



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Estudio de la suspensión delantera tipo MacPherson de un turismo y adaptación para su uso en competición.

Grado en Ingeniería Mecánica

ALUMNO: Gonzalo Dodero Castro

DIRECTORES: Carlos Casqueiro Placer

CURSO ACADÉMICO: 2020-2021

Universida_{de}Vigo



Centro Universitario de la Defensa en la Escuela Naval Militar

TRABAJO FIN DE GRADO

Estudio de la suspensión delantera tipo MacPherson de un turismo y adaptación para su uso en competición.

Grado en Ingeniería Mecánica
Intensificación en Tecnología Naval
Cuerpo General

RESUMEN

Las suspensiones son elementos cruciales que afectan a la dinámica, comodidad y seguridad de un turismo. Estas han evolucionado a lo largo de los años con el objeto de incrementar el confort, la estabilidad y la adaptabilidad a las irregularidades de la calzada. Para ello se han implementado nuevos diseños de suspensión que trabajan de forma independiente en cada rueda y que buscan minimizar las variaciones en la geometría de las mismas durante su funcionamiento a la vez que reducir el peso de las masas no suspendidas a fin de permitir a los amortiguadores trabajar bajo la influencia de menores inercias.

Un tipo de suspensión que por su sencillez y efectividad ha perdurado es la de tipo MacPherson. De hecho, es utilizada en la actualidad para los ejes delanteros de la mayoría de los turismos. Sin embargo, en la producción en serie no solo prima el rendimiento. Otros factores como el coste o la comodidad adquieren gran importancia y es por eso que por norma general cuentan con un amplio margen de mejora en cuanto a efectividad pura.

Este proyecto se centrará en el estudio de los aspectos fundamentales que afectan a la dinámica de los vehículos, el análisis de la suspensión delantera de tipo MacPherson de un BMW E36 y el diseño de un nuevo brazo de suspensión que permita mejorar sus cualidades dinámicas en la pista.

Para ello, se recurrirá a la adquisición de sus parámetros geométricos originales tomando mediciones con escáner 3D. Se estudiará su cinemática mediante un software de simulación denominado “VSusp”. Posteriormente, se diseñará un nuevo brazo de suspensión, de estructura esencialmente tubular, que permita la regulación de sus dimensiones características, con el fin de ajustarse a los requisitos de cada configuración. Se hará a través de la plataforma online de diseño CAD “Onshape” y se efectuará un ensayo estructural por el método de elementos finitos, haciendo uso del programa “Altair SimSolid”. Una vez concluido el diseño, se pondrá a prueba su utilidad. Para ello se ajustará, suponiendo una reducción de la altura de los amortiguadores, y se compararán los datos cinemáticos obtenidos con respecto al brazo de suspensión original, con el apoyo de “VSusp”.

PALABRAS CLAVE

MacPherson, cinemática de suspensión, competición automovilística, geometría, brazo de suspensión.

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer con estas palabras principalmente a mi tutor Don Carlos Casqueiro Placer, por guiarme y explicarme los conceptos que me han permitido concluir este proyecto. También quiero agradecer a mi familia, por el apoyo que me han dado durante toda mi vida, y especialmente a mi padre que ha permitido que desarrollara la pasión por los coches que desde muy pequeño floreció en mí, y que ha sido la que me ha llevado a decantarme por este tema para la realización de mi TFG. Por esas horas discutiendo sobre automovilismo y mecánica, de las que tanto aprendí y también por ensuciarse las manos ayudándome y enseñándome cuando decidía aventurarme a desmontar mis primeros coches para restaurarlos y modificarlos con apenas 18 años.

No quisiera olvidar a aquellos amigos con quienes comparto esta afición. Con ellos he pasado grandes momentos y han sido un pilar fundamental alimentando mi pasión.

CONTENIDO

Contenido	iv
Índice de Figuras	3
1 Introducción y objetivos del proyecto	8
1.1 Elementos principales de una suspensión	9
1.1.1 Adherencia	10
1.2 Masas suspendidas y no suspendidas.	12
1.3 Geometría de la suspensión.	12
1.3.1 Otros aspectos de interés relacionados con la suspensión	16
2 Estado del arte	19
2.1 Tipos de suspensión utilizadas en automóviles	19
2.2 BMW Serie 3 E36 (1991-1999)	25
2.3 Suspensión delantera tipo MacPherson del BMW E36	28
3 Desarrollo del TFG	30
3.1 Medición de la suspensión mediante escaneo 3D y métodos convencionales.	31
3.2 Simulación de la cinemática de la suspensión.	34
3.2.1 Vehículo original	34
3.2.2 Vehículo con altura rebajada 40mm	37
3.3 Diseño del nuevo brazo de suspensión.	40
3.3.1 Primer diseño	41
3.3.2 Diseño definitivo	42
4 Resultados	49
4.1 Análisis FEM del Brazo de suspensión definitivo	49
4.1.1 Esfuerzos longitudinales	49
4.1.2 Esfuerzos transversales	50
4.2 Simulación de la cinemática de la suspensión tras instalar los nuevos brazos de suspensión regulables	52
4.3 Pesos de los nuevos brazos: reducción de masas no suspendidas	55
5 Conclusiones y líneas futuras	56
5.1 Conclusiones	56
5.2 Líneas futuras	56
6 Bibliografía	58
Anexo I: documentación y planos de piezas comerciales	61

