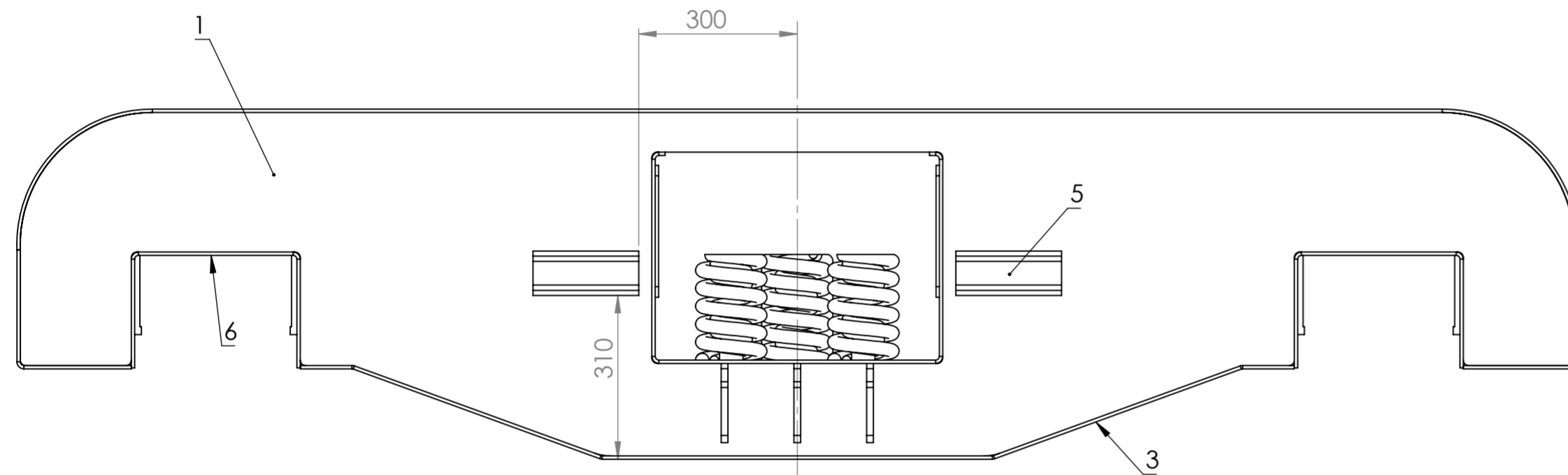
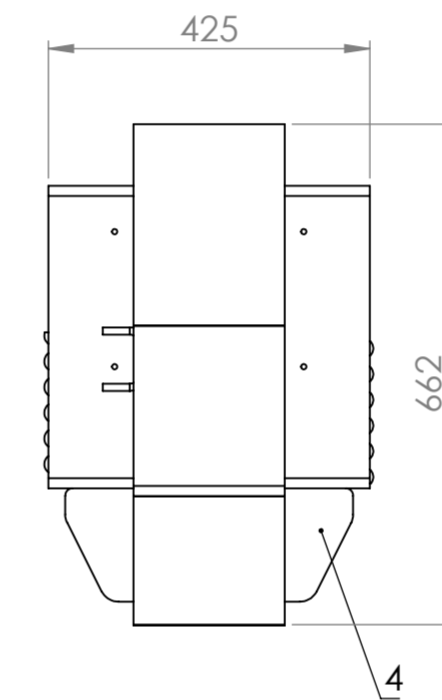
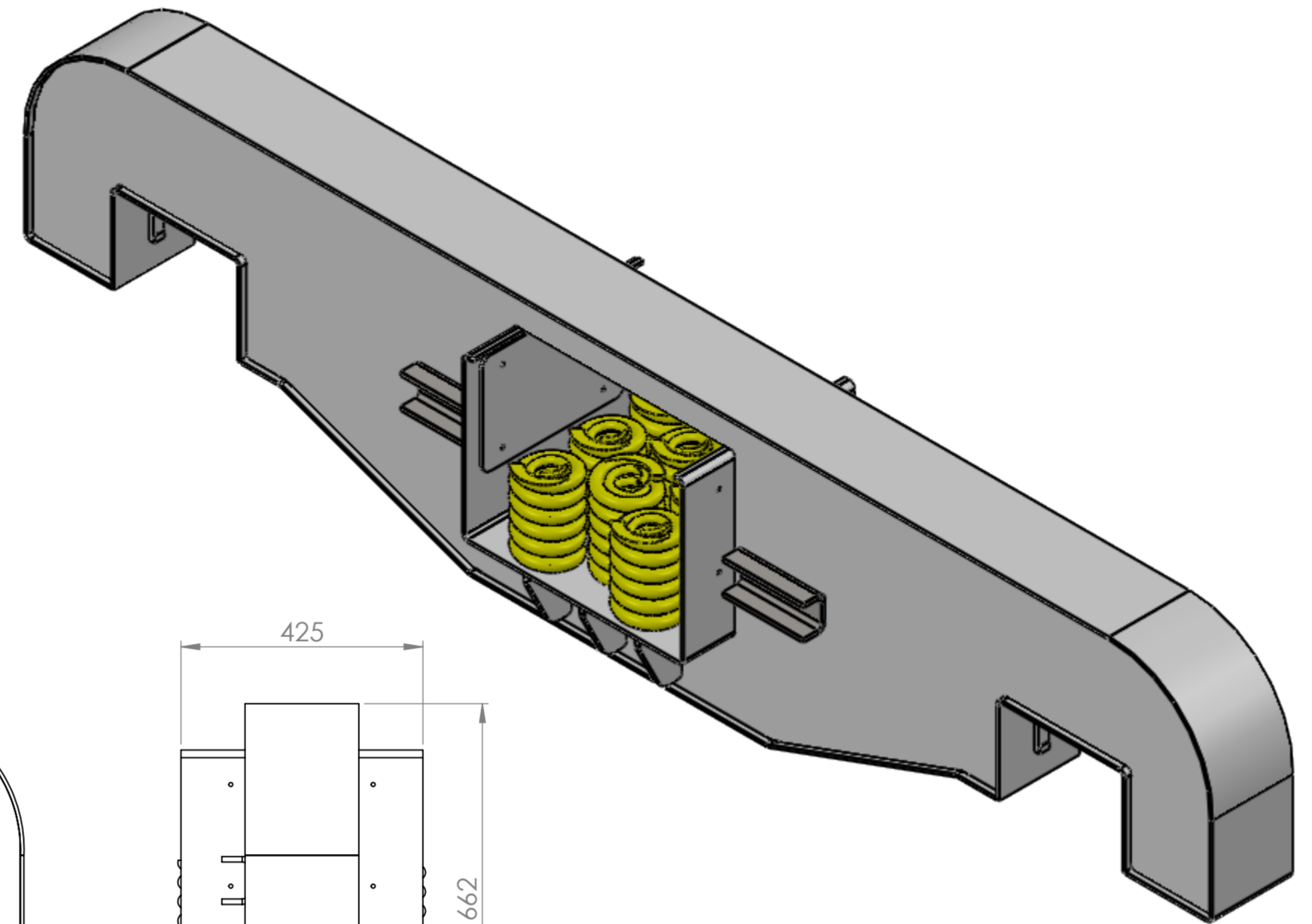


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Fundición nodular	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-01-00-00-008	Revisión
1:2		Denominación: Cuña de fricción	00

NOTA: Extremos amolados y escuadrados



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	4/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero AISI 9254 Bobinado en caliente Ø12.7mm (1/2")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-01-00-00-009	Revisión
1:1		Denominación: Resorte cuña de fricción	00



7	Ensamblaje central-Vigas laterales	B3P-02-02-00-000	1
6	Alojamiento rodamientos	B3P-02-01-00-000	2
5	Canal corredera sistemas de frenos	B3P-02-00-00-005	2
4	Refuerzon central-Vigas laterales	B3P-02-00-00-004	6
3	Inferior-Vigas laterales	B3P-02-00-00-003	1
2	Superior-Vigas laterales	B3P-02-00-00-002	1
1	Laterales-Vigas laterales	B3P-02-00-00-001	2

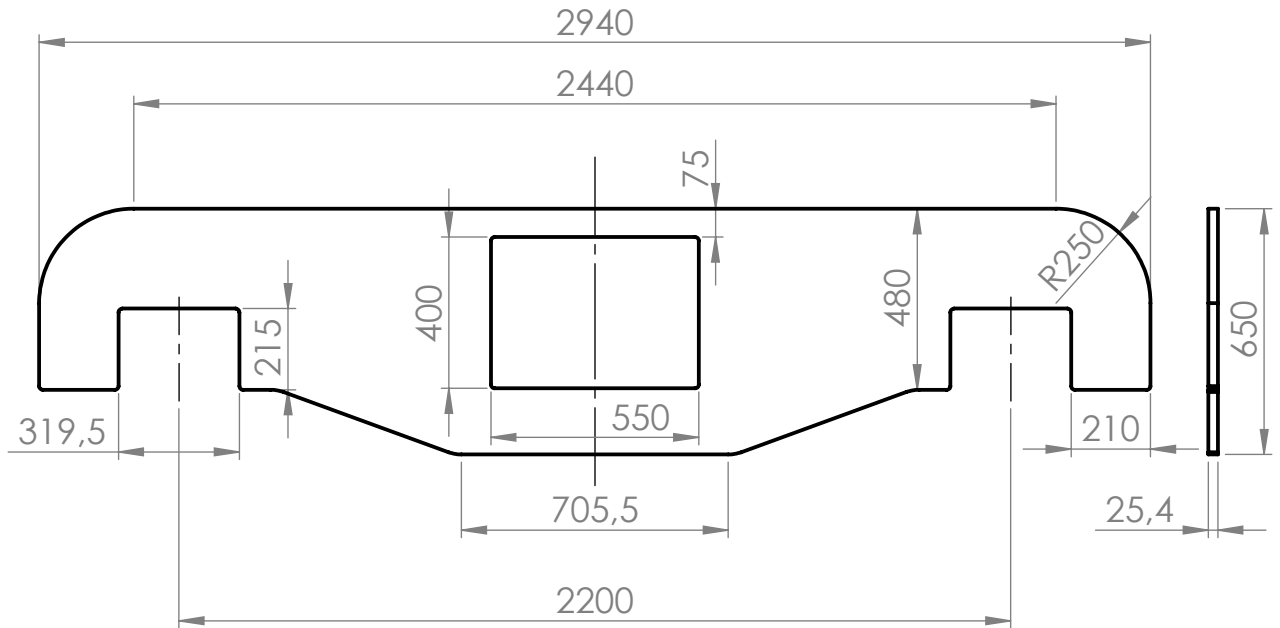
Posición	Denominación	Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			

MORAND S.A.

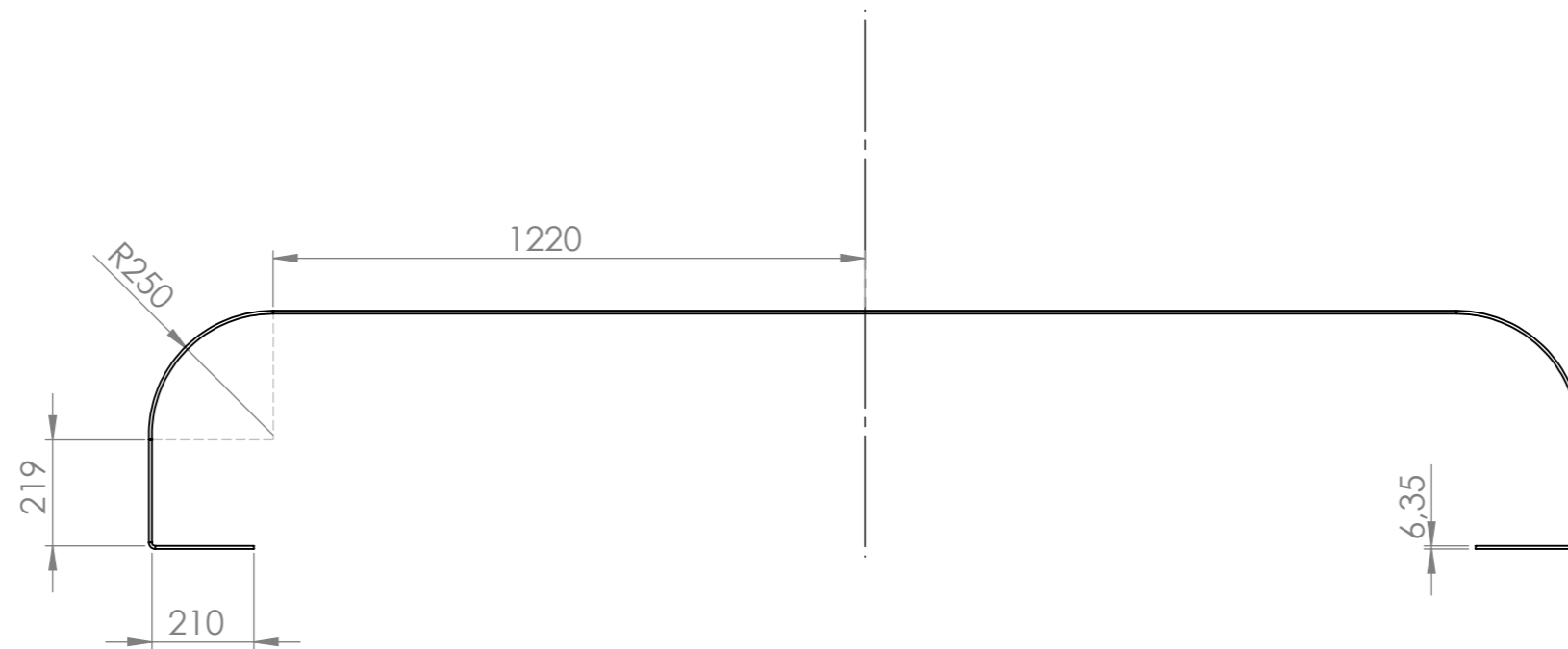
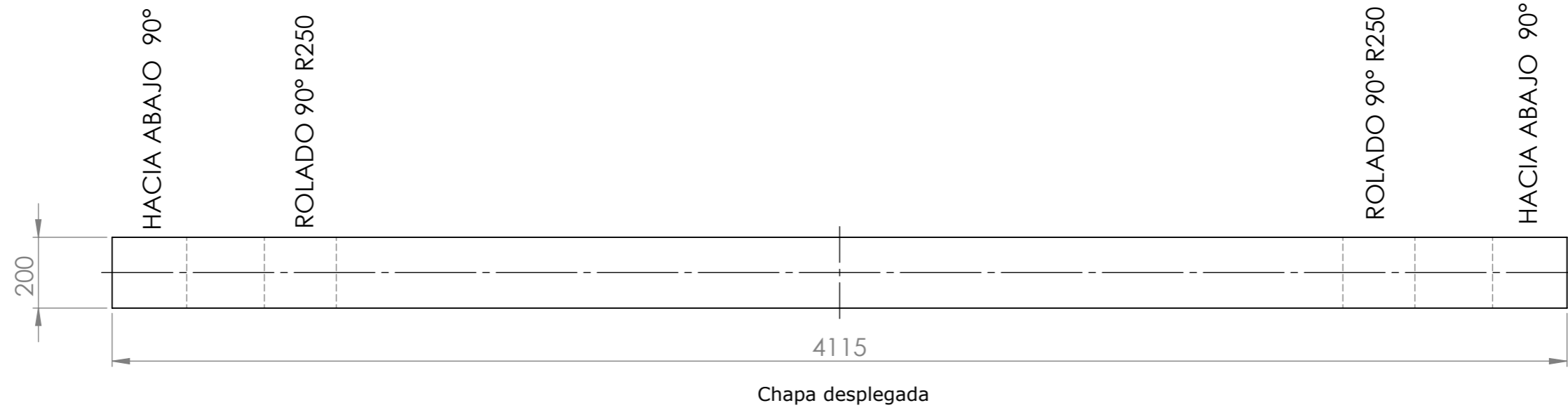
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMALES 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material:	Tratamiento:
--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	--	------------------	---------------------

Escala	Norma	Código: B3P-02-00-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Vigas laterales bogies	00

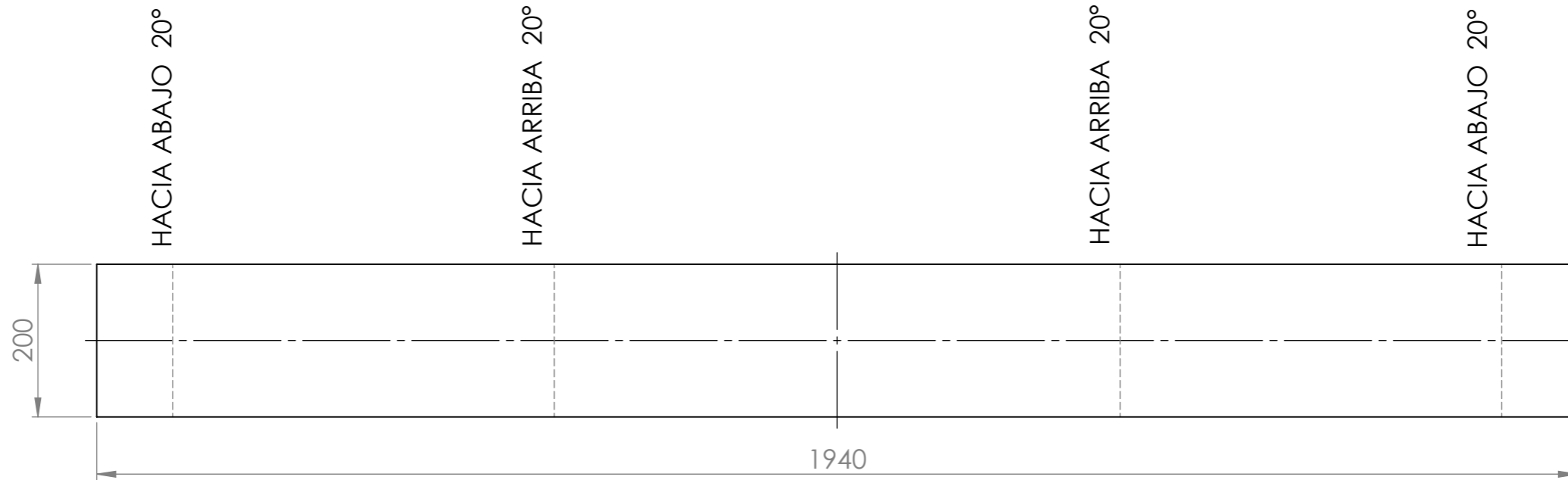
NOTA: Radios no especificados = R10



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=25.4mm (1")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:20	Norma 	Código: B3P-02-00-00-001 Denominación: Laterales-Vigas laterales bogies	Revisión 00



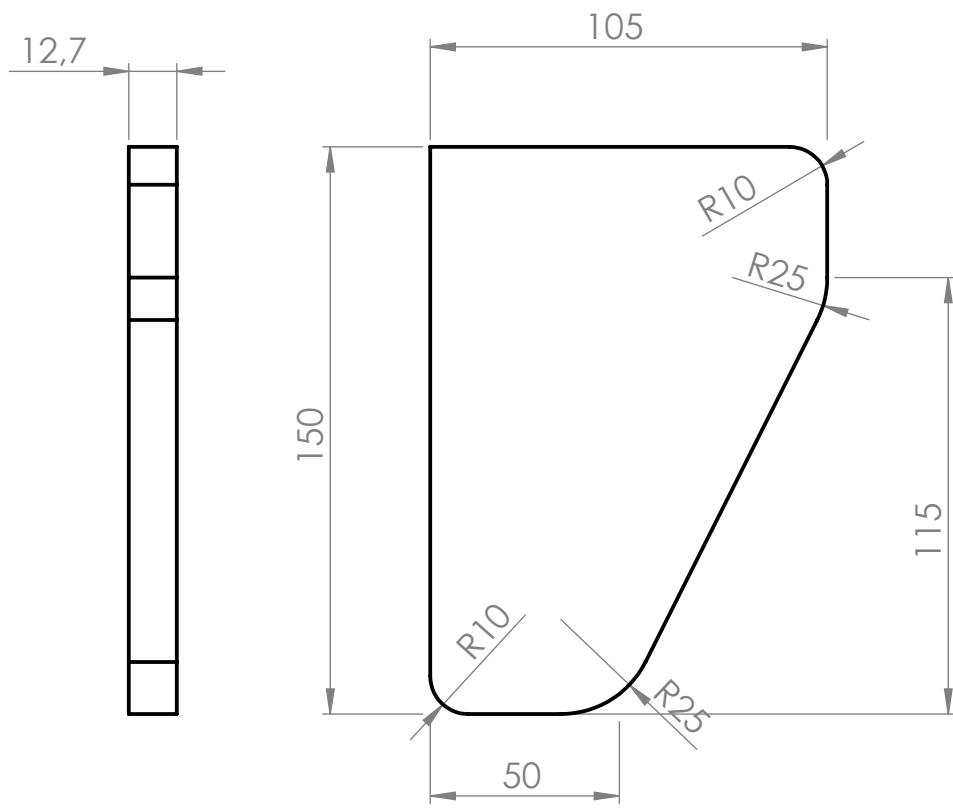
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: B3P-02-00-00-002 Denominación: Superior-Vigas laterales bogies	Revisión 00




Chapa desplegada

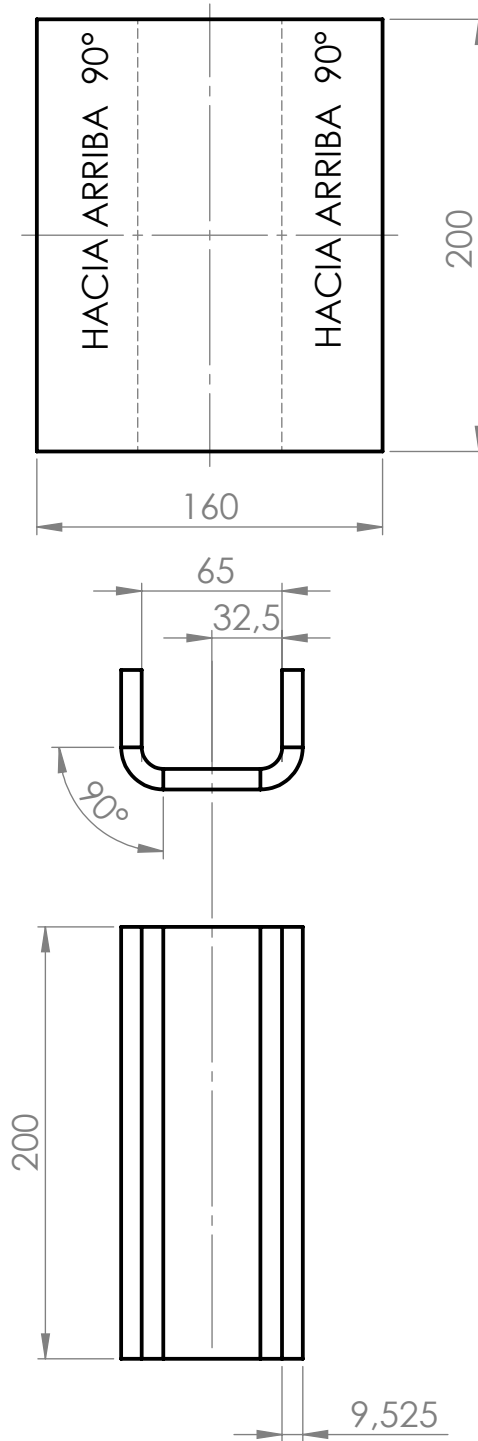


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	Tratamiento:	
Escala 1:7.5	Norma 	Código: B3P-02-00-00-003 Denominación: Inferior-Vigas laterales bogies	Revisión 00

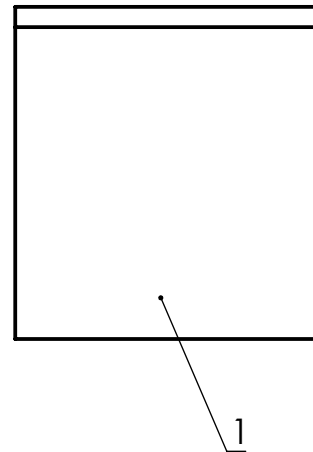
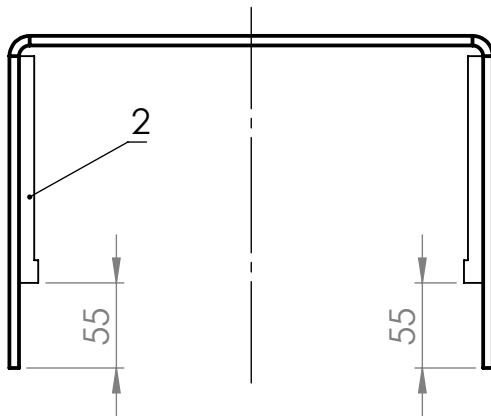
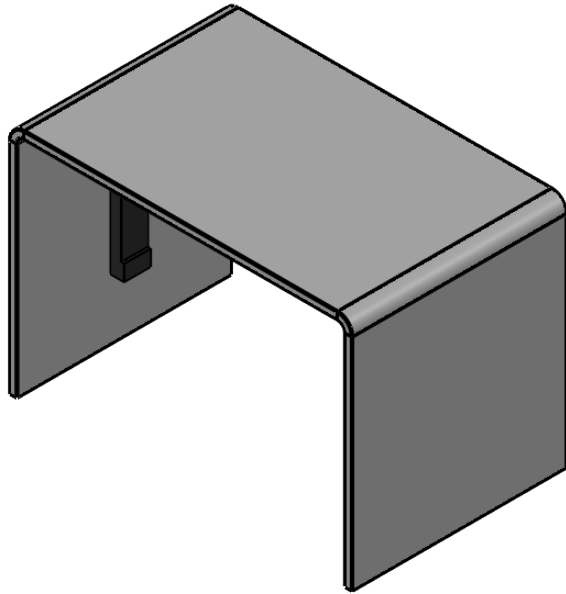


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=12.7mm (1/2")		<u>Tratamiento:</u>
	Escala 1:2	Norma 	Código: B3P-02-00-00-004 Denominación: Refuerzo central-Vigas laterales bogies

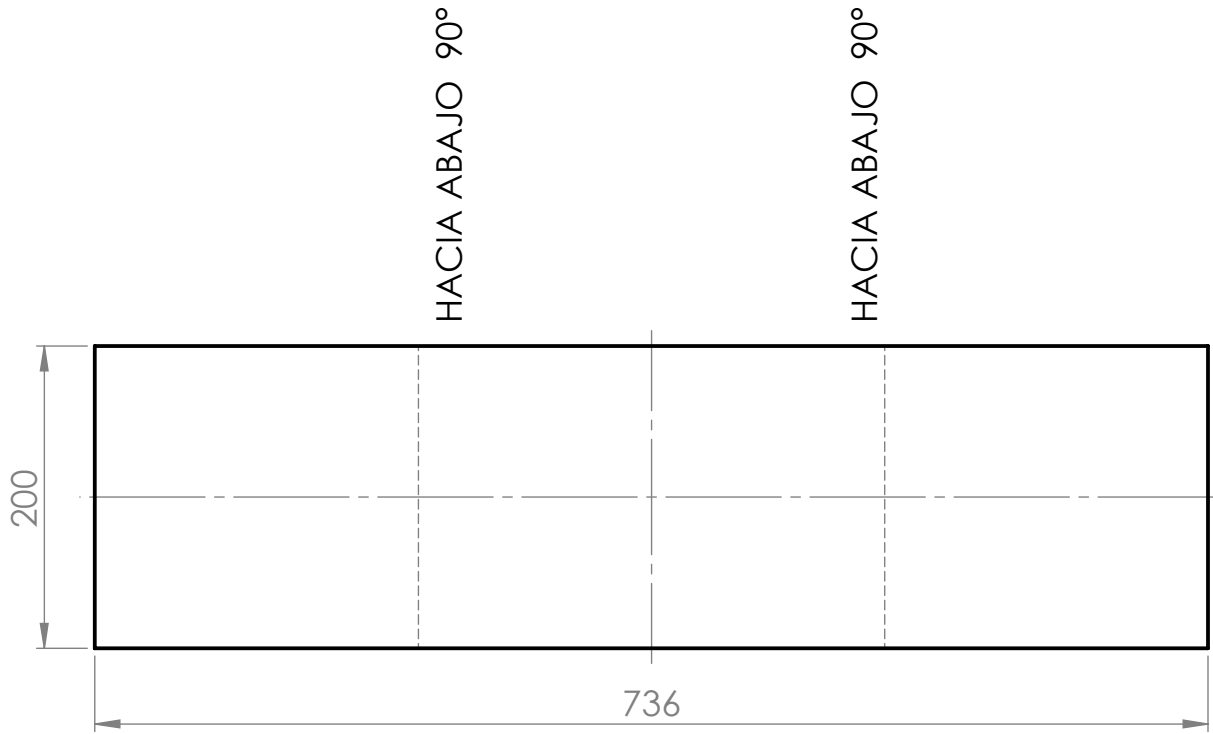
Chapa desplegada



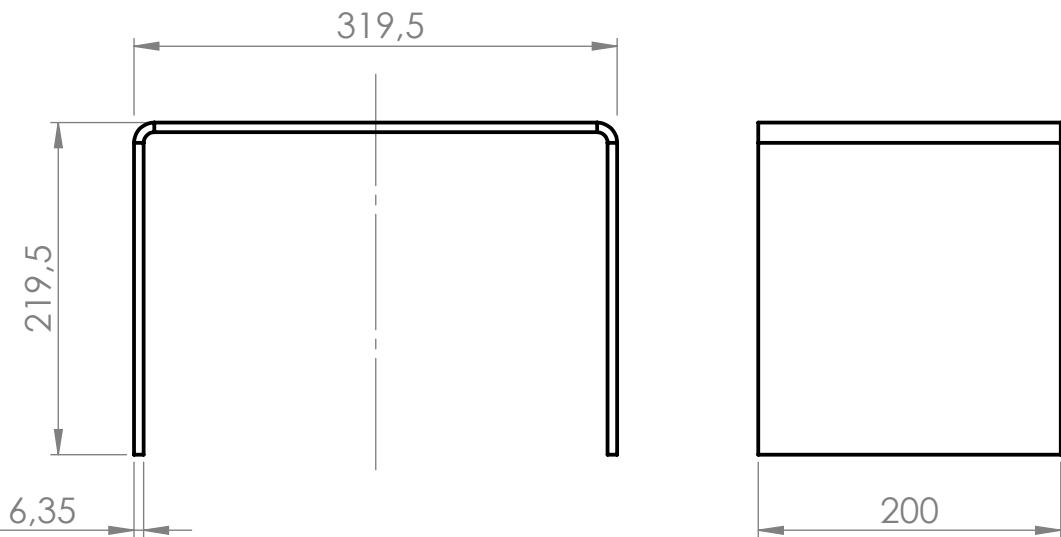
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa acero 15B30 t=9.525mm (3/8")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-02-00-00-005	Revisión
1:3.5		Denominación: Canal corredera sistema de frenos	00



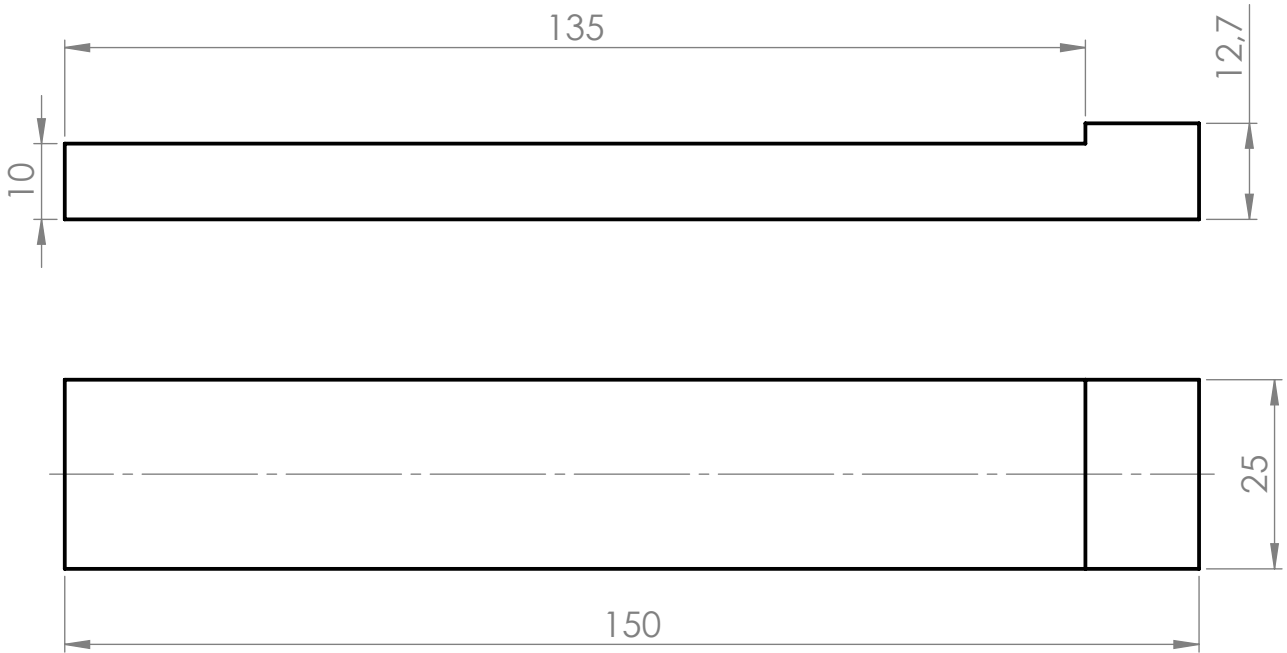
2	Cuña alojamiento porta rodamientos	B3P-02-01-00-002	2
1	Chapa alojamiento porta rodamientos	B3P-02-01-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: B3P-02-01-00-001	Revisión
1:5		Denominación: Alojamiento porta rodamientos	00




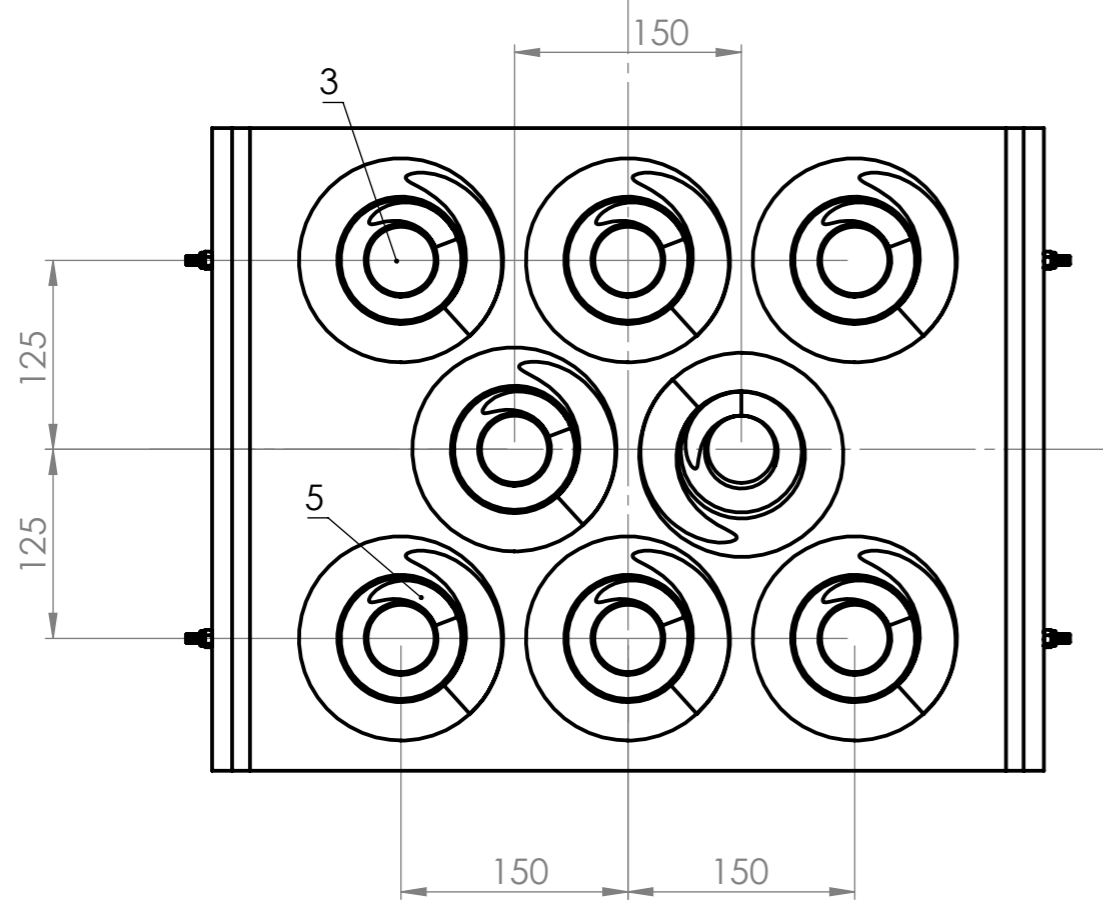
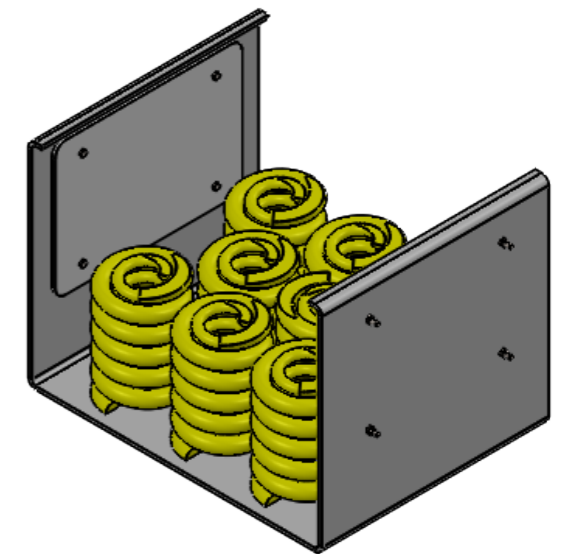
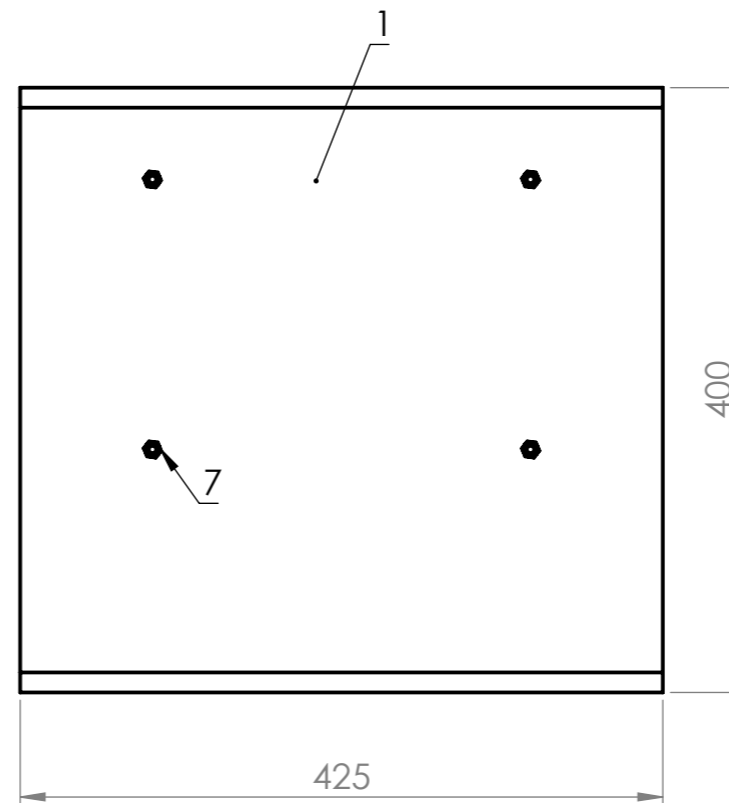
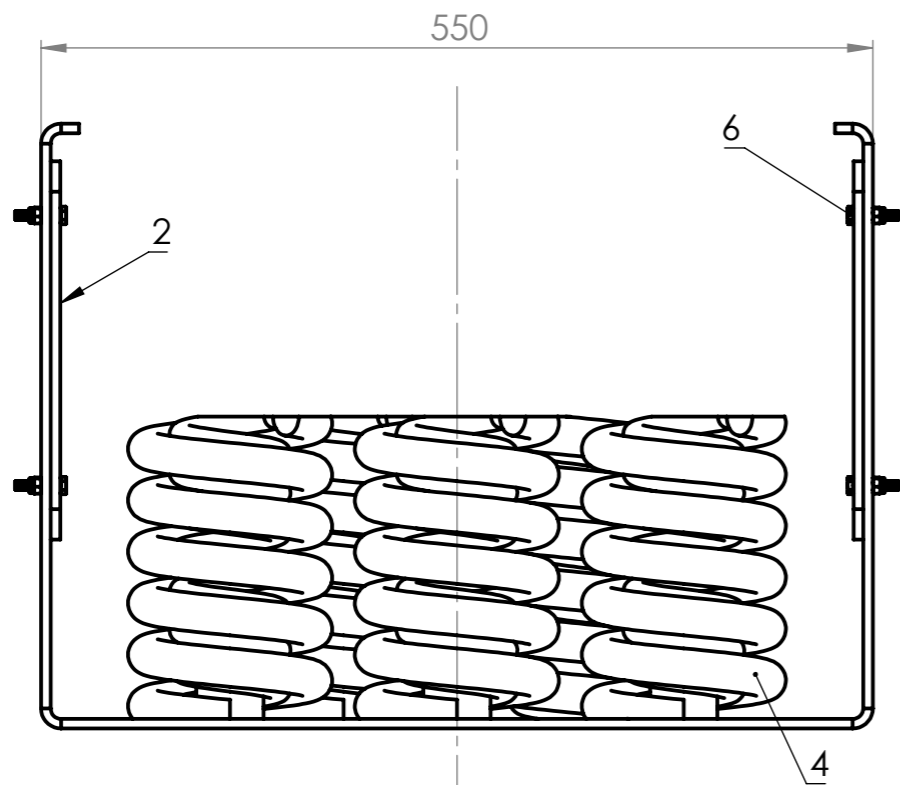
Chapa desplegada



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $+0,5$ UN DECIMAL 0,0 $+0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $+0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:5	Norma 	Código: B3P-02-01-00-001 Denominación: Chapa plegada alojamiento portarodamientos	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=12.7mm (1/2")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:1	Norma 	Código: B3P-02-01-00-002 Denominación: Cuña alojamiento porta rodamientos	Revisión 00

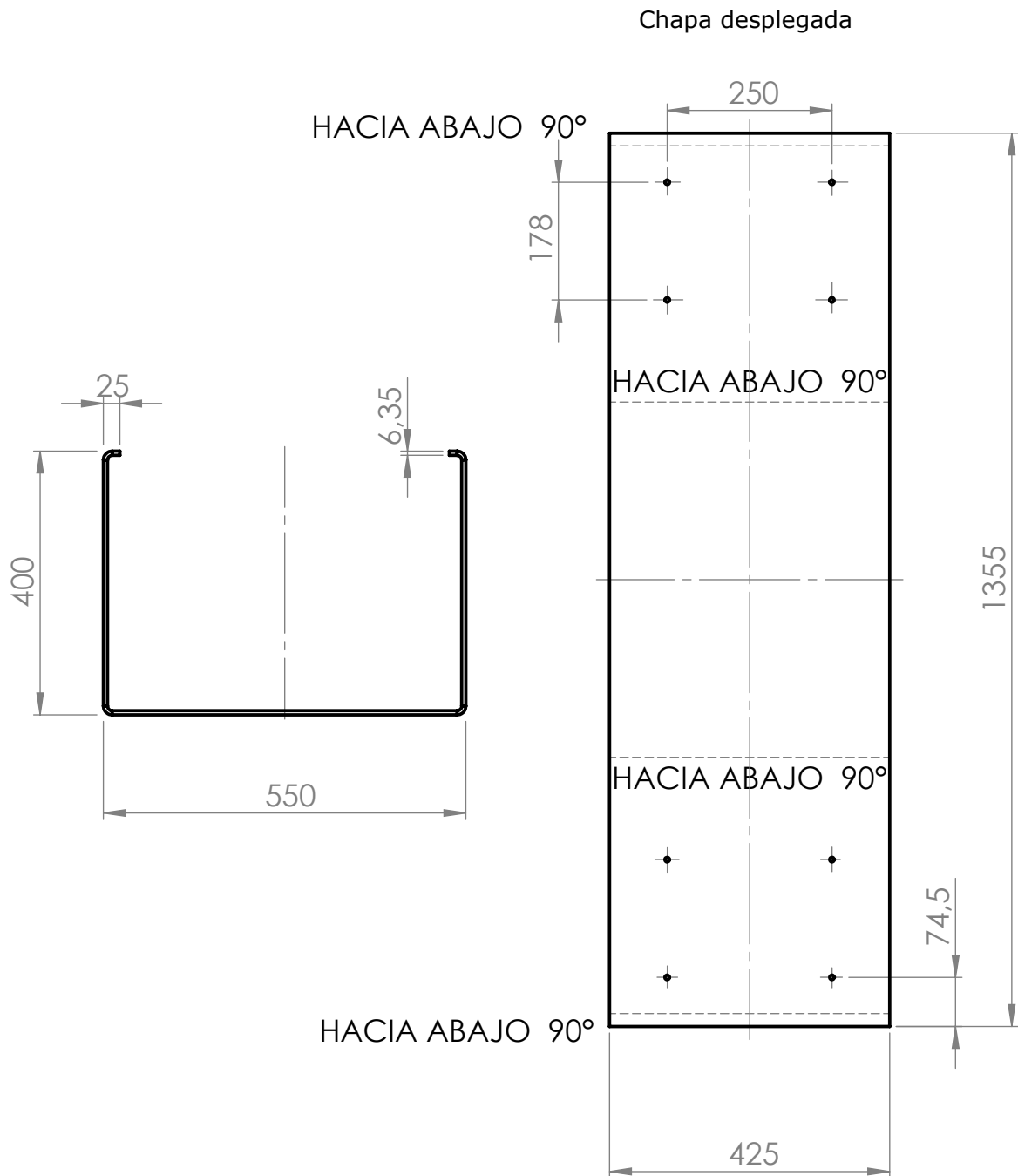


7	Tuerca autofrenante M6	STD	8
6	Bulón cabeza hex. M6x30x30	STD	8
5	Resortes interiores	B3P-02-02-00-005	8
4	Resortes exteriores	B3P-02-02-00-004	8
3	Alojamientos resortes-Sus. secundaria	B3P-02-02-00-003	8
2	Placa de fricción	B3P-02-02-00-002	2
1	Chapa central-Vigas laterales	B3P-02-02-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>