Anexo II: Planos de piezas para fabricación 64

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - 1 Muelles, barra de torsión y ballesta (de izq. a dcha.). [3]	9
Figura 1 - 2 Amortiguador bitubo (izq.) y monotubo (dcha.). [3]	10
Figura 1 - 3 Montaje barra estabilizadora sobre suspensión de paralelogramos deformables. [8]	11
Figura 1 - 4 Relación entre el coeficiente de fricción y el ángulo de caída. [6]	13
Figura 1 - 5 Ángulo de caída negativo en un turismo. [11]	13
Figura 1 - 6 Ángulos de paralelismo (convergencia positiva) en un vehículo. [11]	14
Figura 1 - 7 Ángulo de avance de la suspensión. [11]	15
Figura 1 - 8 Ángulo de salida de la suspensión. [11]	15
Figura 1 - 9 Mangueta de un BMW E36. [15]	16
Figura 1 - 10 Ancho de vía y batalla de un vehículo.	17
Figura 1 - 11 Centro de gravedad, centro de balanceo y brazo de momento. [17]	17
Figura 1 - 12 Efecto Ackerman. [18]	18
Figura 1 - 13 Dimensiones del nuevo brazo de suspensión en su configuración más compacta.	48
Figura 2 - 1 Suspensión de eje rígido y ballestas con grupo diferencial integrado. [20]	19
Figura 2 - 2 Suspensión de eje de Dion. [21]	20
Figura 2 - 3 Suspensión de eje torsional. [9]	21
Figura 2 - 4 Suspensión trasera de brazos semi tirados. [21]	22
Figura 2 - 5 Suspensión de triángulos superpuestos. [22]	22
Figura 2 - 6 Suspensión de brazos transversales superpuestos. [6]	23
Figura 2 - 7 Suspensión trasera multibrazo Z-Link con guía longitudinal de un BMW E36. [23]	24
Figura 2 - 8 Suspensión de tipo MacPherson. [25]	24
Figura 2 - 9 BMW E36 berlina, coupe y cabrio. [26]	25
Figura 2 - 10 BMW E36 compact y touring.	26
Figura 2 - 11 Motor S52B32 del BMW M3 E36. [27]	26
Figura 2 - 12 BMW E36 320ST. [29]	27
Figura 2 - 13 BMW E36 M3 GTR. [30]	27
Figura 2 - 14 Suspensión delantera MacPherson de un BMW E36, a su izquierda, el despiece de uno de los lados.....	28
Figura 3 - 3-1 BMW E36 323i utilizado para tomar medidas.	30
Figura 3 - 3-2 Escaneado con Artec 3D Space Spider.	31
Figura 3 - 3-3 Montaje de los diferentes archivos obtenidos con los escáneres Artec.	32

Figura 3 - 3-4 Proceso de relación de puntos para la obtención de la imagen 3D sobre la cual se efectuarán las mediciones.	32
Figura 3 - 3-5 Producto obtenido a través de los escáneres Artec después del montaje de los diferentes archivos.	33
Figura 3 - 3-6 Obtención de coordenadas sobre las imágenes 3D.	33
Figura 3 - 3-7 Toma de medidas sobre brazo de suspensión original desmontado, haciendo uso de un pie de rey.	34
Figura 3 - 3-8 - X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm).	35
Figura 3 - 3-9 - X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda).	36
Figura 3 - 3-10 - X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm).	37
Figura 3 - 3-11 - X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm).	38
Figura 3 - 3-12 - X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda).	39
Figura 3 - 3-13 - X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm).	40
Figura 3 - 3-14 Imagen 3D del primer diseño ensamblado del brazo de suspensión, con las rótulas simplificadas.	41
Figura 3 - 3-15 Imagen 3D del diseño final del brazo de suspensión ensamblado, con las rótulas simplificadas.	43
Figura 3 - 3-16 Rótula Dunlop MS M16.	43
Figura 3 - 3-17 horquilla de 16mm para articulación.	44
Figura 3 - 3-18 pieza que incluye pletina para articulación.	44
Figura 3 - 3-19 mecanismo para regulación de altura del centro de balanceo.	45
Figura 3 - 3-20 comparación pieza para anclaje del brazo de suspensión al chasis del coche. A la izquierda, el diseño antiguo, a la derecha el nuevo.	46
Figura 3 - 3-21 Dimensiones del brazo de suspensión original.	47
Figura 4 - 1 Resultado del estudio de tensiones de Von Mises frente a cargas longitudinales.	51
Figura 4 - 2 Resultado del estudio de desplazamiento sobre el brazo cuando es sometido a un esfuerzo longitudinal.	51
Figura 4 - 3 Resultado del estudio de tensiones de Von Mises frente a cargas transversales.	52
Figura 4 - 4 – Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm)].	53
Figura 4 - 5 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm)].	53

Figura 4 - 6 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda)].	54
Figura 4 - 7 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, y su barra de control a una extensión de 333mm; a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm)].	54
Figura 4 - 8 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, y su barra de control a una extensión de 333mm; a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda)].	55
Figura A1 1 – Ficha de especificaciones de rótulas Dunlop Serie MS.	61
Figura A1 2 - Plano horquilla para articulación de barras.	62
Figura A1 3 - Plano tuercas.	63
Figura A2 1 – Plano de dimensiones generales con distancia entre centros de rótulas.	64
Figura A2 2 - Plano de soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis.	65
Figura A2 3 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).	66
Figura A2 4 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).	67
Figura A2 5 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).	68
Figura A2 6 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).	69
Figura A2 7 – Plano de pieza para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión.	70
Figura A2 8 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).	71
Figura A2 9 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).	72
Figura A2 10 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).	73
Figura A2 11 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).	74
Figura A2 12 - Plano de tubo de la barra transversal.	75
Figura A2 13 - Plano de tubo de la barra oblicua.	76
Figura A2 14 - Plano de tapón correspondiente a tubo transversal (1).	77
Figura A2 15 - Plano de tapón correspondiente a tubo transversal (2).	78
Figura A2 16 - Plano de tapón correspondiente a tubo oblicuo (1).	79