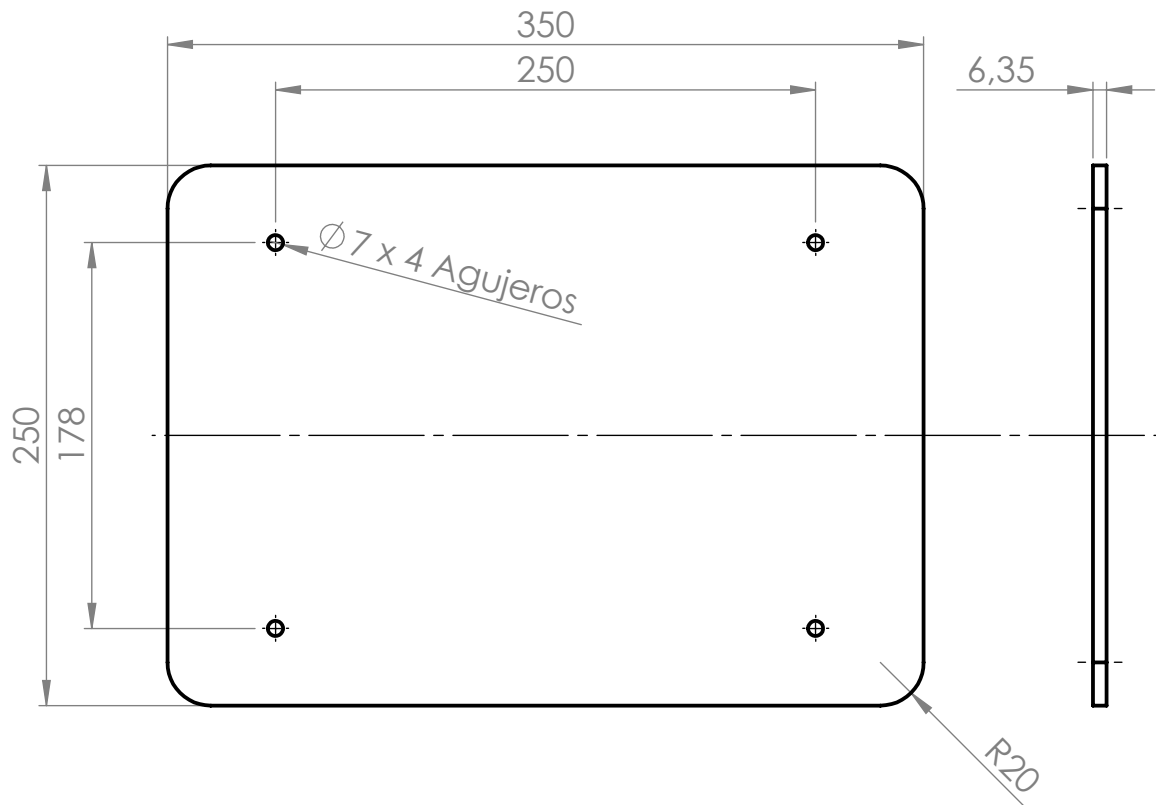
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	29/6/2021	

<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	------------------	---------------------

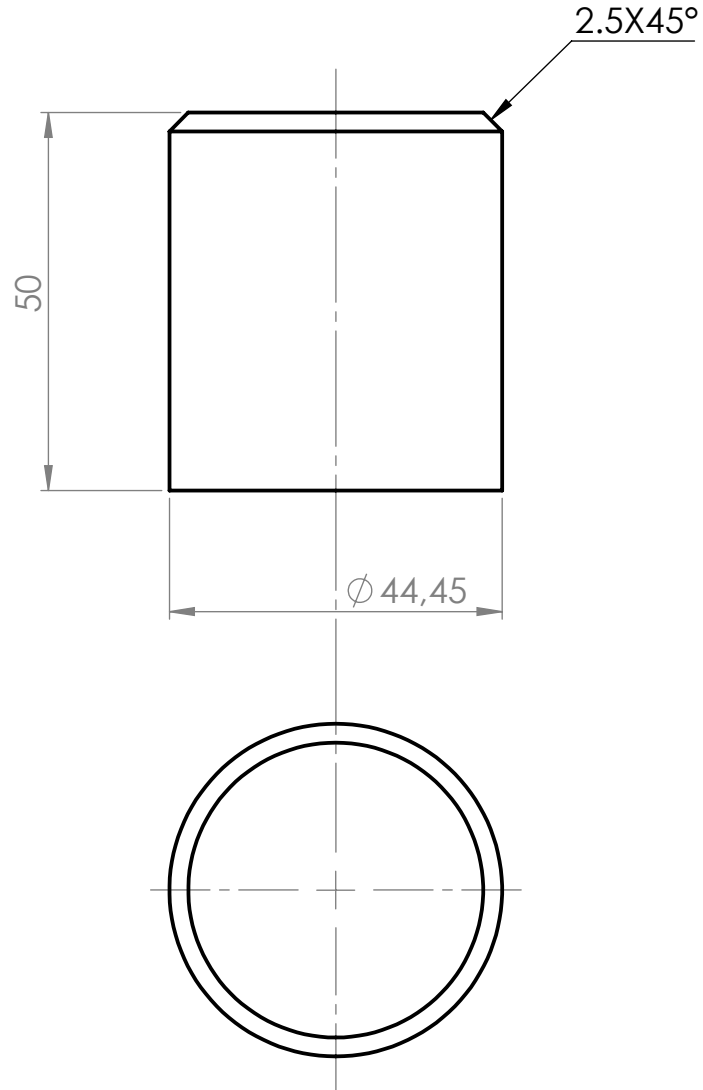
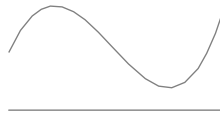
Escala	Norma	Código: B3P-02-02-00-000	Revisión
1:5		Denominación: Ensamblaje central vigas laterales bogies	00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")		Tratamiento:
Escala 1:10	Norma 	Código: B3P-02-02-00-001	
		Denominación: Chapa central vigas laterales bogies	
			Revisión 00

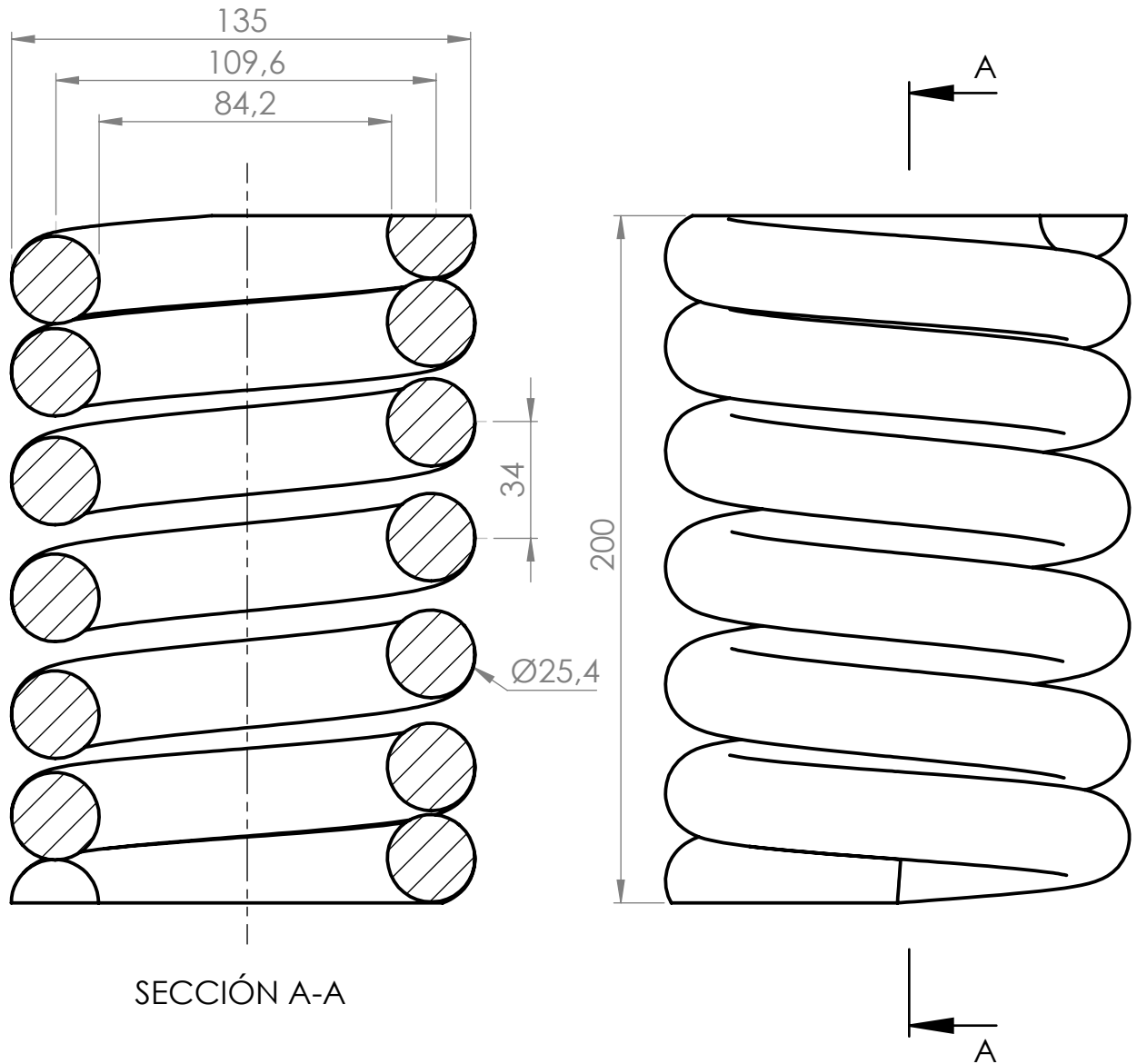


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa acero 15B30 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:3.5	Norma 	Código: B3P-02-02-00-002 Denominación: Placa de fricción bogies	Revisión 00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero SAE 1026 red. trefilado Ø44.45mm (1 3/4")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-02-02-00-003	Revisión
1:1		Denominación: Alojamiento resortes suspensión secundaria	00

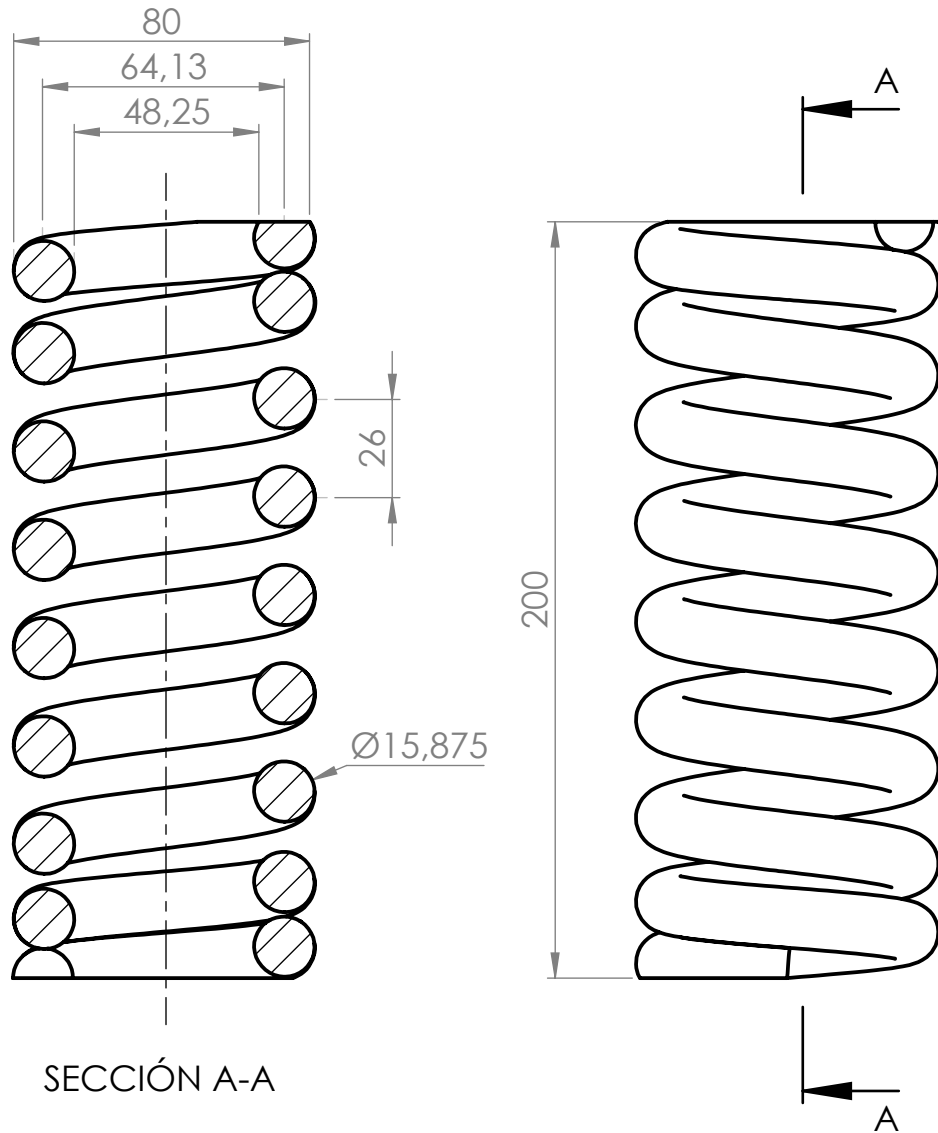
NOTA: Extremos amolados y escuadrados



SECCIÓN A-A

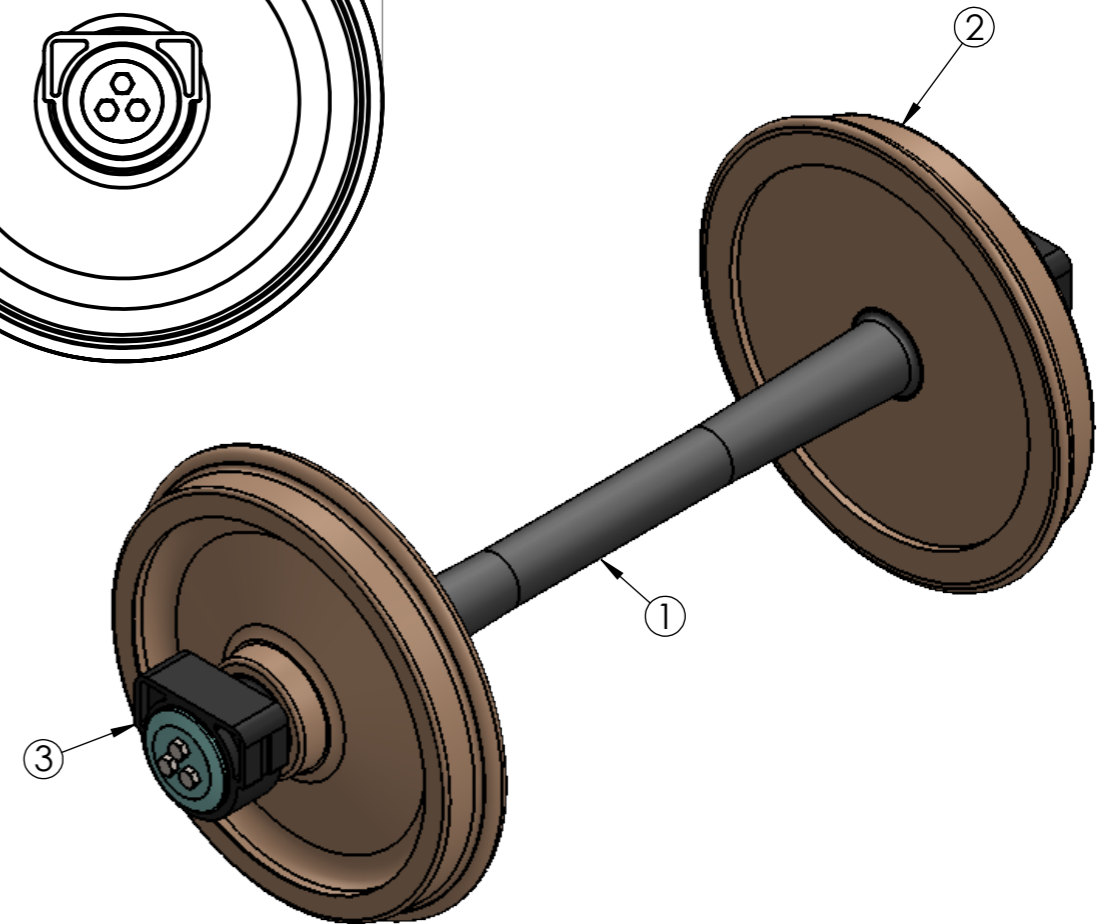
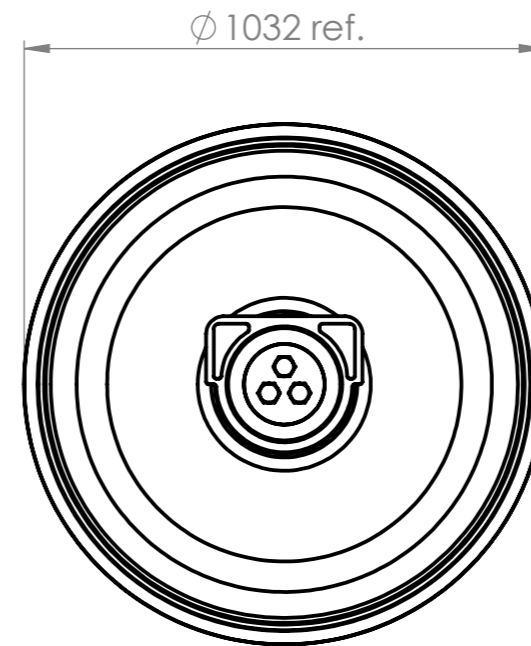
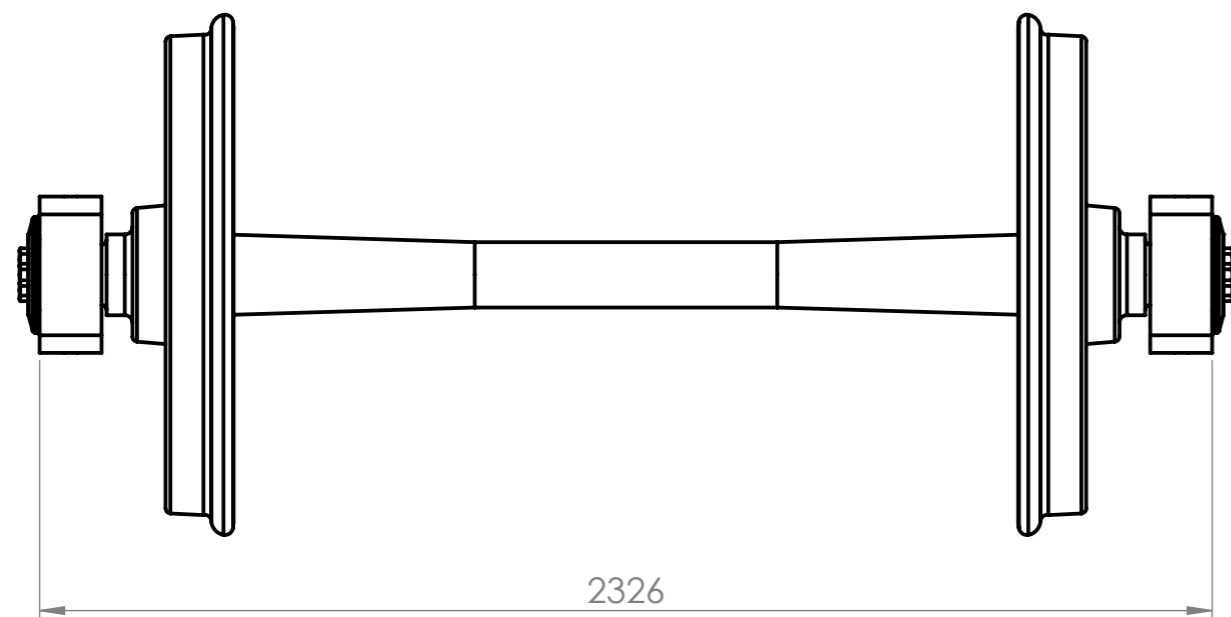
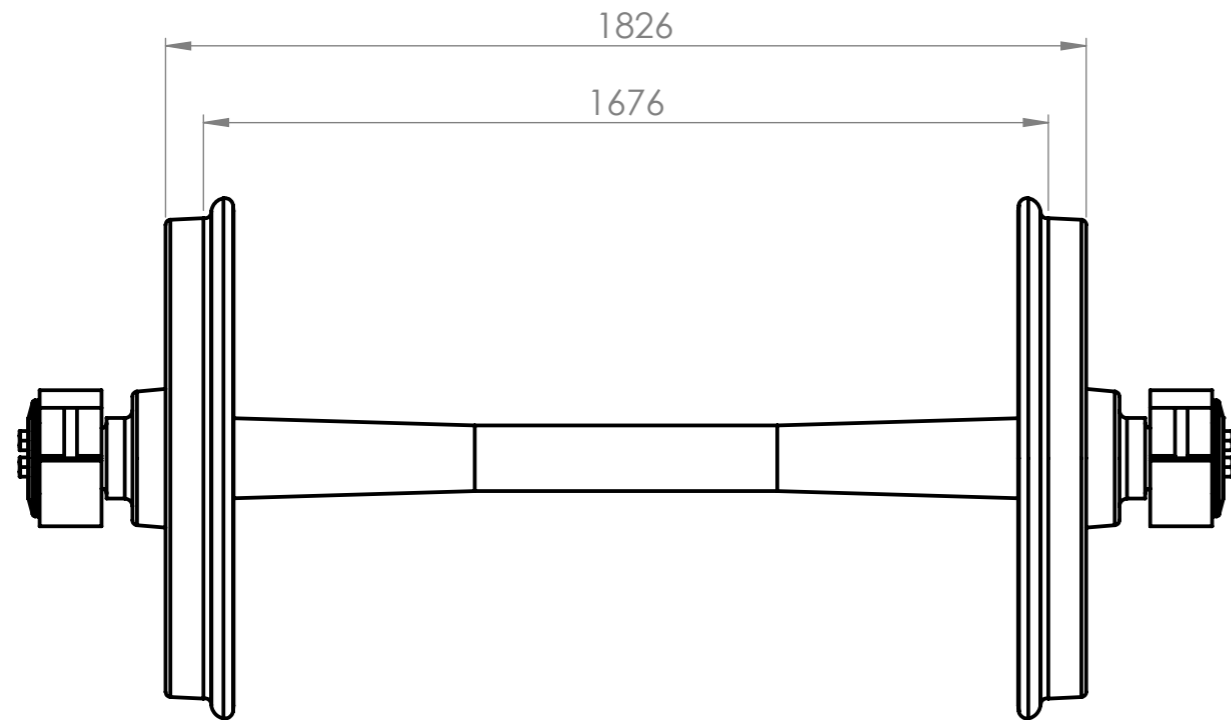
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	4/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero AISI 9254 Bobinado en caliente Ø25.4mm (1")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-02-02-00-004	Revisión
1:2		Denominación: Resorte exterior suspensión secundaria bogies	00

NOTA: Extremos escuadrados y amolados



SECCIÓN A-A

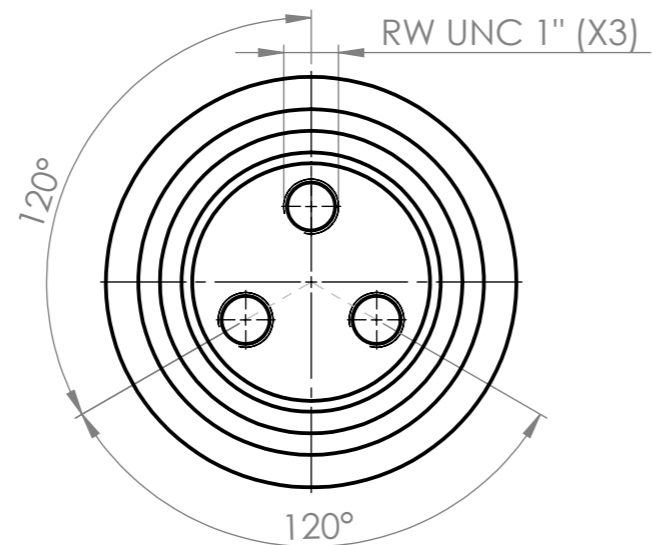
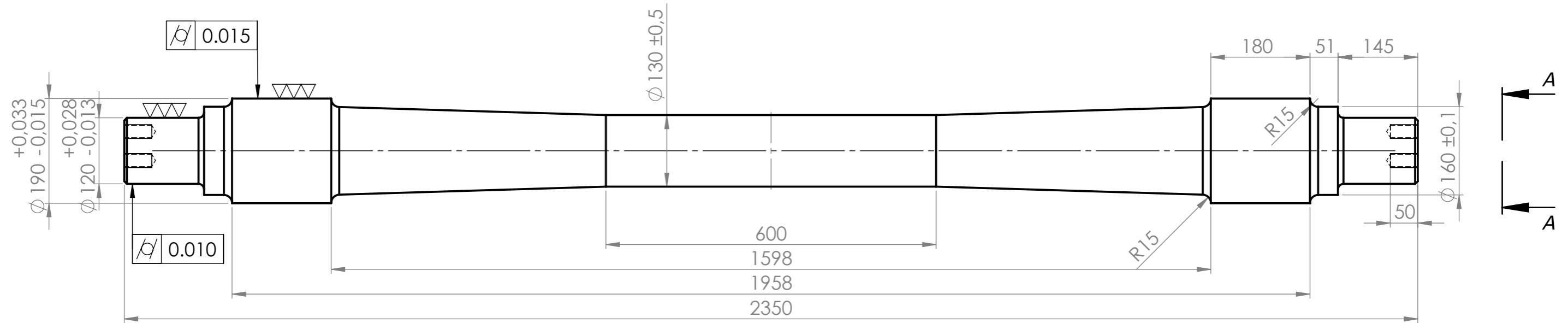
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	4/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero AISI 9254 Bobinado en caliente $\varnothing 15.875\text{mm}$ (5/8")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-02-02-00-005	Revisión
1:2		Denominación: Resorte interior suspensión secundaria bogies	00



3	Sistema cojinete de rodadura	B3P-03-01-00-000	2
2	Ruedas bogies	B3P-03-00-00-002	2
1	Eje bogies	B3P-03-00-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	9/11/2021	
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: B3P-03-00-00-000	Revisión
1:15		Denominación: Wheelset	00

NOTA:

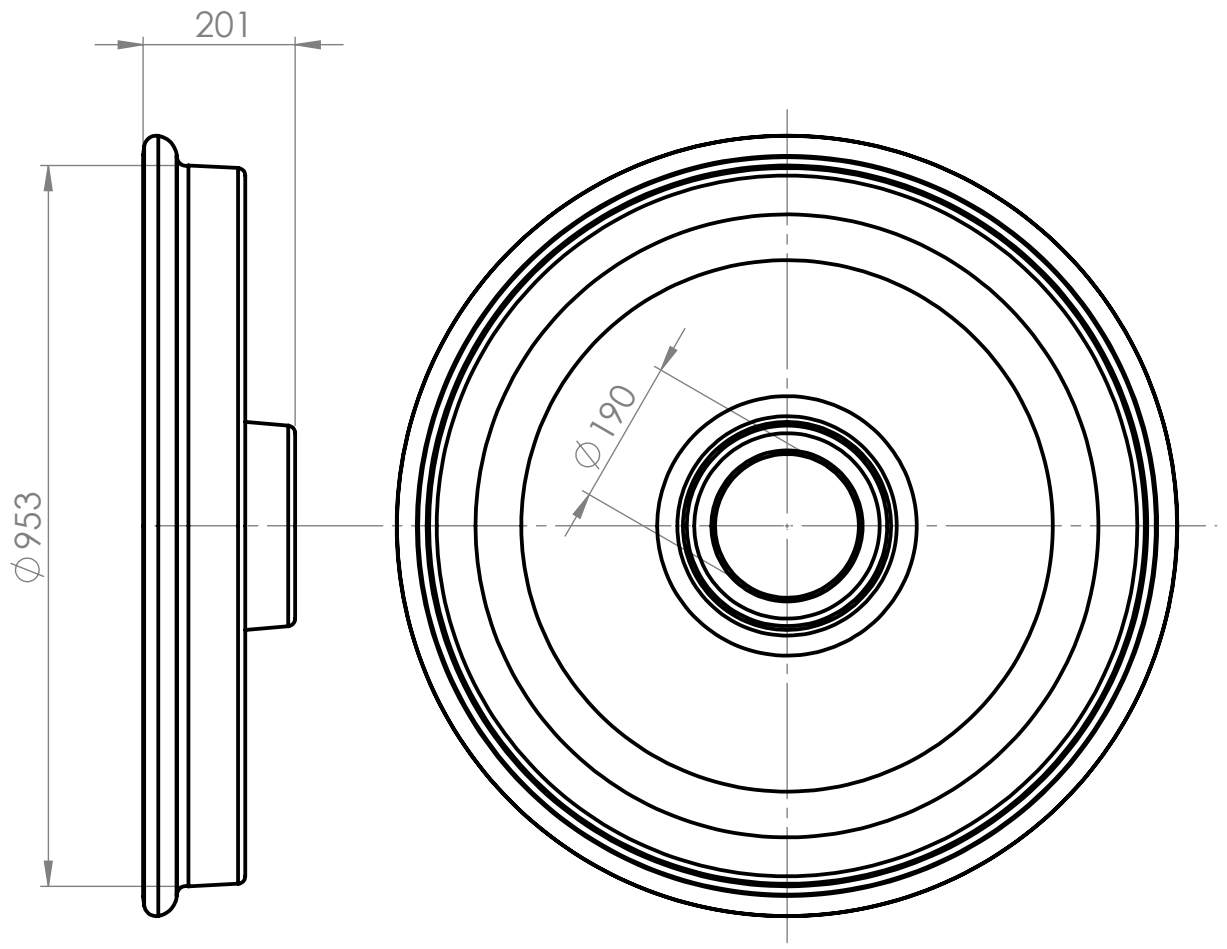
Radios no especificados = R10
 Chaflanes no especificados 5x45°



SECCIÓN A-A
 ESCALA 1 : 3.5

Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	9/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS</small> <small>SIN DECIMAL 0, +0,5</small> <small>UN DECIMAL 0, +0,1</small> <small>DOS DECIMALES 0,00 +0,02</small> <small>NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		Material: Acero AISI 4130 redondo laminado Ø165.1mm (6 1/2")	Tratamiento:
Escala	Norma	Código: B3P-03-00-00-001	Revisión
1:7.5		Denominación: Eje bogies	00

NOTA: Solo dimensiones principales acotadas

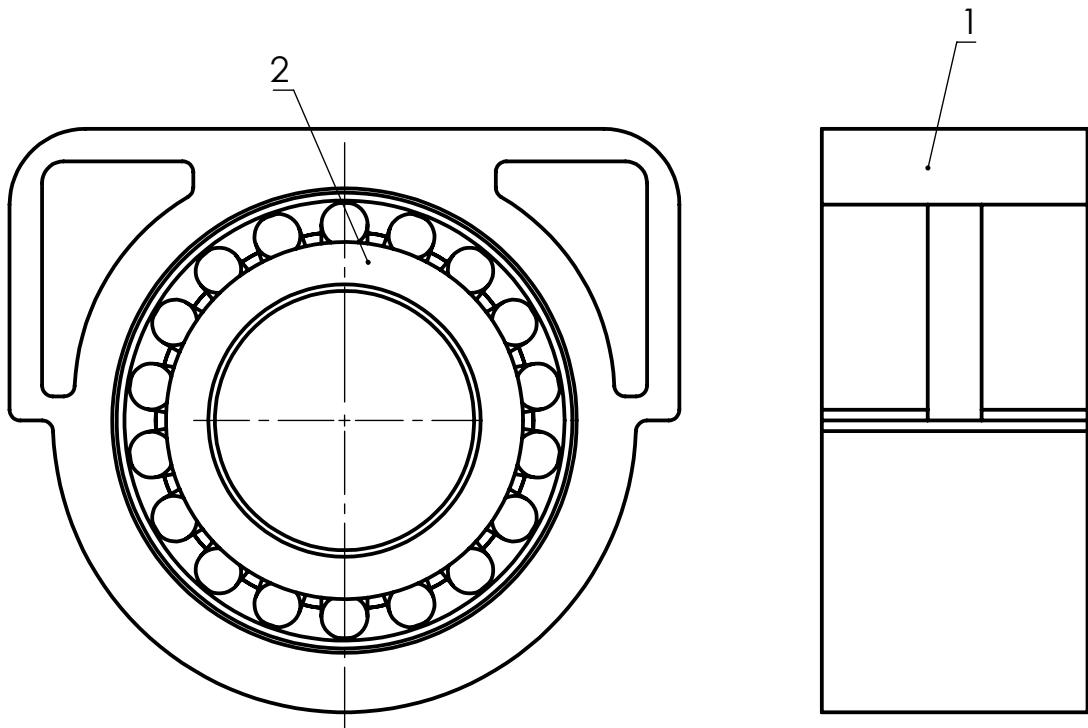
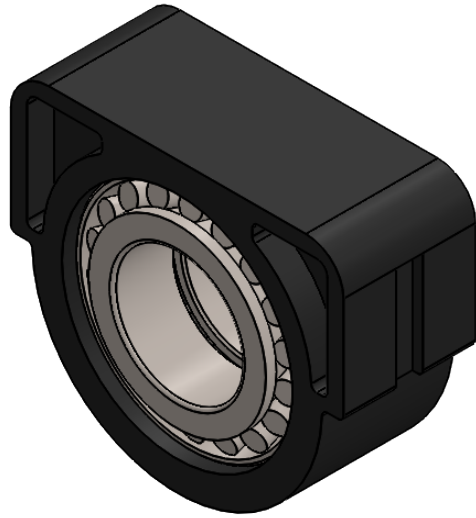


Ruedas tercerizadas bajo planos NEFA:

NEFA 156: Ruedas bogies material remolcado

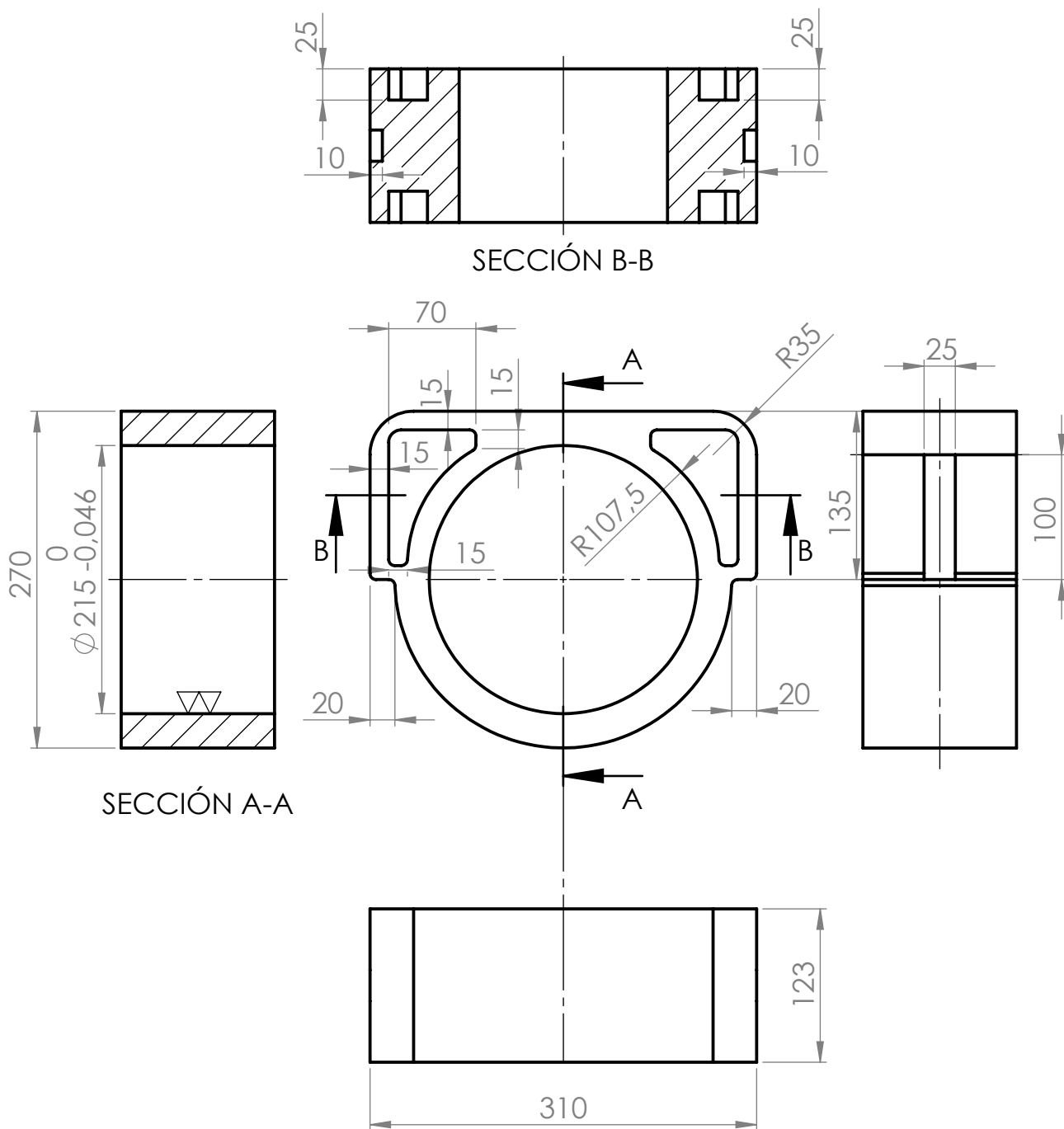
NEFA 706: Perfil de rodadura ruedas vehículo ferroviario

	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	9/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Ver plano NEFA 156	Tratamiento: Ver plano NEFA 156	
Escala 1:10	Norma 	Código: B3P-03-00-00-001 Denominación: Ruedas bogies	Revisión 00




2	Rodamientos bogies	B3P-03-01-00-002	1
1	Caja porta rodamientos	B3P-03-01-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: B3P-03-01-00-000	Revisión
1:3.5		Denominación: Sistema cojinete de rodadura bogies	00

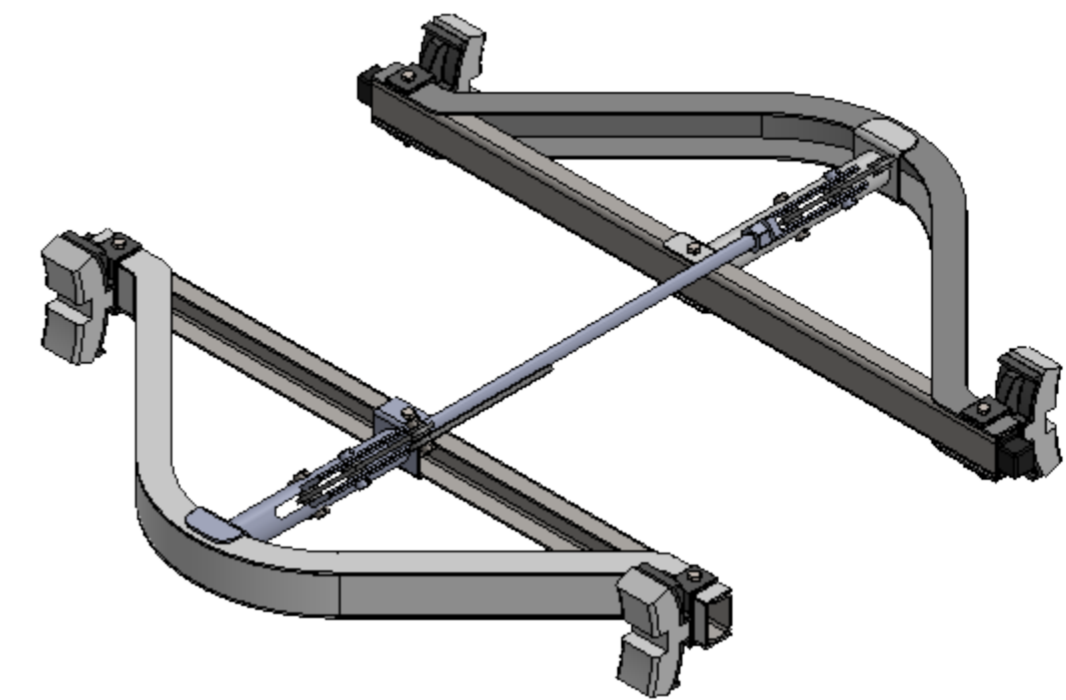
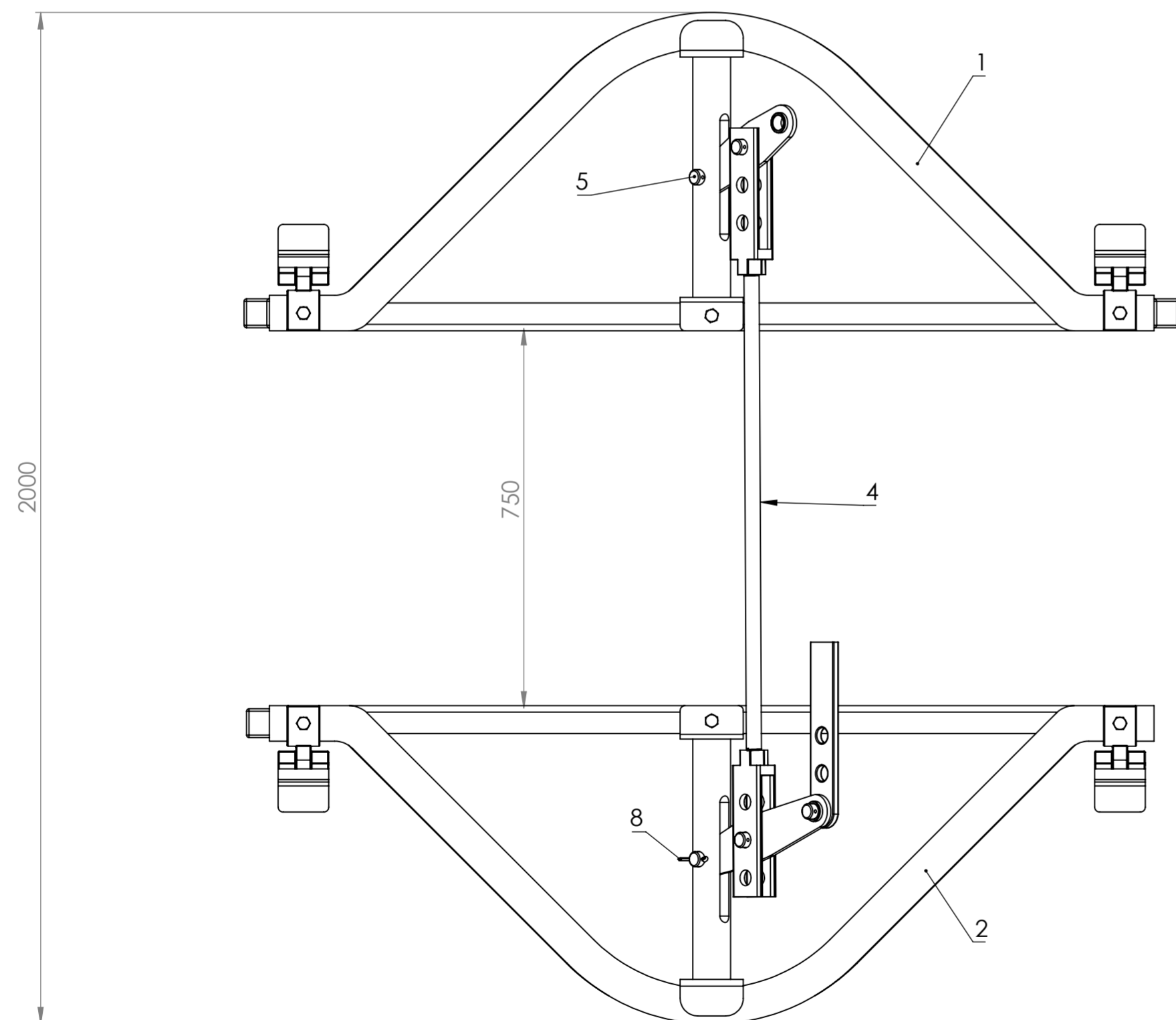
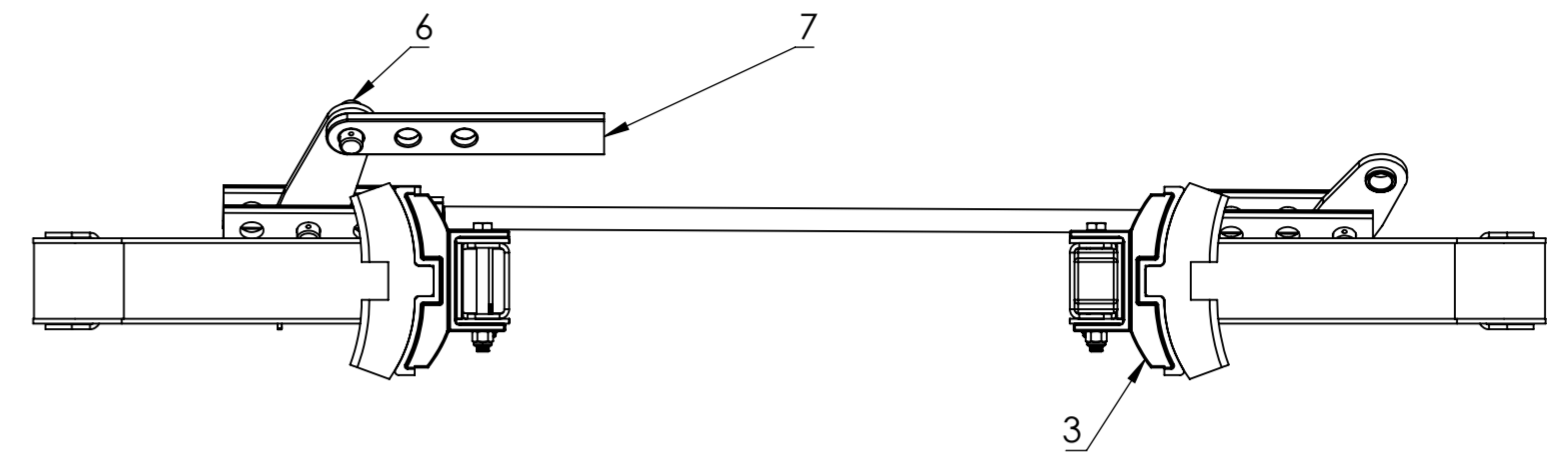
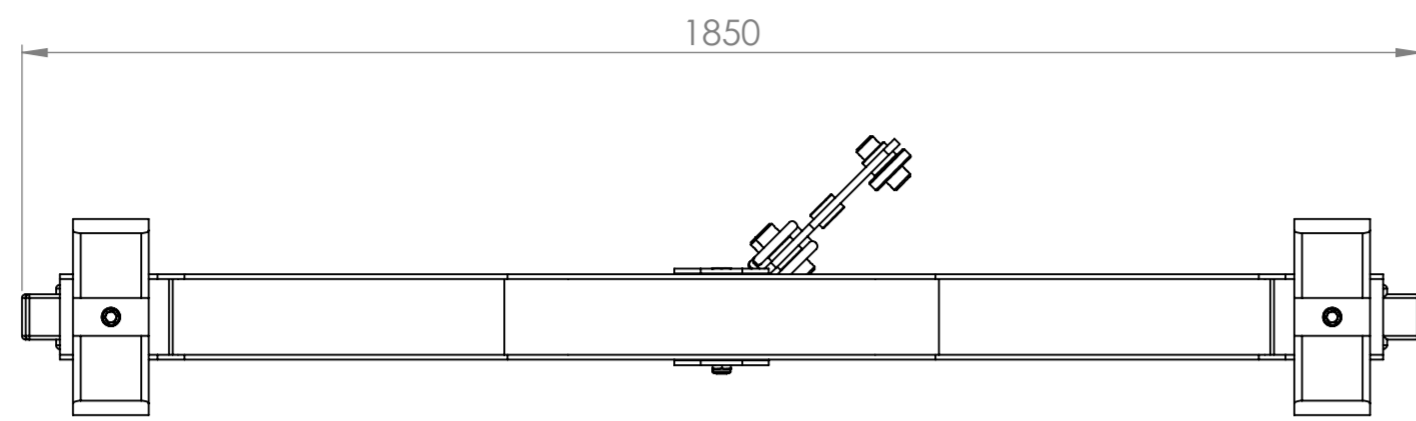
NOTA: Radios no especificados = R5