Figura A2 17 - Plano de tapón correspondiente a tubo oblicuo (2)	80
Figura A2 18 - Plano de pasador roscado para suplemento en la mangueta.....	81
Figura A2 19 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de anclaje en el chasis.	82
Figura A2 20 - Plano de espaciador para apoyo sobre rótula de anclaje en el chasis.....	83
Figura A2 21 - Plano de perno roscado en los extremos para fijación de la articulación entre las barras.	84
Figura A2 22 - Plano de perno roscado en los extremos para fijación de la rotula en el anclaje del chasis.....	85
Figura A2 23 - Plano de perno roscado en los extremos con base cónica para anclaje de la rótula en la cuna del motor.....	86
Figura A2 24 - Plano de perno roscado con base cónica para anclaje de la rótula en la mangueta.	87
Figura A2 25 - Plano de base para el perno de anclaje de la rótula sobre la mangueta.	88
Figura A2 26 - Plano de base para el perno de anclaje de la rótula sobre la cuna del motor.	89
Figura A2 27 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la mangueta.	90
Figura A2 28 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la cuna del motor.	91
Figura A2 29 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la mangueta.	92
Figura A2 30 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la cuna del motor.	93

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO

Este proyecto tiene como fin desarrollar un nuevo brazo inferior de la suspensión delantera de tipo MacPherson para un BMW E36, buscando aumentar su efectividad y su velocidad de paso por curva.

Para poder entender correctamente en qué consiste este tipo de suspensión, se comenzará explicando de forma general algunos conceptos básicos y se analizará la influencia que producen determinados aspectos del diseño y geometría de las suspensiones en el comportamiento dinámico.

De esta manera, se orientará el proyecto y será más fácil comprender el trascendental efecto de la suspensión en la dinámica del vehículo, así como las modificaciones que se pueden realizar sobre el diseño original del brazo de suspensión delantera del BMW E36, con el objetivo de aumentar el rendimiento del vehículo en la pista.

El turismo sobre el cual se trabajará, fue introducido en el mercado en el año 1991 como un vehículo premium de producción en masa, y a pesar de que fue innovador en su época, se cuenta con un amplio margen de mejora en cuanto a efectividad dinámica.

Durante el desarrollo del proyecto, se hará uso de software online gratuito. Para diseño CAD “Onshape”, análisis FEM “Altair SimSolid” y para simulación cinemática “VSusp” que permite analizar cómo varían las geometrías de la suspensión a lo largo del recorrido de la misma.

Los objetivos establecidos para este proyecto son los siguientes:

- Realizar un estudio que abarque los conceptos esenciales, relacionados con la suspensión, que afectan a la dinámica de un vehículo.

- Efectuar un análisis de la suspensión original de un BMW E36 obteniendo sus parámetros geométricos con el fin de determinar su cinemática a través del software de simulación “VSusp”.

- Llevar a cabo el diseño de un nuevo brazo de suspensión, regulable, que sea capaz de mejorar la cinemática del original en un uso deportivo; y comprobar su resistencia a los esfuerzos mediante el método de elementos finitos.

- Verificar, haciendo uso de “VSusp”, el mejor desempeño del nuevo brazo.

Sin más preámbulos se da comienzo, con una breve definición:

El sistema de suspensión de un vehículo es el conjunto de elementos que permiten soportar el peso suspendido del mismo; permitir su movimiento elástico controlado sobre los ejes; absorber las irregularidades del terreno; resistir las fuerzas asociadas a las aceleraciones, frenadas y las centrífugas generadas al tomar curvas; de modo que las ruedas mantengan en la mayor medida de lo posible el

contacto con la calzada y se favorezca la estabilidad y manejo controlado, además de proteger a los ocupantes de los golpes y vibraciones que se puedan generar durante la conducción, como se explica en [1].

1.1 Elementos principales de una suspensión

Las suspensiones están formadas por diversidad de elementos. Esto variará en función del tipo de suspensión y se desarrollará más adelante, aunque en términos generales se suelen agrupar en los siguientes:

-*Elementos elásticos*: pueden ser muelles, ballestas o barras de torsión. Estas piezas aportan la fuerza recuperadora que permite a la suspensión volver a su posición de reposo tras verse sometida a un esfuerzo. Cuanto mayor sea su dureza, menos balanceo se producirá, en contrapartida, el confort y la capacidad de absorber irregularidades, se verán también reducidos. [2]



Figura 1 - 1 Muelles, barra de torsión y ballesta (de izq. a dcha.). [3]

-*Amortiguadores*: tal y como se detalla en [2] y [4], este elemento tiene como finalidad mitigar y controlar las oscilaciones de la suspensión. Pueden ser de diferentes tipos. En turismos, los más comunes son los hidráulicos bitubo, aunque en competición se tiende a utilizar los monotubo debido a su mejor desempeño. En aquellos que buscan un mayor confort, también se utilizan amortiguadores neumáticos.

·*Amortiguadores bitubo*: consisten en dos cilindros, uno situado en el interior del otro. El cilindro interno se denomina cámara de trabajo y el externo cámara de reserva. Un pistón se desplaza a lo largo del cilindro interno filtrando aceite desde la parte baja a la parte alta del mismo, provocando el efecto de amortiguamiento. Al introducirse el vástago del pistón en la parte alta del cilindro, el volumen total disminuye y el aceite sobrante pasa a través de unas válvulas en la parte baja del cilindro interno a la cámara de reserva. Durante la expansión, al subir el pistón, se produce un efecto de vacío que hace retroceder al aceite hacia la cámara de trabajo. El cilindro externo, cuando el amortiguador se encuentra extendido, contiene aire a presión atmosférica o en el caso de los amortiguadores hidráulicos de gas, nitrógeno, favoreciendo la desaparición del efecto de cavitación.

·*Amortiguadores monotubo*: tienen un único cilindro separado en dos cámaras. Una de ellas contiene aceite y la otra, nitrógeno presurizado. Los monotubo cuentan con un pistón de mayor diámetro y más cantidad de aceite con respecto a un bitubo, por lo cual el calor se disipa mejor. Por otro lado, la cámara de nitrógeno funciona como un muelle y permite al amortiguador ofrecer una respuesta instantánea frente a ligeros esfuerzos sobre la suspensión, producidos por pequeñas

irregularidades sobre el terreno, además, posibilita la expansión en longitud del cilindro de aceite para compensar la variación de volumen causada por la introducción del vástago en la parte alta del mismo durante la compresión del amortiguador.

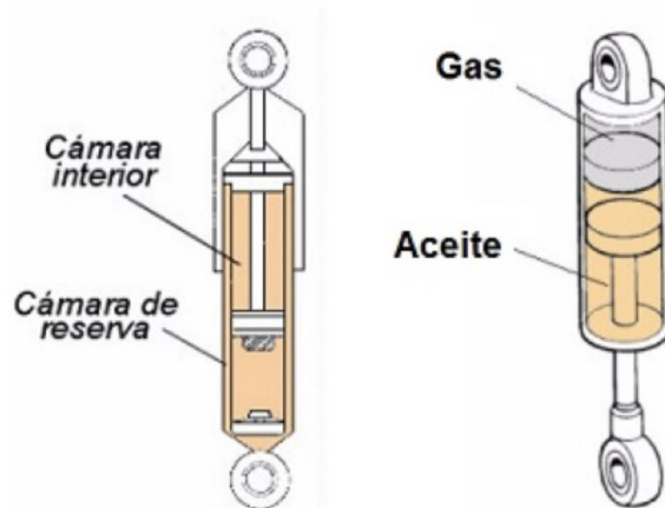


Figura 1 - 2 Amortiguador bitubo (izq.) y monotubo (dcha.). [3]

·Amortiguadores neumáticos: consisten en unos fuelles que contienen aire a presión suministrado por un compresor. Permiten variar altura, dureza y ofrecen un alto grado de confort. Sin embargo, no son efectivos para un uso deportivo.

En competición, se suelen utilizar amortiguadores hidráulicos de gas regulables, para poder adaptar el comportamiento de los mismos a los requerimientos del vehículo y la pista, Los hay de diferentes tipos. Los más básicos, de 1 vía, permiten regular la resistencia que ofrece el amortiguador durante su extensión. Los de 2 vías ofrecen ajustes para la compresión y extensión. Para las aplicaciones más exigentes, existen amortiguadores que brindan ajustes independientes para las diferentes fases de alta y baja velocidad. Si permiten este tipo de ajuste en extensión, hablamos de amortiguadores de 3 vías mientras que, si también lo hacen para la compresión, se tendrían unos amortiguadores de 4 vías. Esto permite diferenciar entre una compresión o extensión lenta producida por un desplazamiento de masa al tomar una curva, o una rápida producida por la absorción de una irregularidad. Todo esto se puede consultar con más detalle en [5].

-Neumáticos: también son considerados un elemento de la suspensión, ya que son capaces de filtrar irregularidades del pavimento.

1.1.1 Adherencia

Es necesario profundizar en este elemento pues la adherencia está en gran medida supeditada a ellos, y para transmitir o resistir los esfuerzos que el vehículo sufre contra el suelo, se depende de ella.

De acuerdo con lo argumentado en [6], la adherencia es, matemáticamente, igual al producto del peso por el coeficiente de fricción, sin embargo, ambos variarán durante la marcha del vehículo. Es obvio que un mayor valor de adherencia en cualquier momento, permitirá acelerar, frenar y tomar curvas más rápido.

-el peso o carga vertical es determinado en estático, pero variará continuamente cuando el vehículo se encuentre en movimiento debido a las irregularidades del piso, las fuerzas aerodinámicas o las transferencias de peso verticales y horizontales. Su aumento provocará una disminución leve del coeficiente de rozamiento, pero esta pérdida es tal, que el aumento de carga compensa con creces su deterioro, por lo que la capacidad de tracción y paso por curva será superior.

-el coeficiente de fricción obedece además de al peso, a la superficie sobre la cual se circula, al ángulo de caída, al compuesto del neumático, la temperatura de ambos y el ángulo de deriva.

El ángulo de deriva del neumático se produce debido a la deformación elástica de estos cuando se ven sometidos a esfuerzos. El coeficiente de fricción aumenta progresivamente con el ángulo de deriva hasta un determinado punto a partir del cual comienza a descender, siguiendo una curva que será característica para cada neumático. El diseño y puesta a punto de la suspensión tendrá que tener en cuenta este aspecto.