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0, ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Fundición nodular	Tratamiento:	
Escala 1:5	Norma 	Código: B3P-03-01-00-001	Revisión
		Denominación: Caja porta rodamientos	00

Rodamientos SKF TBU "Tapered roller bearing units"
 (Unidades de rodamientos de rodillos cónicos)
 (SKF 32224T146)
 d=120mm
 D=215mm
 B=146mm

	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u>		<u>Tratamiento:</u>
Escala 1:1	Norma 	Código: B3P-03-01-00-002 Denominación: Rodamientos bogies	
			Revisión 00



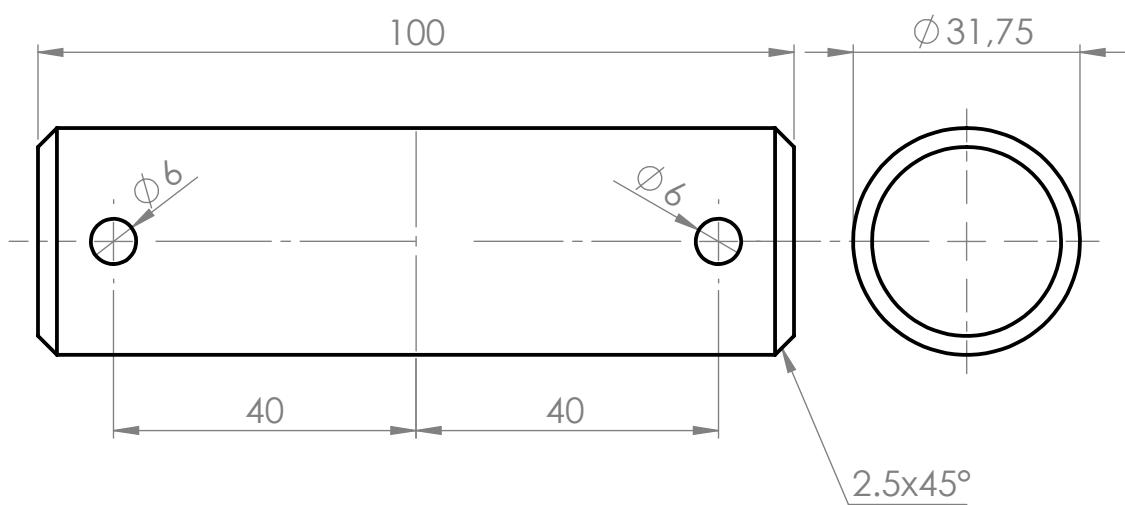
8	Espina elástica DIN 94 06,3 x 60	STD	8
7	Articulación lado bolster	B3P-04-00-00-003	1
6	Perno 3-Sist. de frenos	B3P-04-00-00-002	1
5	Perno 2-Sist. de frenos	B3P-04-00-00-001	2
4	Sist. palancas-Sist. de frenos	B3P-04-04-00-000	1
3	Conjunto zapata-Sist. de frenos	B3P-04-03-00-000	4
2	Chasis 2-Sist. de frenos	B3P-04-02-00-000	1
1	Chasis 1-Sist. de frenos	B3P-04-01-00-000	1

Posición	Denominación	Código	Cantidad
----------	--------------	--------	----------

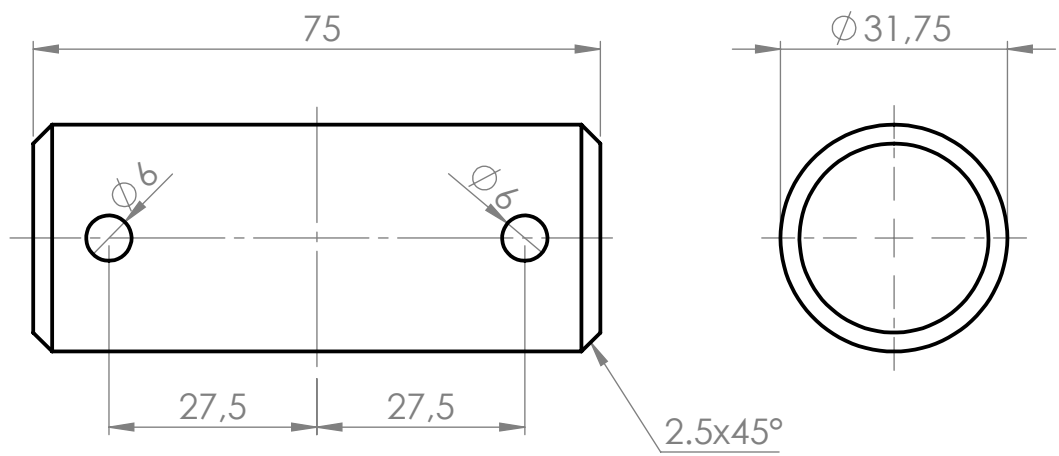
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	11/11/2021	
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMALES 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>			

Material:		Tratamiento:
------------------	--	---------------------

Escala	Norma	Código: B3P-04-00-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Sistema de frenos	

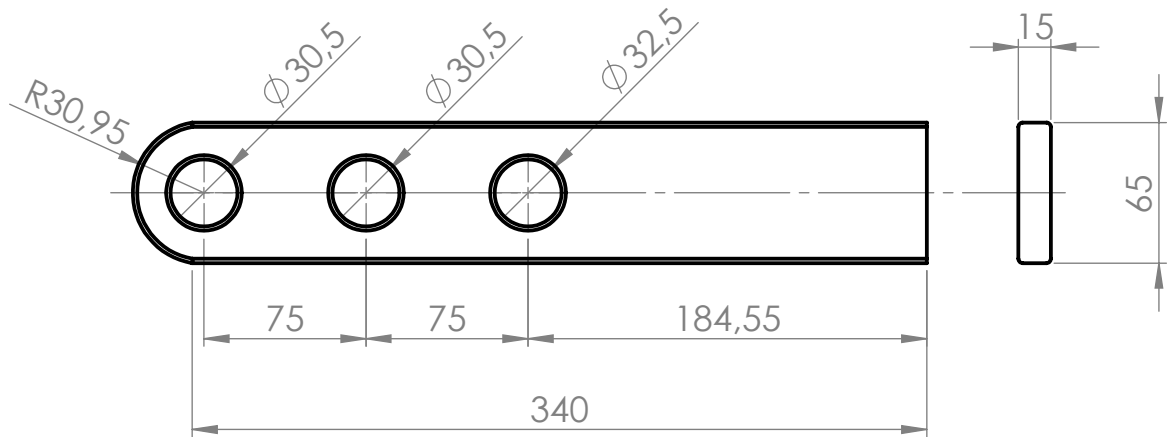


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero SAE 4140 red. trefilado Ø31.75mm (1 1/4")	Tratamiento: Templar y revenir RC45-50	
Escala 1:1	Norma 	Código: B3P-04-00-00-001 Denominación: Perno 2-Sistema de frenos	Revisión 00

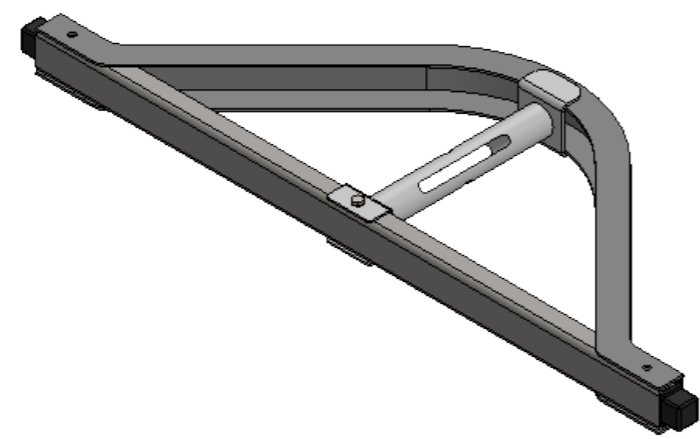
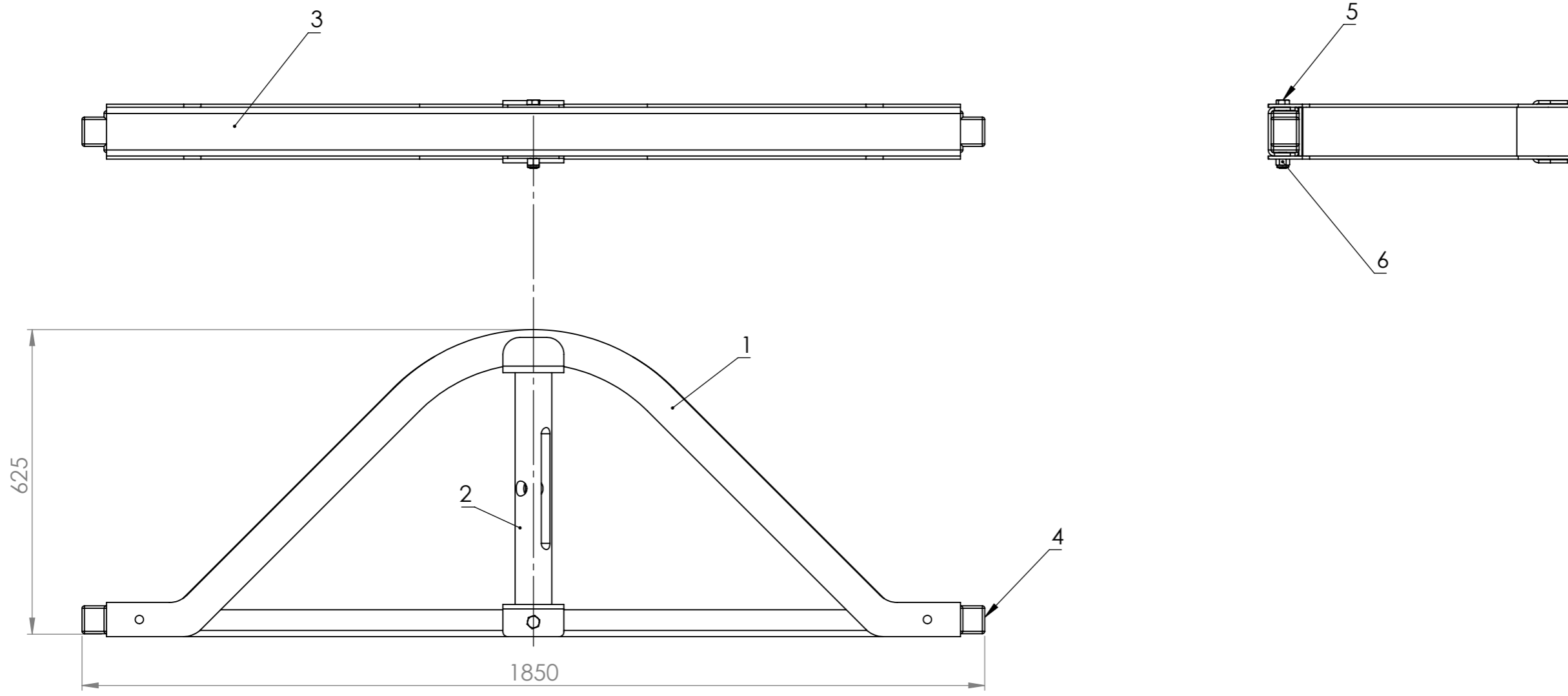


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero SAE 4140 red. trefilado Ø31.75mm (1 1/4")	Tratamiento: Templar y revenir RC 45-50	
Escala	Norma	Código: B3P-04-00-00-002	Revisión
1:1		Denominación: Perno 3-Sistema de frenos	00

NOTA: Radios no especificados = R5



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=15.875mm (5/8")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:3.5	Norma 	Código: B3P-04-00-00-003 Denominación: Articulación bolster-Sistema de frenos	Revisión 00



6	Tuerca autofrenante M16	STD	1
5	Bulón grado 8.8 M16x130x44	STD	1
4	Apoyos laterales-Sist. de frenos	B3P-04-01-00-002	2
3	Miembro compresor	B3P-04-01-00-001	1
2	Miembro tensor	B3P-04-01-02-000	1
1	Aloj. palanca-Chasis 1	B3P-04-01-01-000	1

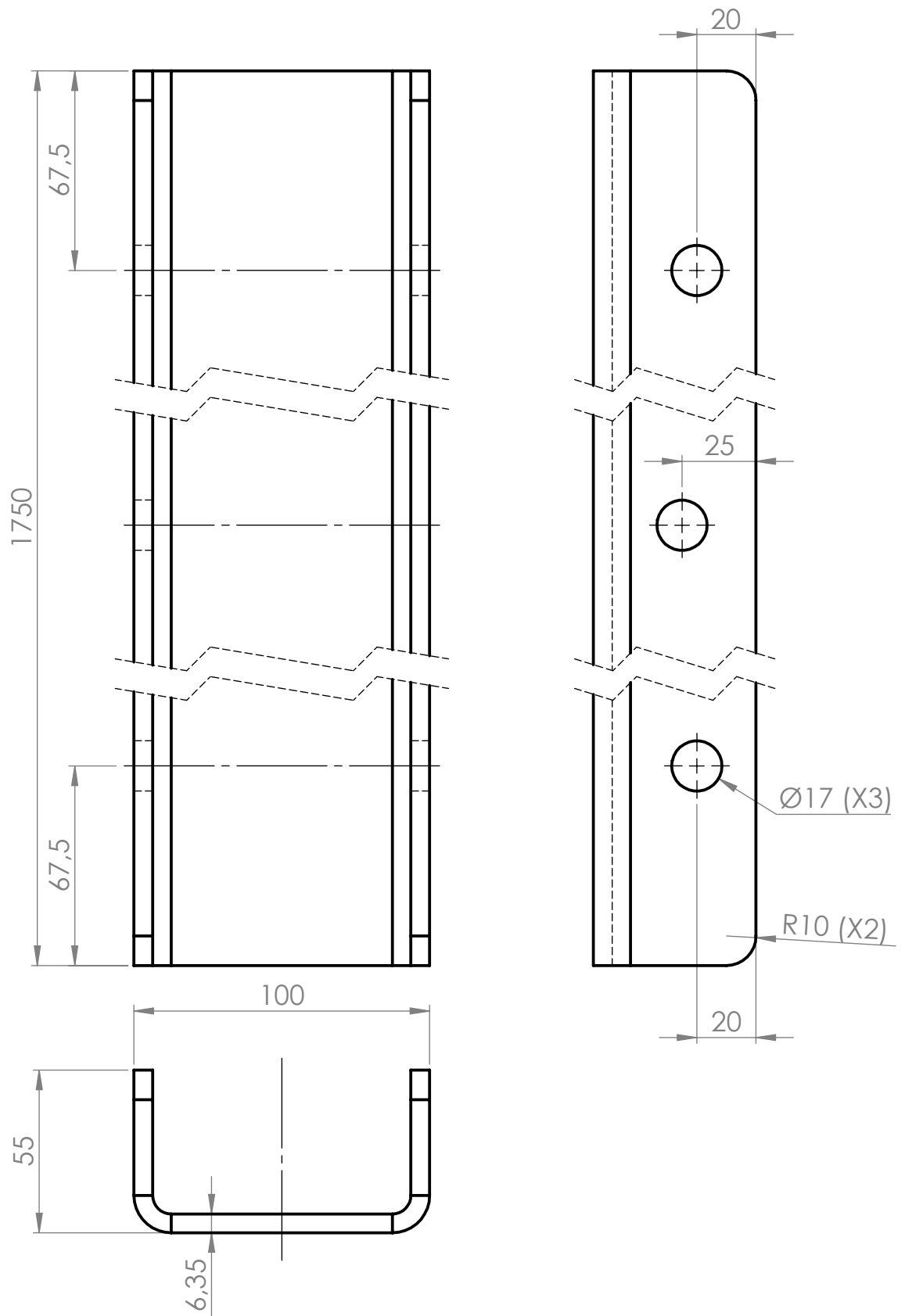
Posición	Denominación	Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			

MORAND S.A.

TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS
SIN DECIMAL 0, ±0,5
UN DECIMAL 0, ±0,1
DOS DECIMALES 0,00 ±0,02
NO MEDIR SOBRE EL PLANO

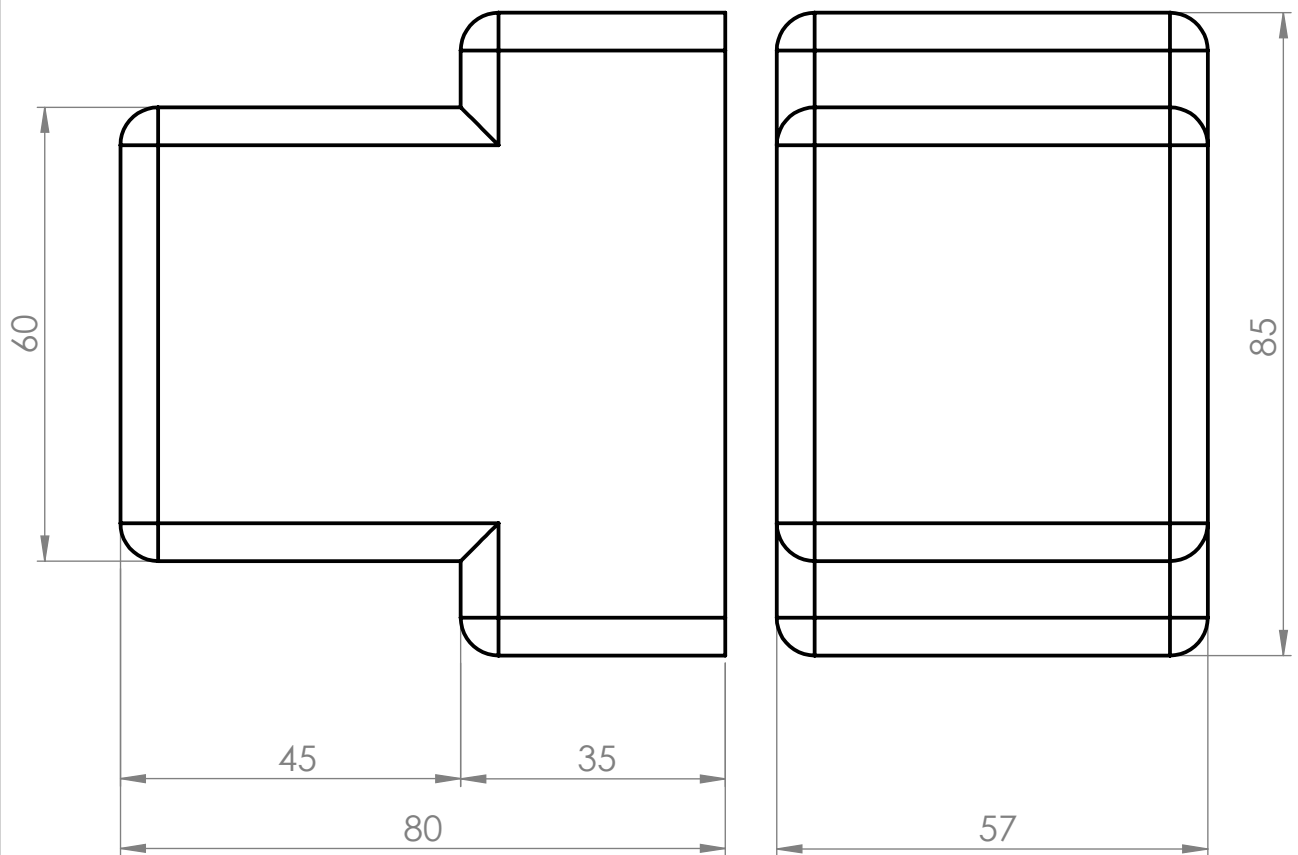
Material: **Tratamiento:**


Escala	Norma	Código: B3P-04-01-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Chasis 1-Sistema de frenos	00

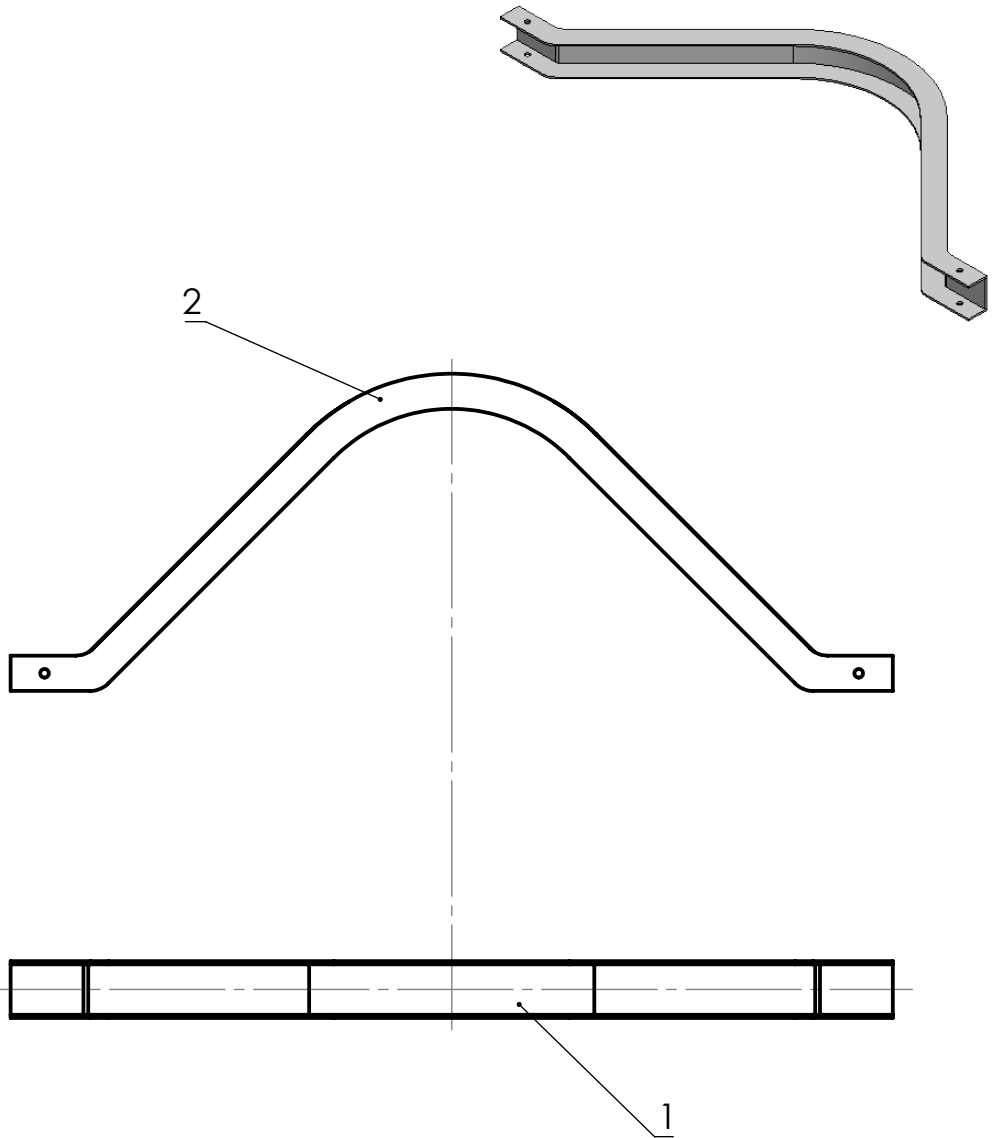


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC 420 t=6,35mm (1/4")	Tratamiento:	
Escala	Norma	Código: B3P-04-01-00-001	Revisión
1:15		Denominación: Miembro compresor-Chasis sist. frenos	00

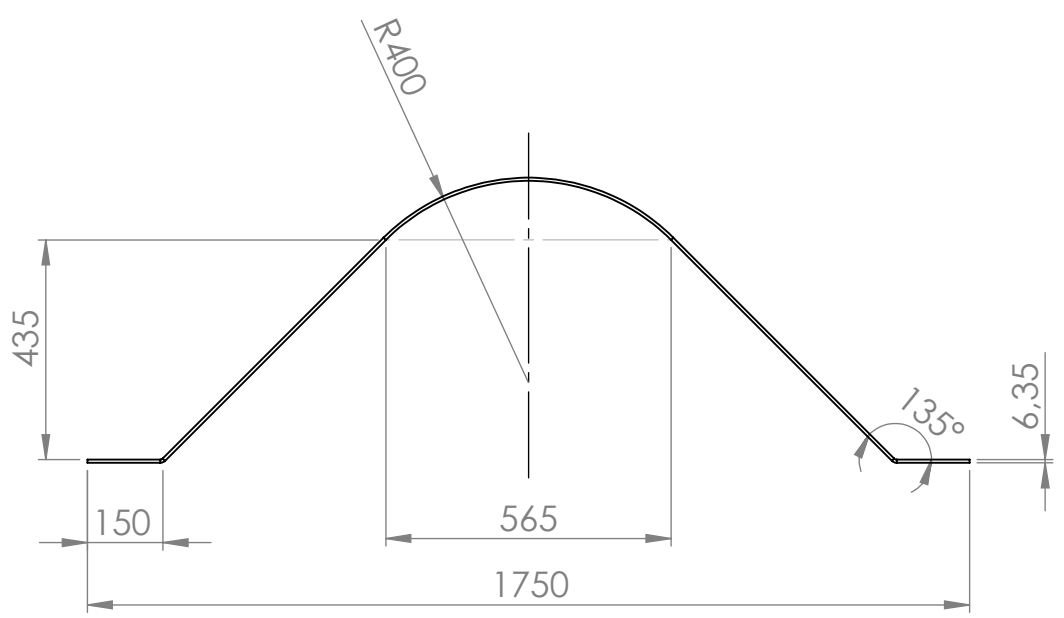
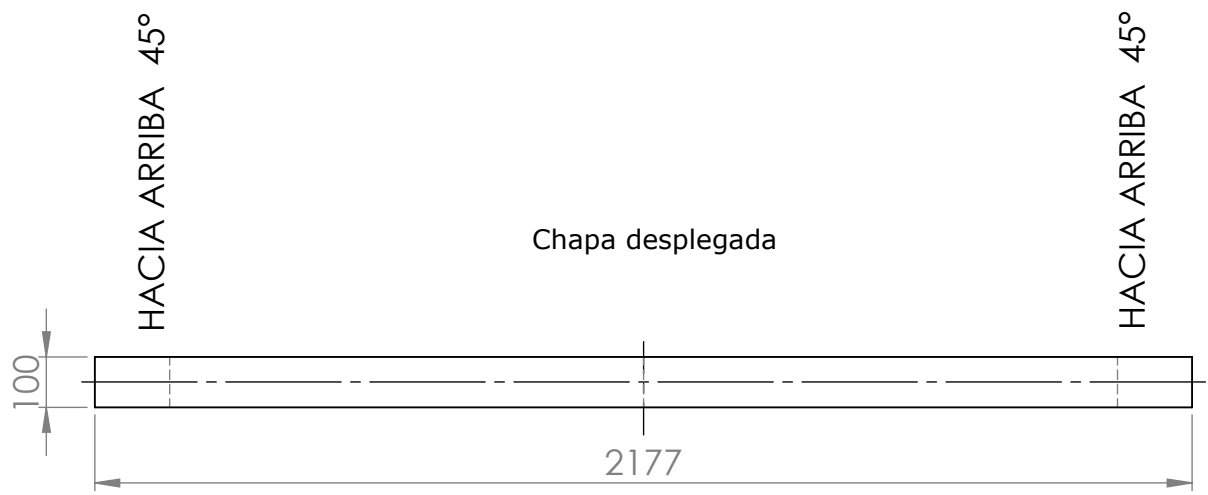
NOTA: Todos los radios = R5



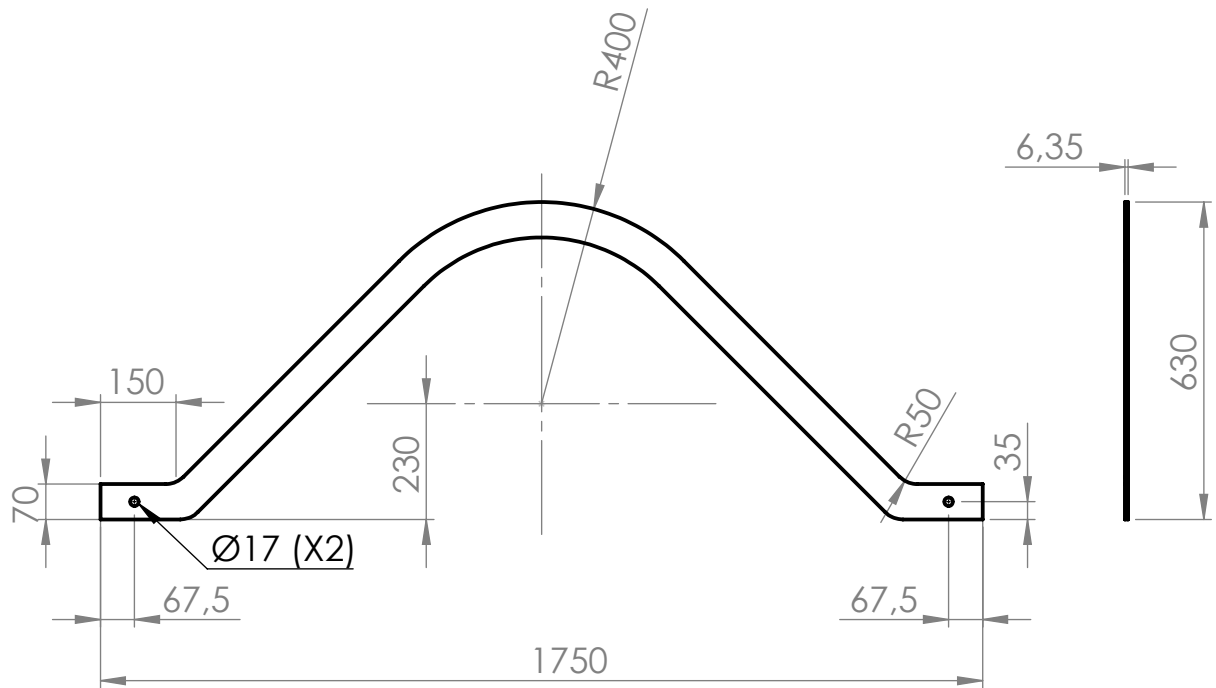
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Acero fundido SAE 1020	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:1	Norma 	Código: B3P-04-01-00-002 Denominación: Apoyos chasis sist. frenos sobre vigas laterales	Revisión 01




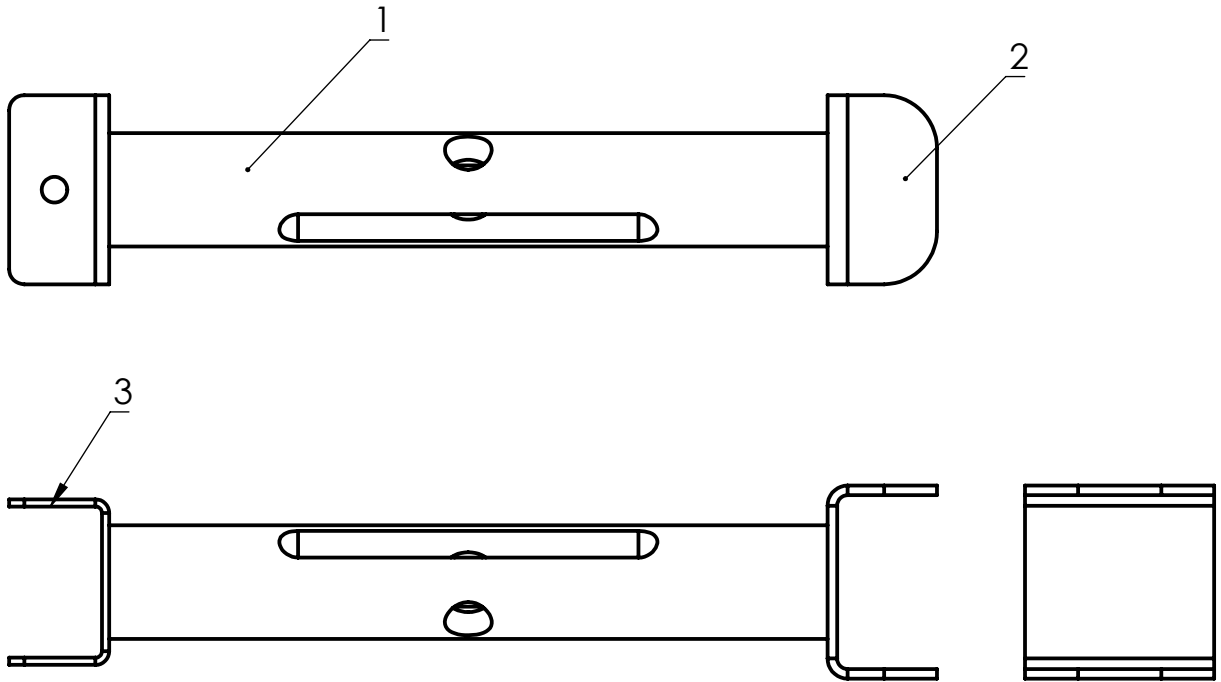
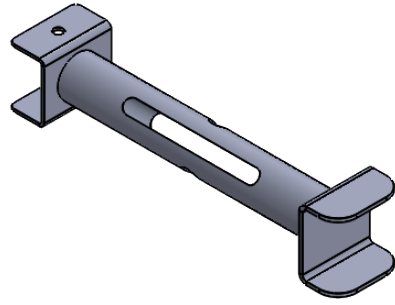
2	Superior/Inferior	B3P-04-01-01-002	2
1	Cuerpo central	B3P-04-01-01-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: B3P-04-01-01-000	Revisión
1:15		Denominación: Miembro tensor-Chasis sistema de frenos	00



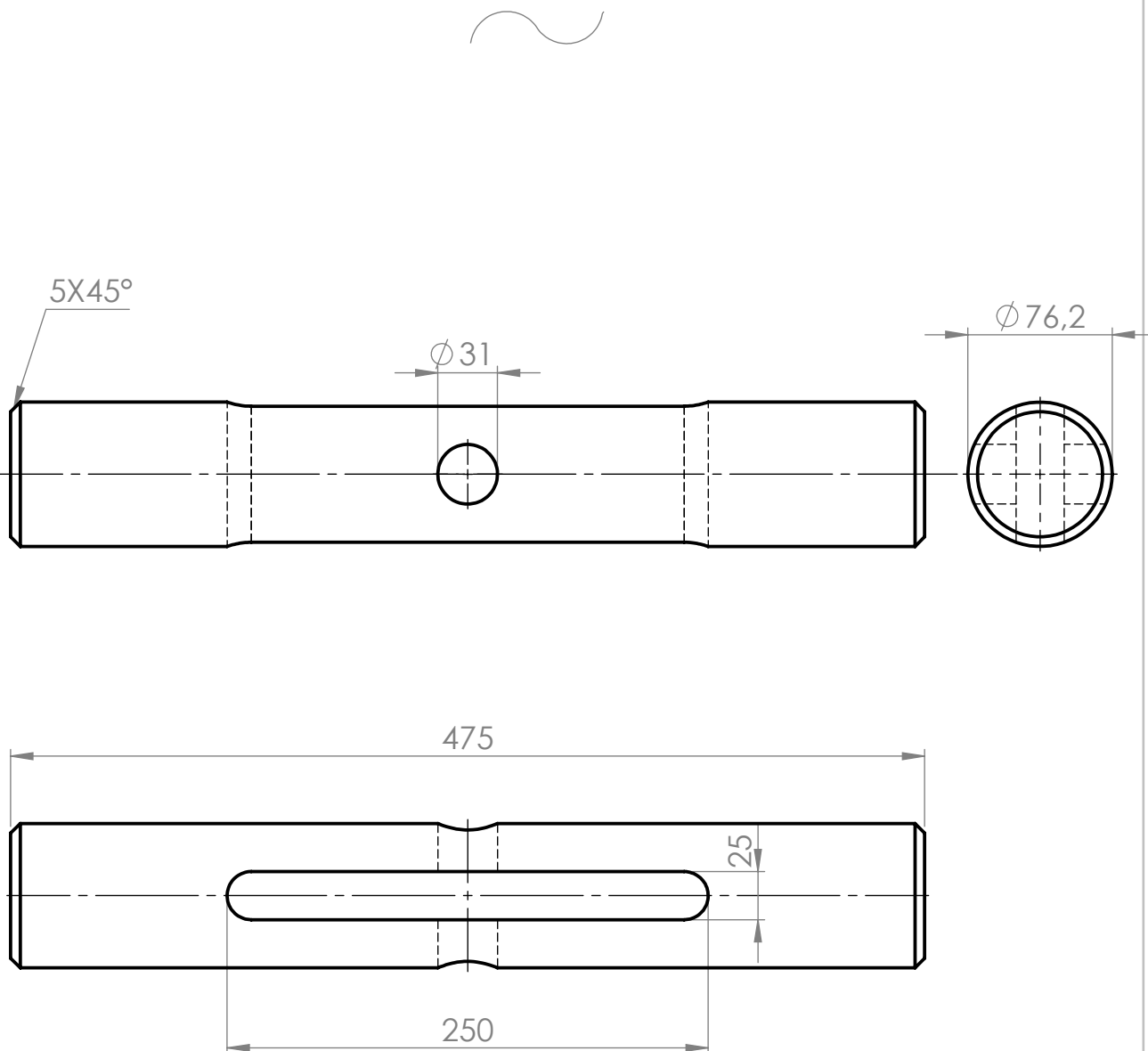
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	Tratamiento:	
Escala 1:15	Norma 	Código: B3P-04-01-01-001 Denominación: Miembro tensor: cuerpo central	Revisión 00



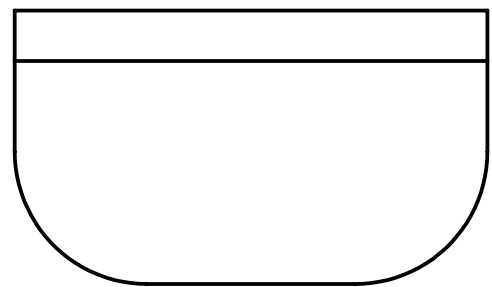
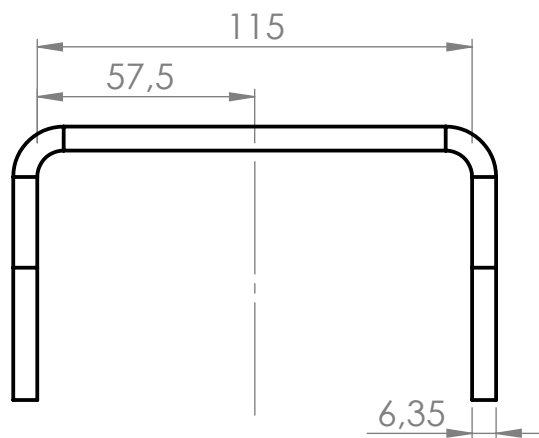
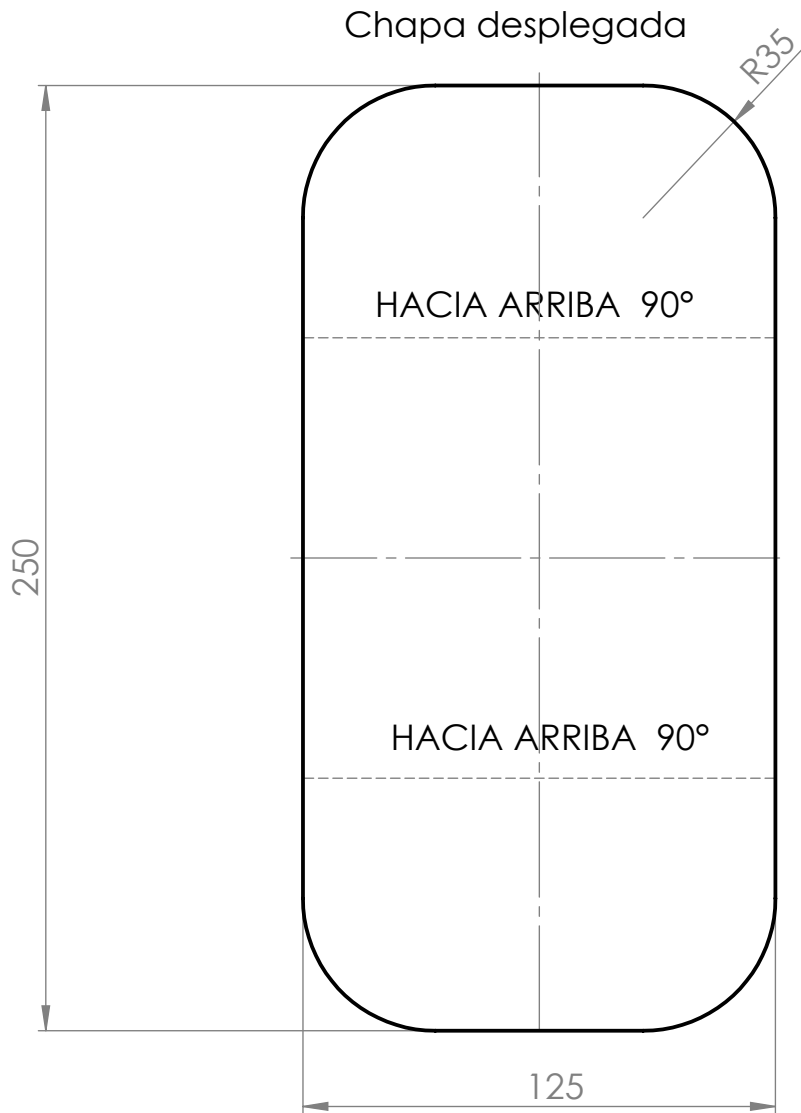
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:15	Norma 	Código: B3P-04-01-01-002 Denominación: Miembro tensor: superior/inferior	Revisión 00



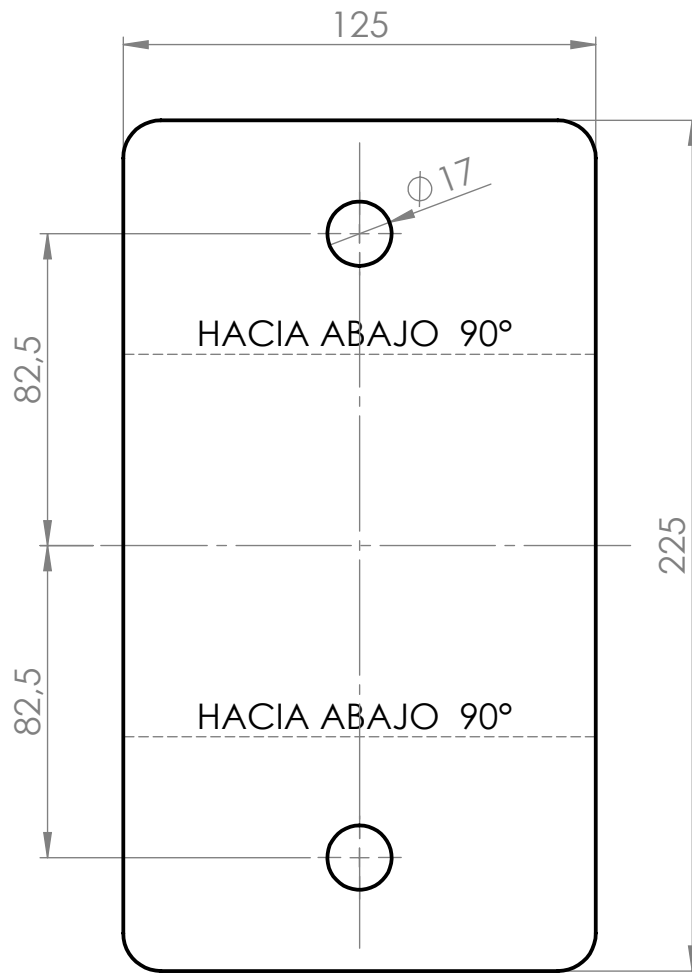
3	Chapa lado miem. compresor	B3P-04-01-02-003	1
2	Chapa lado miem. tensor	B3P-04-01-02-002	1
1	Central alojamiento	B3P-04-01-02-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: B3P-04-01-02-000	Revisión
1:5		Denominación: Alojamiento palanca de accionamiento-Chasis 1	00