-*Brazos de suspensión*: son los elementos de guiado de la suspensión y es el objeto de estudio para este proyecto. Se podrían definir de forma genérica como aquellos elementos de unión entre el chasis y las ruedas, sobre los cuales trabajan los elementos elásticos y amortiguadores. Definirán el tipo de suspensión y en función de sus geometrías y pesos, las características dinámicas del vehículo variarán de forma sustancial, puesto que son los que determinan la cinemática de la suspensión y, con ella, los ángulos de contacto de la rueda con el suelo. Este tema se profundizará más adelante. [7]

-*Barras estabilizadoras*: tal como se expone en [8], son unas barras metálicas que se encuentran unidas a ambas ruedas de un mismo eje a través de alguno de los brazos de suspensión o de la mangueta. También están unidos al chasis y su función principal es trasladar parte del esfuerzo ejercido sobre una rueda a la opuesta para limitar la inclinación natural causada por la inercia. Cuanto más rígidas sean, mayor será la estabilidad, pero menor la independencia de funcionamiento. Cabe la posibilidad de que sean regulables.

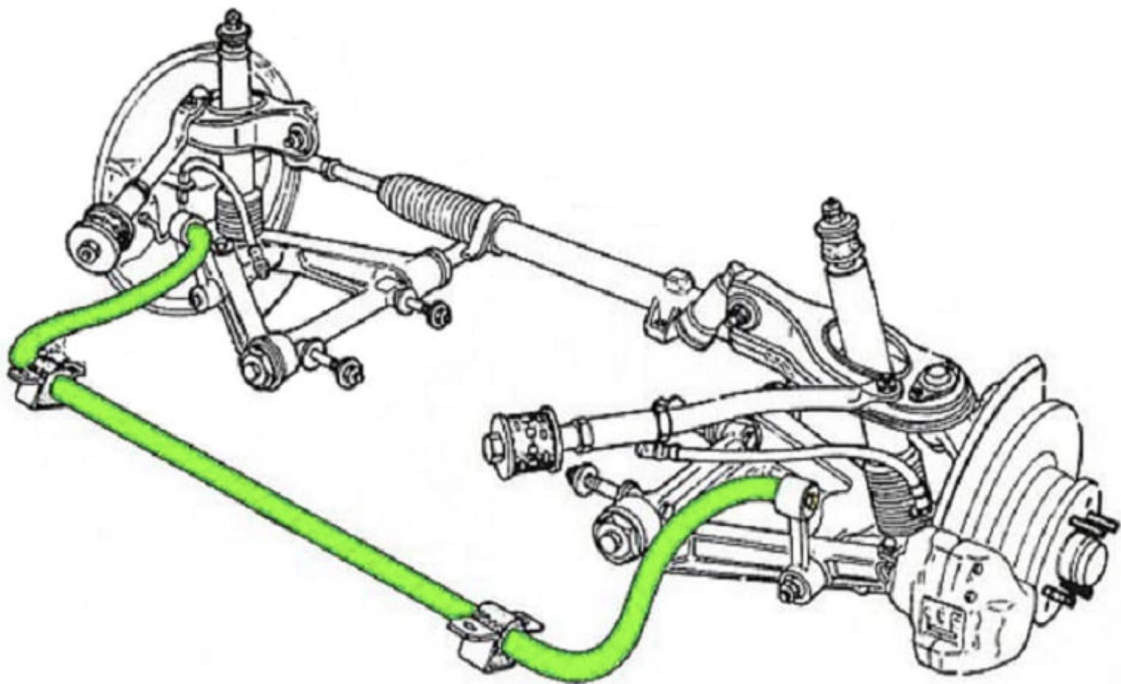


Figura 1 - 3 Montaje barra estabilizadora sobre suspensión de paralelogramos deformables. [8]

-Además de estos, existen otros componentes como cojinetes, rótulas o silentblocks (elementos de unión fabricados en caucho, poliuretano u otros materiales que permiten disminuir la transmisión de ruidos y vibraciones al chasis, protegiendo también los elementos que conectan).

Todas estas piezas sirven como unión entre el bastidor del coche y las ruedas, los frenos y elementos de transmisión o de dirección.

Llegados a este punto, es importante diferenciar dos conceptos:

1.2 Masas suspendidas y no suspendidas.

-Masas suspendidas: Son aquellas que se encuentran sustentadas por la suspensión, incluidas el bastidor y demás elementos de la carrocería, habitáculo, motor completo, caja de cambios, sistema de alumbrado, etc.

-Masas no suspendidas: Son las ruedas, frenos, brazos de suspensión y en general todos los componentes que se mueven junto con la propia suspensión, realizando movimientos independientes al avance del vehículo durante su circulación y describiendo las irregularidades del terreno. Estas masas han de reducirse para evitar que generen grandes inercias en su movimiento, impidiendo a los amortiguadores trabajar correctamente.

No obstante, y tal y como se documenta en [9], cabe puntualizar que no todas las masas no suspendidas son iguales. Hay algunas que se encuentran parcialmente suspendidas y, por lo tanto, no generan tantas inercias perjudiciales para la suspensión. Por otro lado, las ruedas y frenos, además de encontrarse no suspendidos, constituyen masas en rotación, y tienen asociados momentos de inercia; por tanto, cuanto mayor sean, más difícil será acelerarlas o frenarlas, además, debido al efecto giroscópico, también será más difícil hacerlas girar.

1.3 Geometría de la suspensión.

Otro tema relevante a destacar es la geometría de la suspensión.

La suspensión de cualquier turismo siempre buscará conseguir el máximo contacto de los neumáticos con la carretera, en ello las geometrías juegan un papel fundamental, asimismo estas permitirán modificar el comportamiento dinámico del vehículo en gran medida. La suspensión se diseña y ajusta de modo que los neumáticos pisen el suelo formando unos pequeños ángulos, pensados para adaptarse a las condiciones de marcha. Como se explica en [6] y [10].

-Ángulo de caída: aquel que forman las ruedas con respecto a la vertical visto desde el frente. Este ángulo determinará cuál será la banda de rodadura. Por norma general, siempre toma valores negativos (en vehículos con suspensión MacPherson de hasta $1,5^\circ$ aproximadamente en turismos de calle y hasta 4° en los de competición), con la idea de compensar la deriva del neumático y el balanceo del vehículo cuando se vea sometido a la fuerza centrífuga generada al tomar una curva.

Es importante diferenciar entre el ángulo de caída propiamente dicho, y el ángulo de caída con respecto al chasis. Conociendo la cinemática de la suspensión es fácil obtener el ángulo de caída con respecto al chasis, sin embargo, en la práctica, la inclinación de la carrocería durante la curva, será de sentido opuesto y la caída con respecto al suelo, será menor.

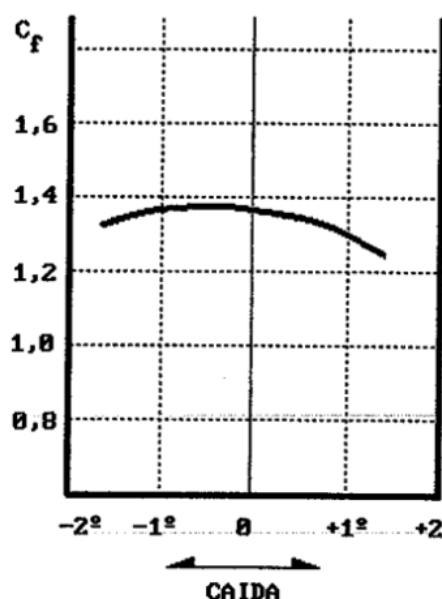


Figura 1 - 4 Relación entre el coeficiente de fricción y el ángulo de caída. [6]

En términos genéricos, aumentar el ángulo de caída negativa otorgará un paso por curva más rápido, pero perjudicará la tracción en rectas, por lo que se habrá de buscar el mejor compromiso. El máximo de agarre en curva se consigue con ángulos de caída cercanos a -1° con respecto al piso, como se muestra en Figura 1 - 4.

El ángulo de caída facultará también reglar el coche para buscar un comportamiento neutro. En caso de tenerse un coche subvirador, se podrá mitigar aumentando el ángulo de caída delantero o reduciendo el trasero, y de forma inversa, se podrá corregir el comportamiento sobrevirador.

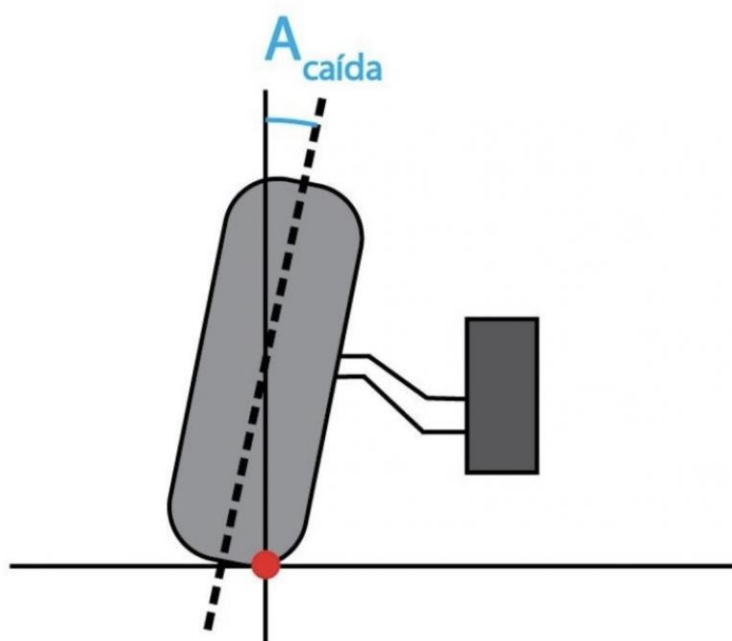


Figura 1 - 5 Ángulo de caída negativo en un turismo. [11]

-Paralelismo: es el ángulo de las ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo. Existen dos configuraciones según [12]:

- Convergencia positiva: las ruedas de un eje toman ángulos que hacen converger sus trayectorias.
- Convergencia negativa: las ruedas de un eje toman ángulos que hacen que sus trayectorias diverjan.