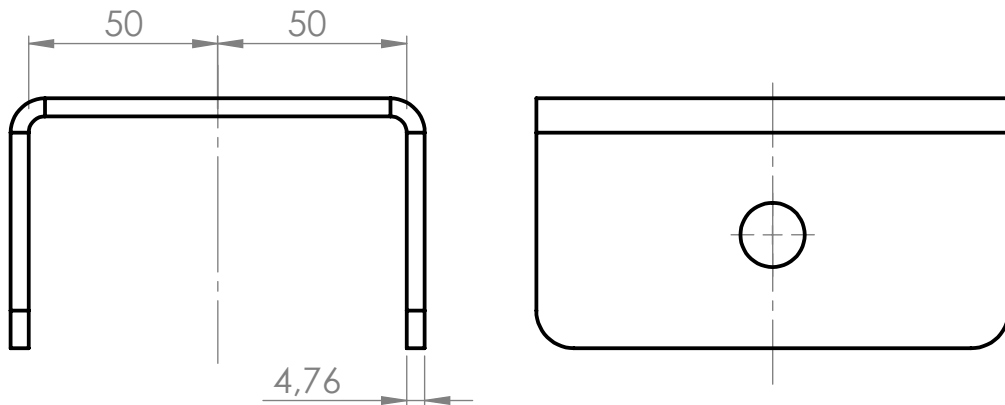
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Acero AISI 1045 red. tref. Ø76.2mm (3")		Tratamiento:
Escala	Norma	Código: B3P-04-01-02-001	Revisión
1:3.5		Denominación: Central alojamiento palanca accionadora	00



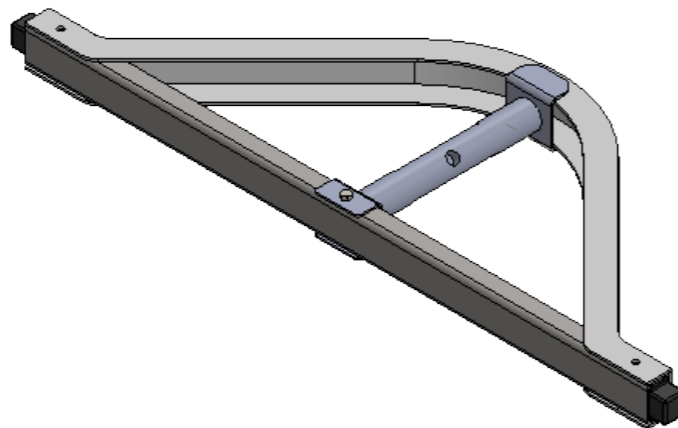
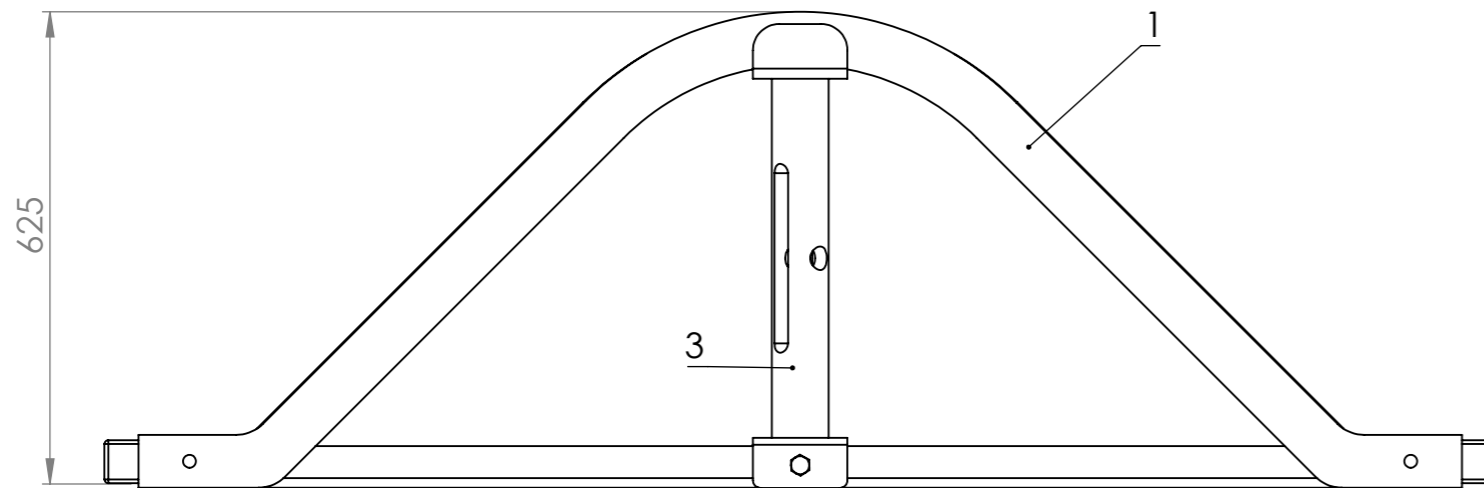
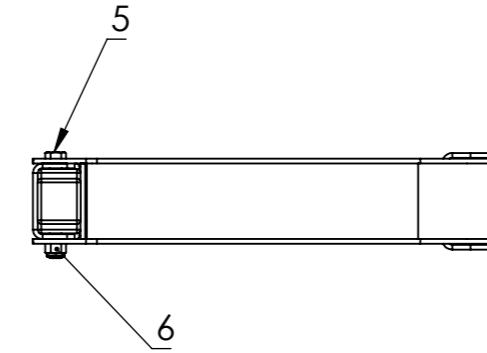
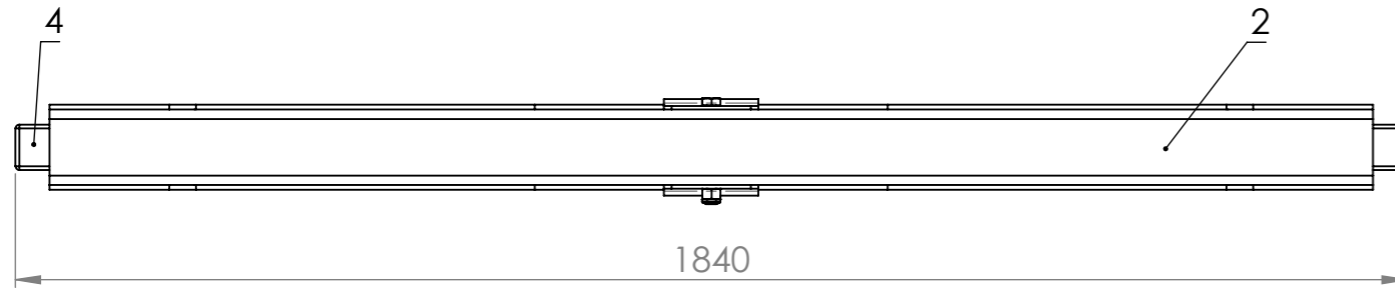
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=6.35mm (1/4")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: B3P-04-01-02-002	Revisión
1:2		Denominación: Alojamiento palanca accionadoras-Lado tensor	00



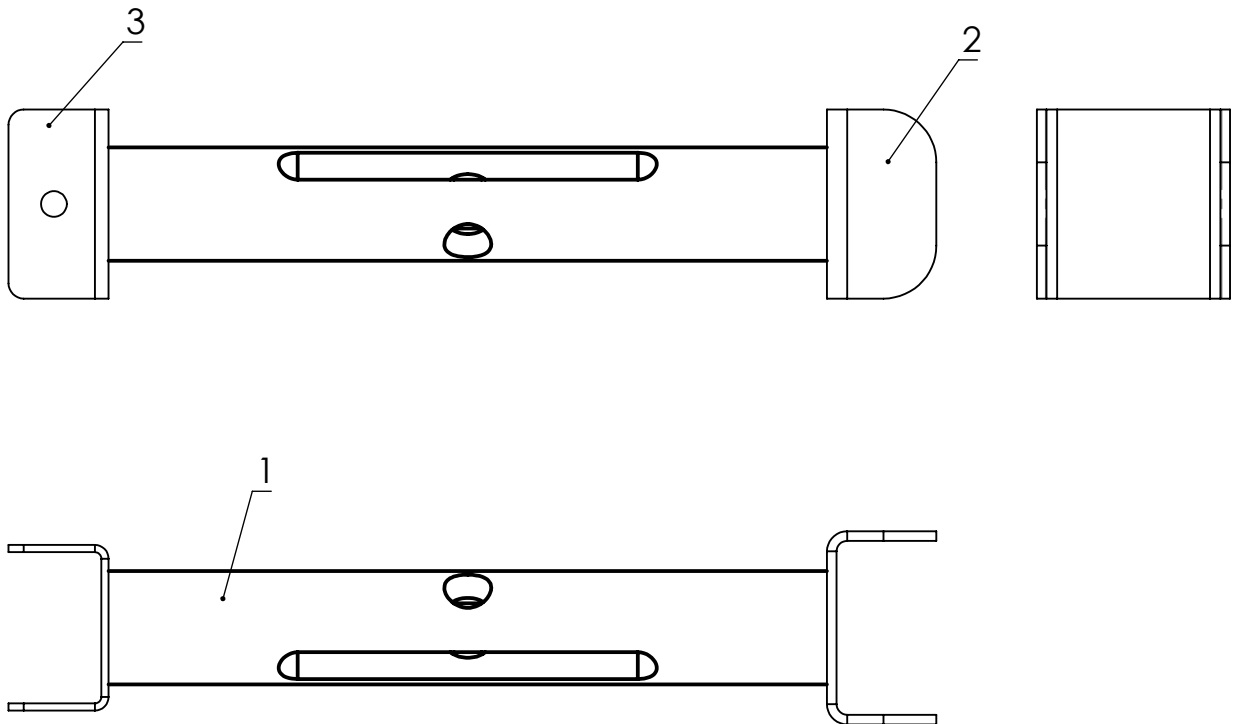
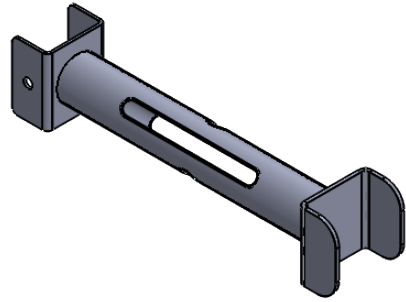
Chapa desplegada



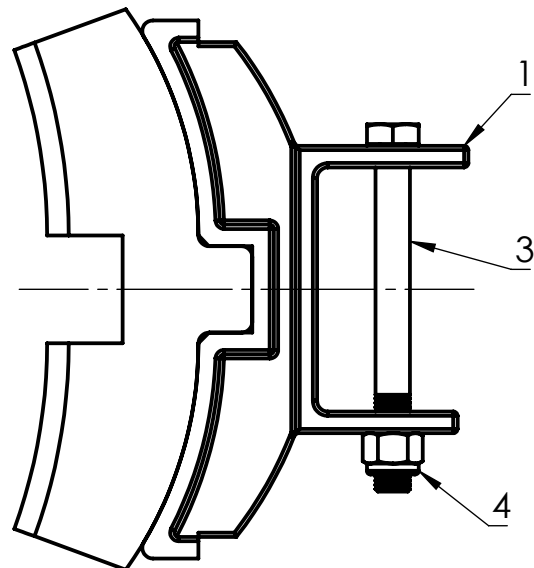
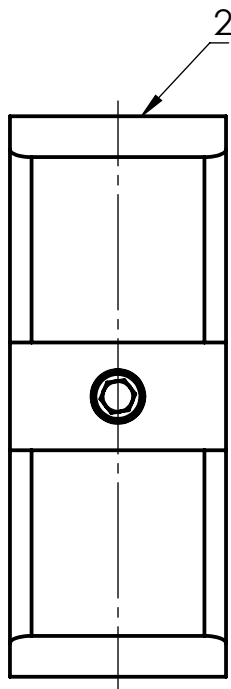
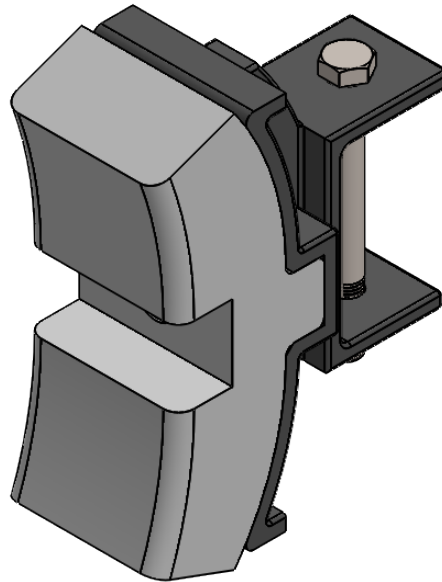
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	29/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, -0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa MLC-420 t=4.76mm (5/16")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: B3P-04-01-02-003 Denominación: Alojamiento palanca accionadora-Lado compresor	Revisión 00



6	Tuerca autofrenante M16	STD	1
5	Bulón grado 8.8 M16x130x44	STD	1
4	Apoyos laterales-Sist. de frenos	B3P-04-01-00-002	2
3	Aloj. palanca-Chasis 2	B3P-04-02-01-000	1
2	Miembro compresor	B3P-04-01-00-001	1
1	Miembro tensor	B3P-04-01-02-000	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	11/11/2021	
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: B3P-04-02-00-000	Revisión
1:10		Denominación: Chasis 2- Sistema de frenos	00

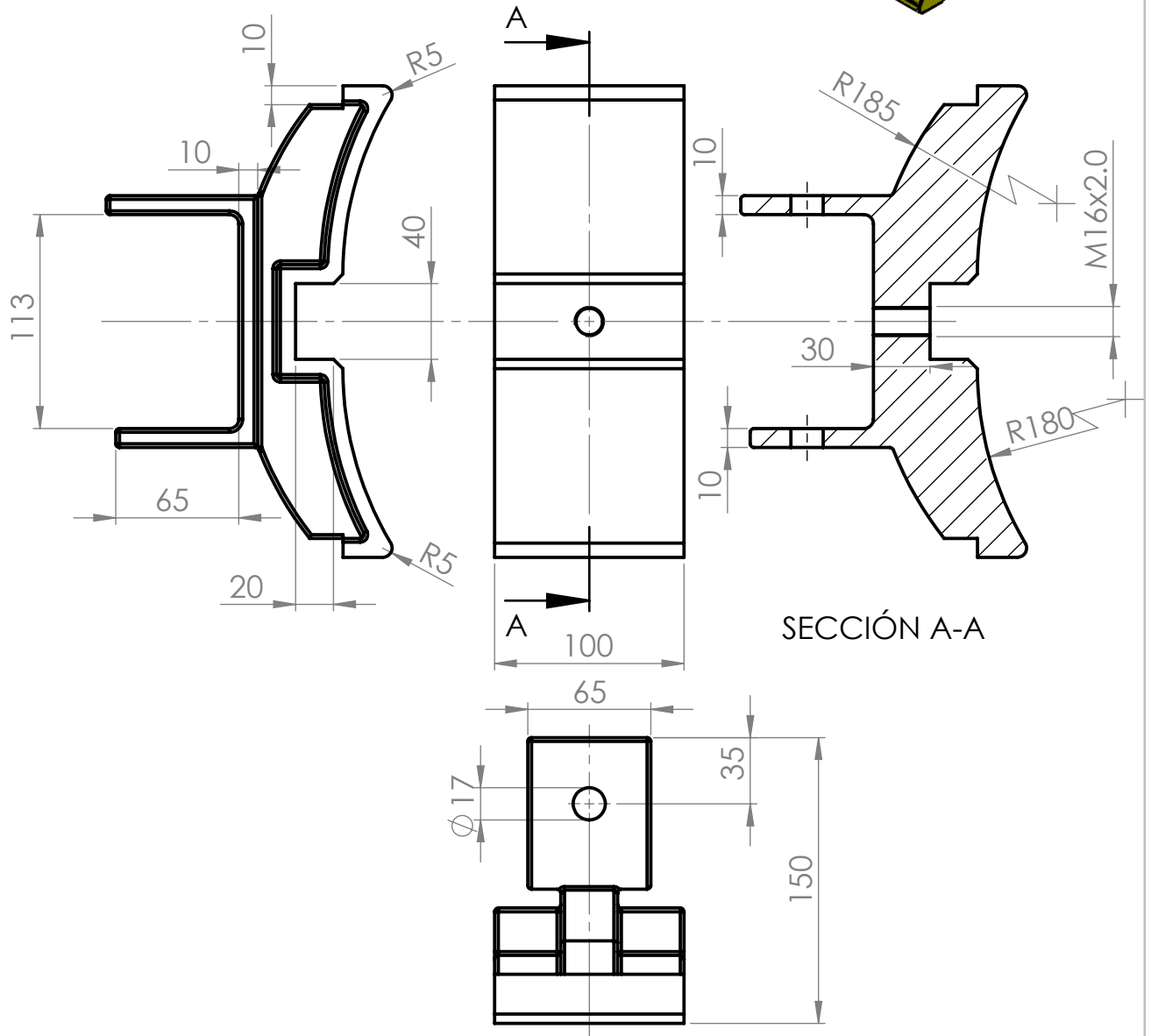
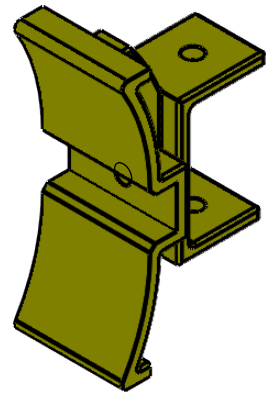


3	Chapa lado miem. compresor	B3P-04-01-02-003	1
2	Chapa lado miem. tensor	B3P-04-01-02-002	1
1	Central alojamiento	B3P-04-01-02-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: B3P-04-02-01-000	Revisión
1:5		Denominación: Alojamiento palanca accionadora-Chasis 2 sist. frenos	00



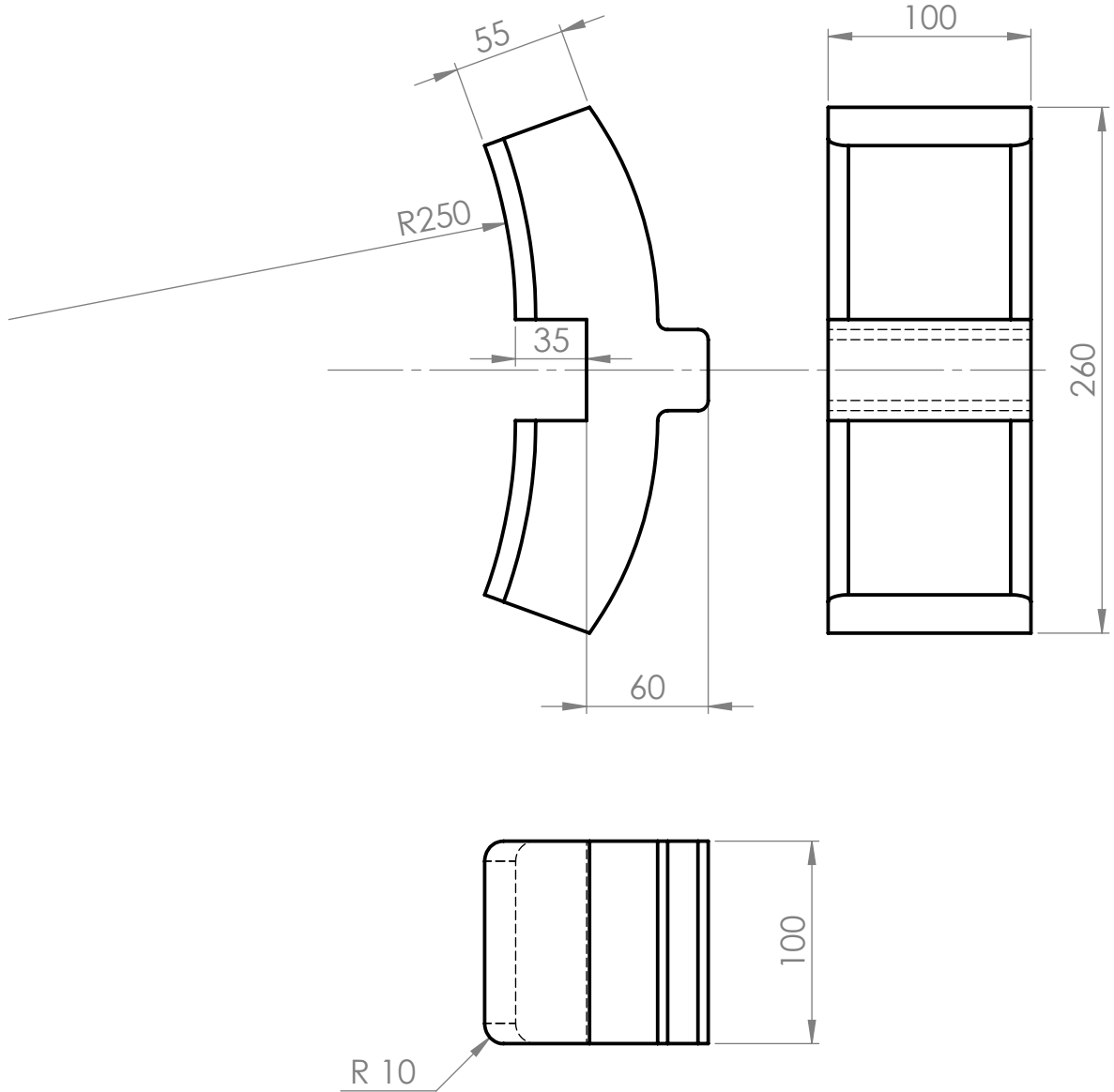
4	Tuerca autofranante M16	STD	1
3	Bulón grado 8.8 M16x150x44	STD	1
2	Zapata de freno	B3P-04-03-00-002	1
1	Porta zapata de freno	B3P-04-03-00-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<u>Material:</u>	<u>Tratamiento:</u>
Escala	Norma	Código: B3P-04-03-00-000	Revisión
1:3.5		Denominación: Conjunto zapata sistema de frenos	00