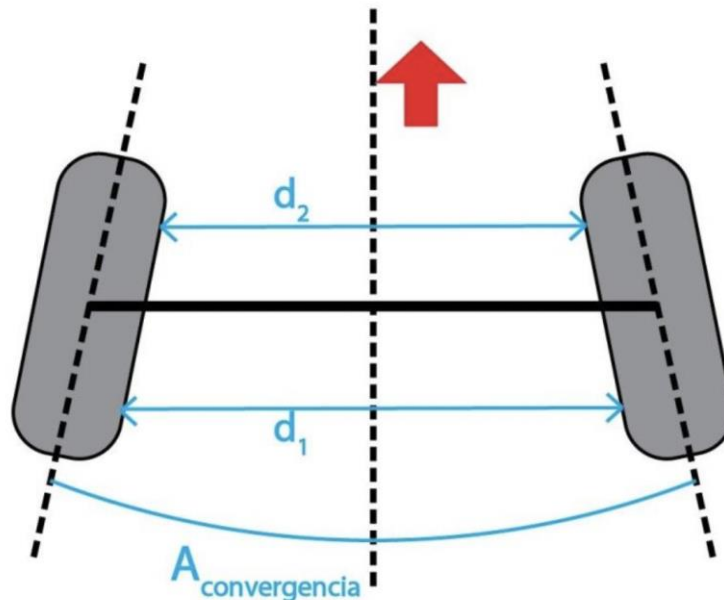


Figura 1 - 6 Ángulos de paralelismo (convergencia positiva) en un vehículo. [11]

Por regla general, todos los ejes traseros de turismos se ajustan con un cierto ángulo de convergencia positiva o ángulo 0, pero rara vez se utilizan ángulos divergentes.

Los ejes delanteros pueden adoptar configuraciones más variadas, pero en general un ángulo convergente repercutirá en una dirección más lenta y dócil, y uno divergente, en una más rápida y reactivo. Aun así, la convergencia es más usual.

Los ejes motrices en coches de calle, se suelen ajustar con una ligera convergencia positiva, puesto que al acelerar las ruedas tendrán una cierta tendencia a abrirse debido a la falta de rigidez de sus suspensiones y de esta forma se compensa y se consigue una mayor capacidad de tracción. En coches de competición, esto no sucede o resulta despreciable.

-Ángulo de avance: según lo descrito en [13] aquel que forma el amortiguador delantero con el eje vertical, viendo el coche desde el lateral y en el sentido de la marcha. Será positivo cuando la parte alta del amortiguador se incline hacia atrás y negativo cuando lo haga hacia delante. En una suspensión de tipo MacPherson, donde, como se verá más adelante, la dirección hace girar las ruedas con respecto al eje longitudinal del amortiguador, un mayor ángulo de avance provocará mayores fuerzas de autocentrado, lo que dará lugar a una mayor estabilidad direccional. Además, el avance tiene influencia sobre el ángulo de caída cuando se gira la dirección, de modo que, si se tiene un ángulo de avance positivo, al girar las ruedas, la externa a la curva ganará caída negativa y la interior caída positiva (para ángulos de avance negativos sucedería justo, al contrario). Lo presentado es muy interesante, ya que, ajustando el ángulo de avance, se pueden conseguir los valores de caída negativa deseados en curva, sin tener que recurrir a ángulos de caída negativos muy agresivos en estático, que podrían reducir la capacidad de tracción y frenada en rectas.

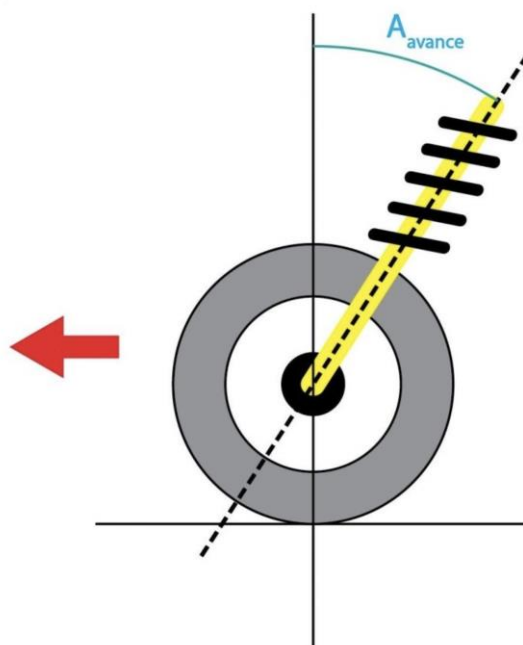


Figura 1 - 7 Ángulo de avance de la suspensión. [11]

-Ángulo de salida: como se refleja en [14] es el que forma la vertical con el eje sobre el cual gira la rueda; suele converger hacia abajo. Su finalidad es disminuir el brazo de palanca, reduciendo los esfuerzos sobre los elementos de suspensión y dirección. Además, este ángulo influye también sobre el autocentrado de la dirección y junto con el ángulo de avance, a la variación de caída en función del ángulo de giro.

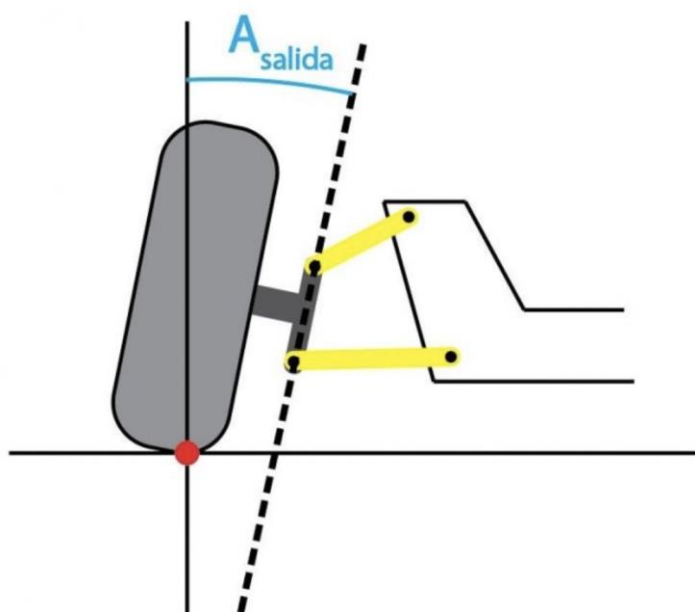


Figura 1 - 8 Ángulo de salida de la suspensión. [11]

1.3.1 Otros aspectos de interés relacionados con la suspensión

Existen otros aspectos que guardan relación con la suspensión y su diseño, y afectan a la dinámica del vehículo; consiguiente y merecida explicación que permitirá entender más ampliamente el tema que acontece. Se explican con más detenimiento en [13].