NOTA: Radios no especificados = R2

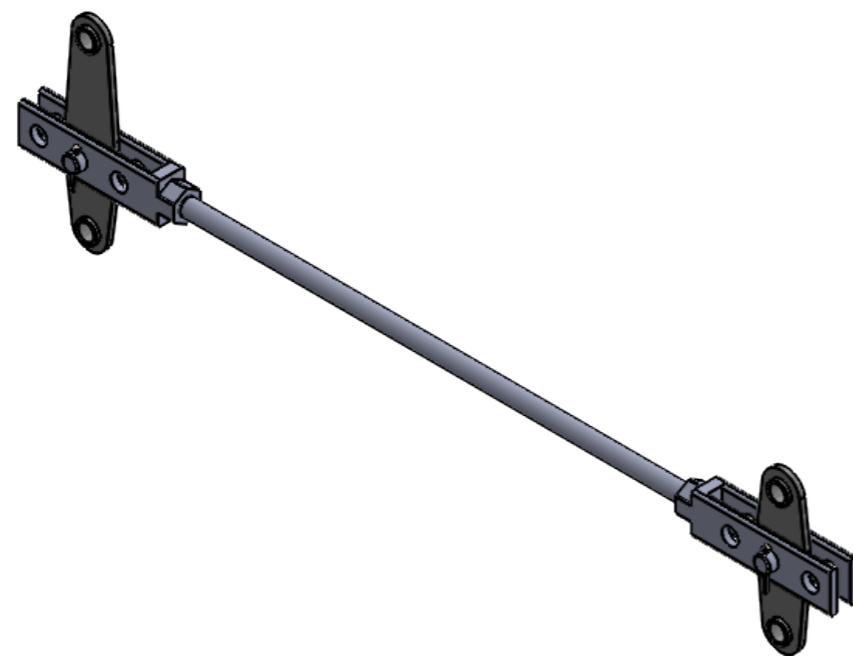
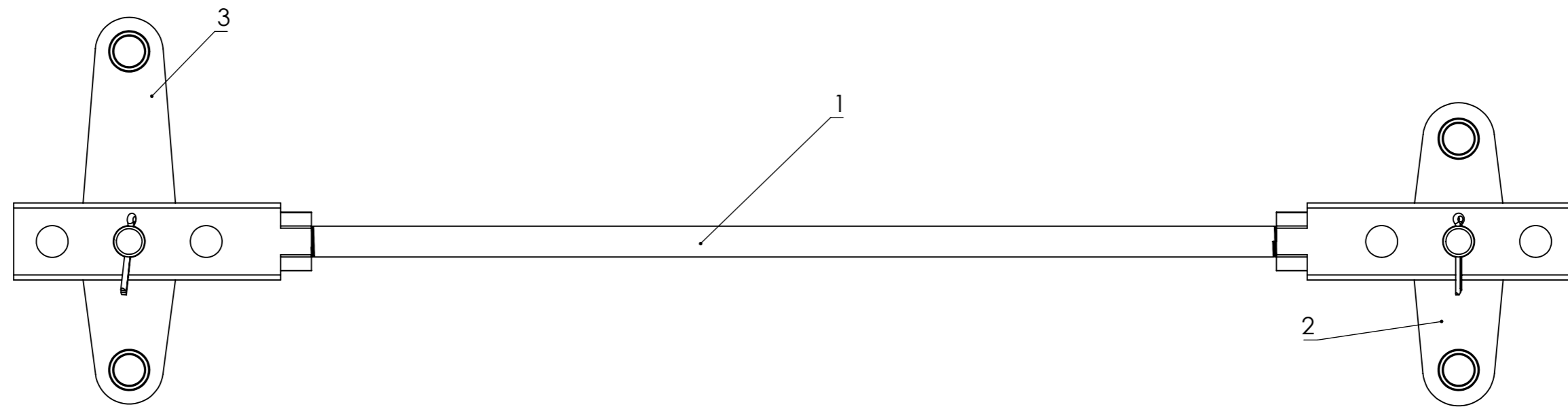


	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Fundición nodular	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:3.5	Norma 	Código: B3P-04-03-00-001 Denominación: Porta zapata de freno	Revisión 00

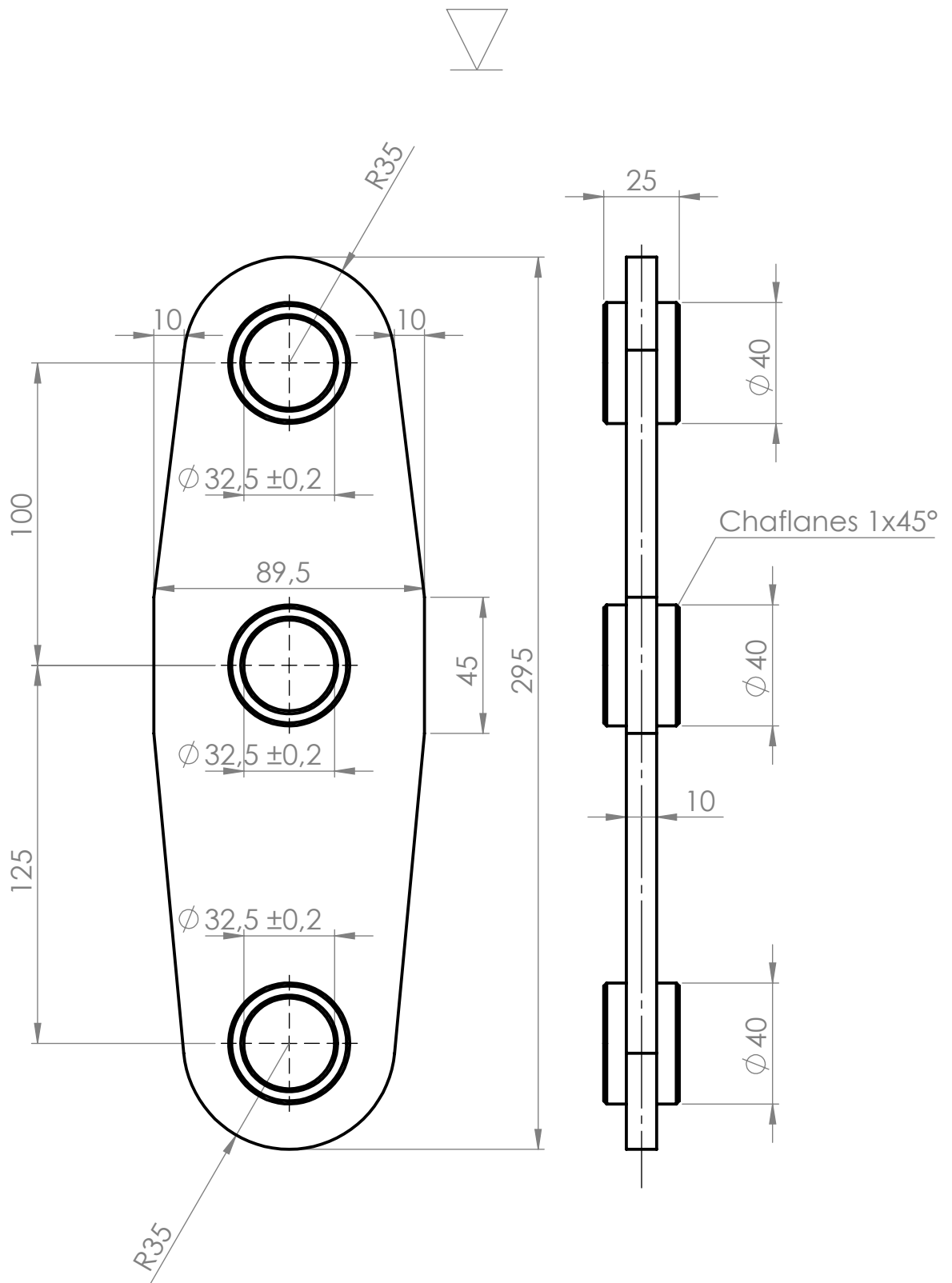
NOTA: Radios no especificados = R5



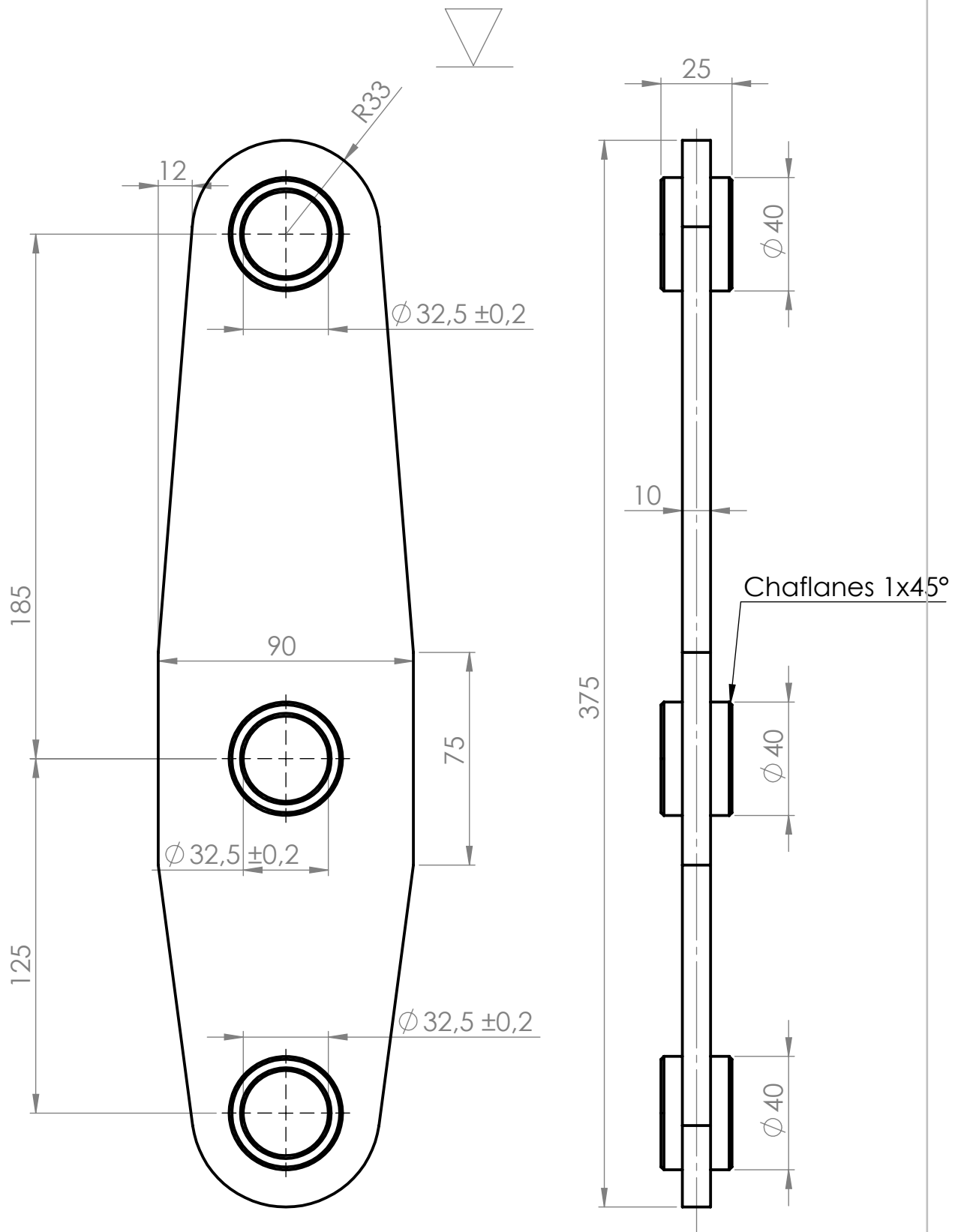
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	11/11/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Fundición c/aditivos antidesgaste según proveedor	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: B3P-04-03-00-002	Revisión
1:3.5		Denominación: Zapata sistema de frenos	00



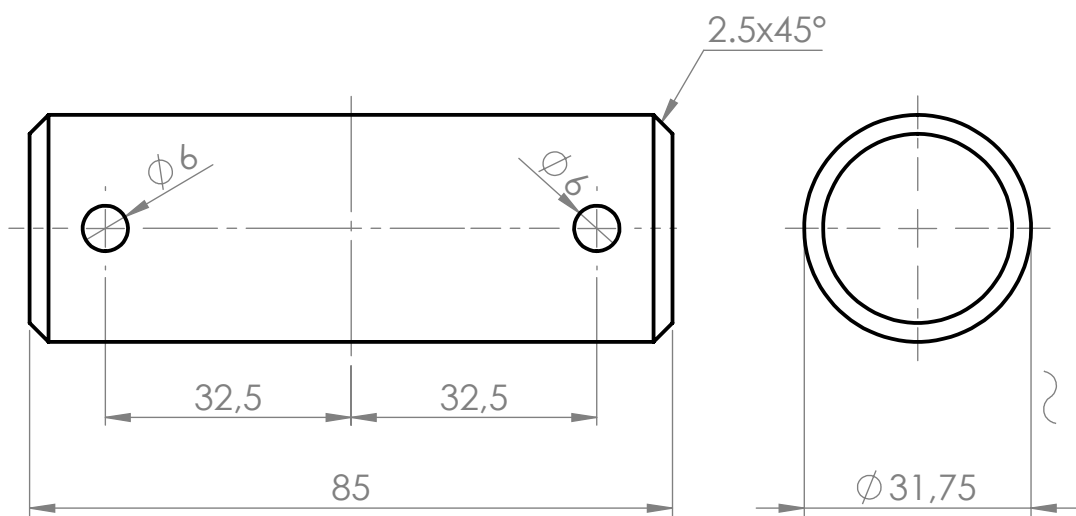
5	Espina DIN 94 Ø6,3 x 63	STD	4
4	Palanca central	B3P-04-04-00-003	2
3	Perno 1-Sist. de frenos	B3P-04-04-00-002	1
2	Lever 2	B3P-04-04-00-001	1
1	Lever 1	B3P-04-04-01-000	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Dibujó	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Aprobó	Morello Andrés	30/6/2021	
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +0,5 UN DECIMAL 0,0 +0,1 DOS DECIMALES 0,00 +0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: B3P-04-04-00-000	Revisión
1:5		Denominación: Sistema palancas-Sistema de frenos	00




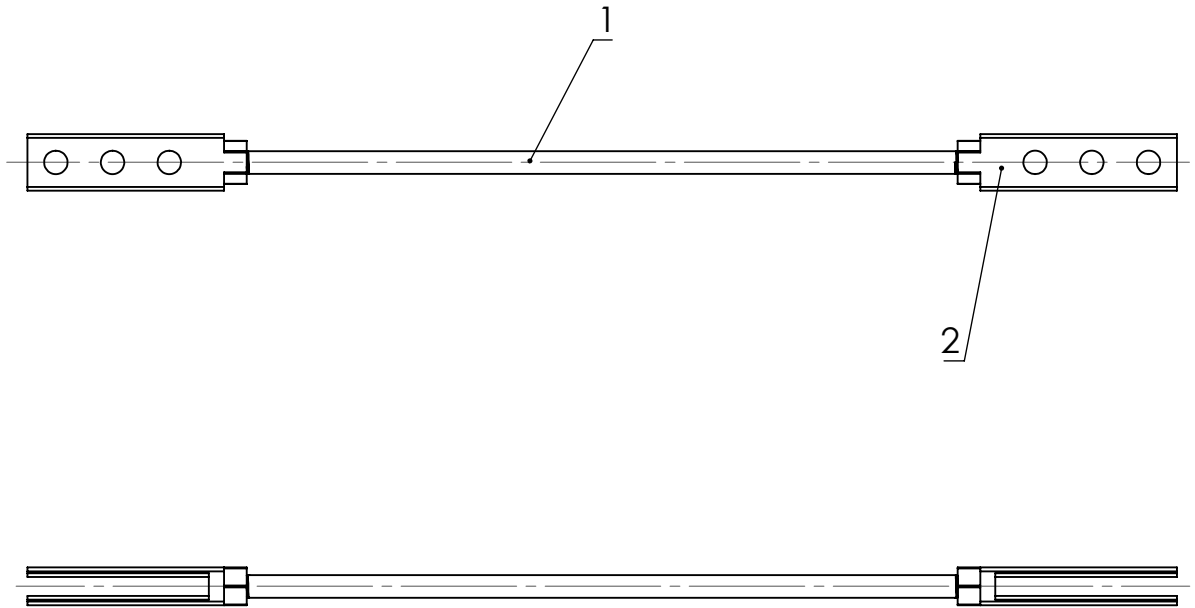
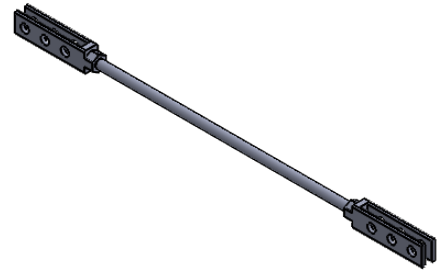
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0, +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	Material: Chapa Acero F24 t=25.4mm (1")	Tratamiento:	
Escala 1:2	Norma 	Código: B3P-04-04-00-001 Denominación: Lever 1	Revisión 00



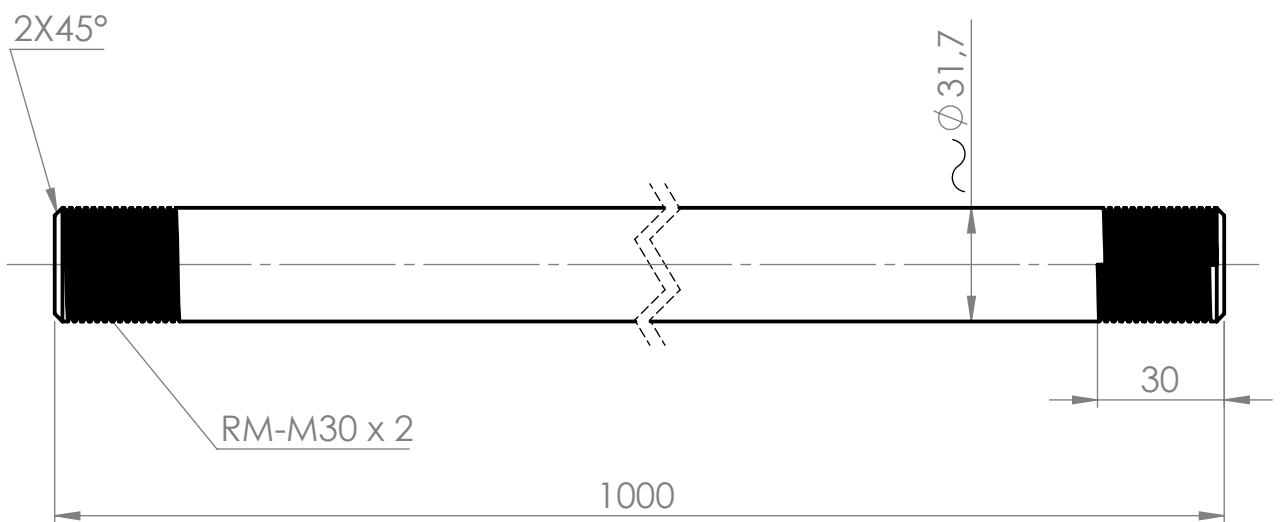
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Chapa Acero F24 t=25.4mm (1")	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: B3P-04-04-00-002 Denominación: Lever 2	Revisión 00



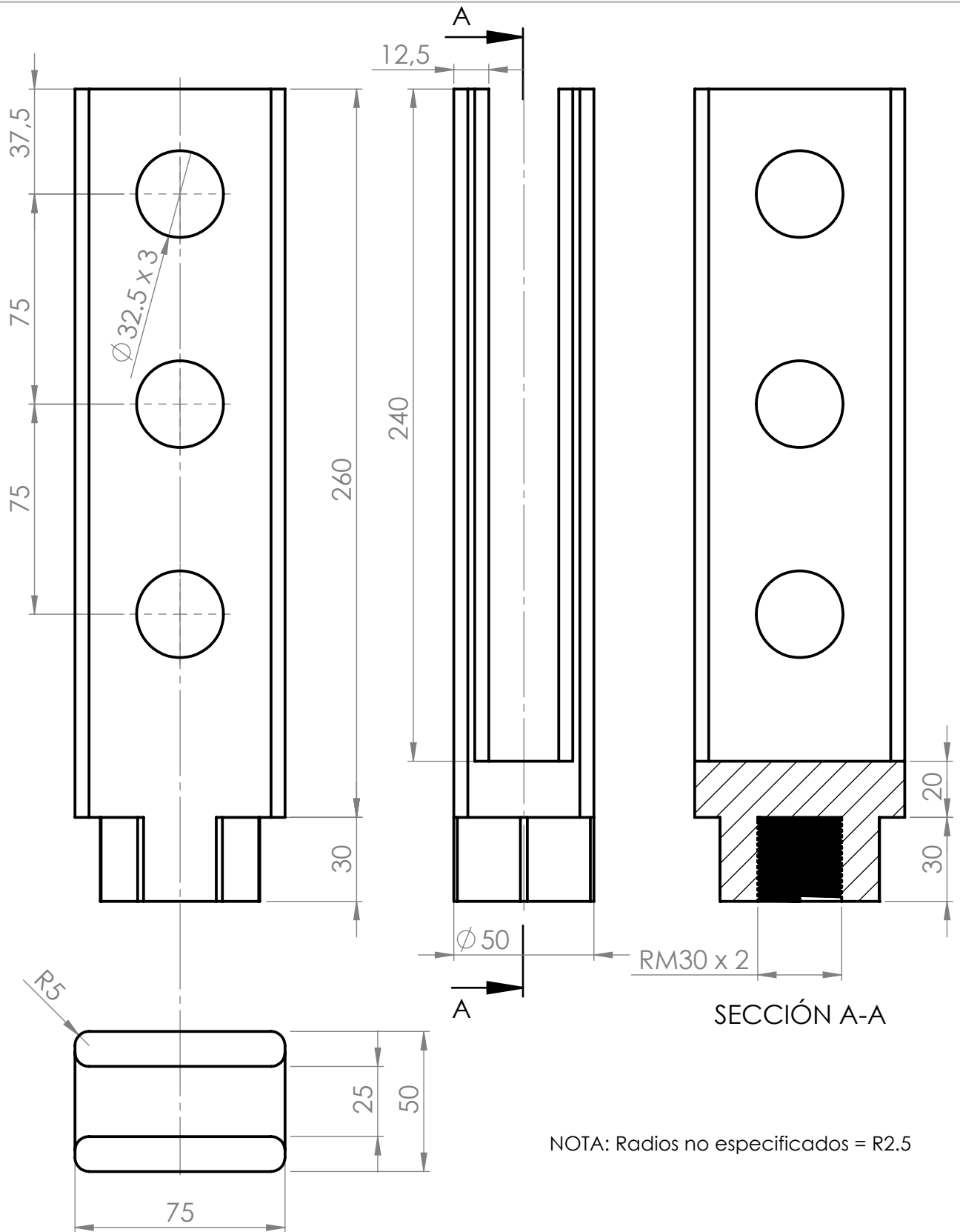
	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $+0,5$ UN DECIMAL 0,0 $+0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $+0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Acero SAE 4140 red. trefilado $\phi 31,7$ mm	<u>Tratamiento:</u> Templar y revenir RC45-50	
Escala 1:1	Norma 	Código: B3P-04-04-00-003 Denominación: Perno 1-Sistema de frenos	Revisión 00



2	Extremos-Palanca central	B3P-04-04-01-002	2
1	Central-Palanca central	B3P-04-04-01-001	1
<i>Posición</i>	<i>Denominación</i>	<i>Código</i>	<i>Cantidad</i>
Nombre		Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, ±0,5 UN DECIMAL 0,0 ±0,1 DOS DECIMALES 0,00 ±0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>		<i>Material:</i>	<i>Tratamiento:</i>
Escala	Norma	Código: B3P-04-04-01-000	
1:10		Denominación: Palanca central	
			Revisión
			00



	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, +-0,5 UN DECIMAL 0,0 +-0,1 DOS DECIMALES 0,00 +-0,02 NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Acero SAE 1026 red. trefilado Ø31.7mm	<u>Tratamiento:</u>	
Escala 1:2	Norma 	Código: B3P-04-04-01-001 Denominación: Central-Palanca central	Revisión 00



NOTA: Radios no especificados = R2.5

	Nombre	Fecha	MORAND S.A.
Dibujó	Morello Andrés	30/6/2021	
Aprobó			
<small>TOLERANCIAS GENERALES NO ESPECIFICADAS SIN DECIMAL 0, $\pm 0,5$ UN DECIMAL 0,0 $\pm 0,1$ DOS DECIMALES 0,00 $\pm 0,02$ NO MEDIR SOBRE EL PLANO</small>	<u>Material:</u> Fundición gris	<u>Tratamiento:</u>	
Escala	Norma	Código: B3P-04-04-01-002	Revisión
1:2		Denominación: Extremos-Palanca central	00