-Mangueta: es un elemento perteneciente a la suspensión y dirección del vehículo en el eje delantero. No pertenece como tal a la suspensión, y por eso no se ha incluido entre los elementos básicos que la conforman, sin embargo, tiene una gran influencia sobre ella. Este elemento es el que aloja los rodamientos de las ruedas y debe soportar los esfuerzos del amortiguador y muelle. Además, es el elemento sobre el cual actúan la bieleta de la dirección o ejes motrices y su diseño tendrá influencia en el comportamiento del vehículo.

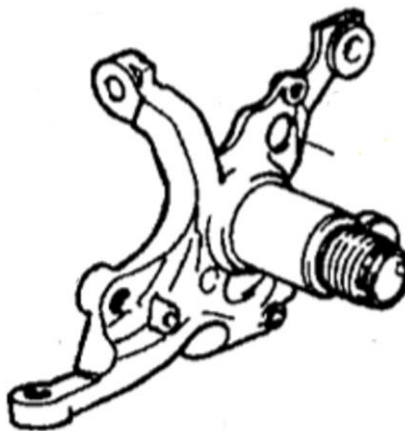


Figura 1 - 9 Mangueta de un BMW E36. [15]

-Ancho de vía: distancia entre los centros de las ruedas de un mismo eje. Varía con el recorrido de compresión y extensión de casi todas las suspensiones independientes. Esto puede afectar de forma negativa al manejo, dando lugar a deslizamientos de las ruedas o inestabilidad de la dirección, por lo que se ha de tener en cuenta durante el diseño de la suspensión.

-Batalla: distancia entre los centros de las ruedas delantera y trasera de un mismo lado.

El ancho de vía de los dos ejes y la batalla de un coche tienen una importancia notable en el comportamiento de este. Una batalla superior hace el coche más estable a altas velocidades, reduce la influencia de la carga sobre los ejes y la tendencia al cabeceo, pero en contrapartida lo hace más lento y torpe en zonas reviradas. Por otra parte, un mayor ancho de vía proporcionará una estabilidad en curva superior. Esto es debido al efecto de las transferencias de masas, que serán menores cuanto mayores sean el ancho de vía y la batalla. Las mencionadas medidas determinarán, por tanto, el carácter del coche.

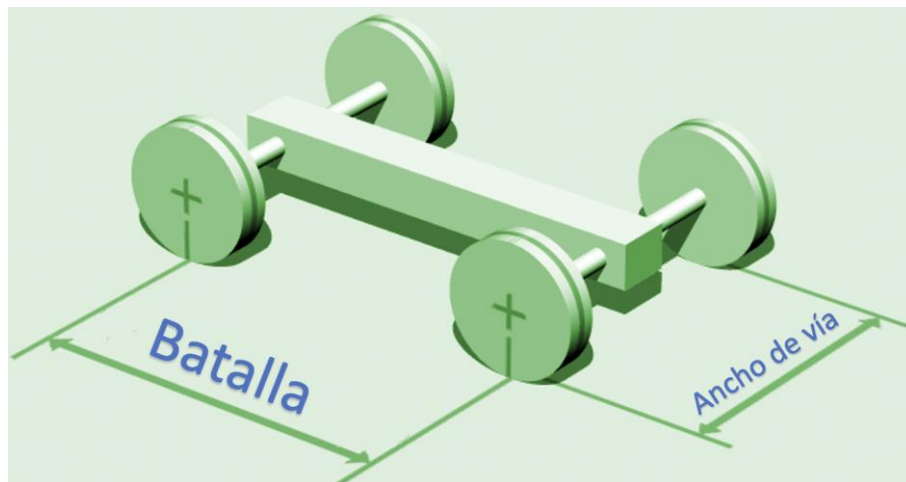


Figura 1 - 10 Ancho de vía y batalla de un vehículo.

-Centro de gravedad: es el centro de simetría de las masas, el punto de equilibrio de los pesos del vehículo. Lo ideal es que se encuentre situado lo más bajo y centrado posible para favorecer la estabilidad.

-Centro de balanceo: de acuerdo con [16] y [17] se describe como el punto imaginario situado en el plano vertical central que divide el coche en dos mitades longitudinalmente, sobre el cual se aplican las fuerzas provocadas por el giro de un vehículo. Su posición viene dada por el diseño de la suspensión y se desplaza momentáneamente cuando esta trabaja. La unión del centro de balanceo de la suspensión trasera y delantera, da lugar al eje de rotación. Si el centro de balanceo de la suspensión delantera se sitúa más elevada que el de la trasera, el coche tendrá una tendencia subviradora, mientras que, si sucede lo contrario, la tendencia será sobreviradora.

-Brazo de momento: depende de la distancia entre el centro de gravedad y el de balanceo. Cuanto mayor sea, mayores serán los esfuerzos a los que se verá sometido el vehículo en las curvas; por lo cual, mayor será el balanceo. Luego para lograr un coche estable, debemos procurar que estos puntos se hallen lo más próximo posible.

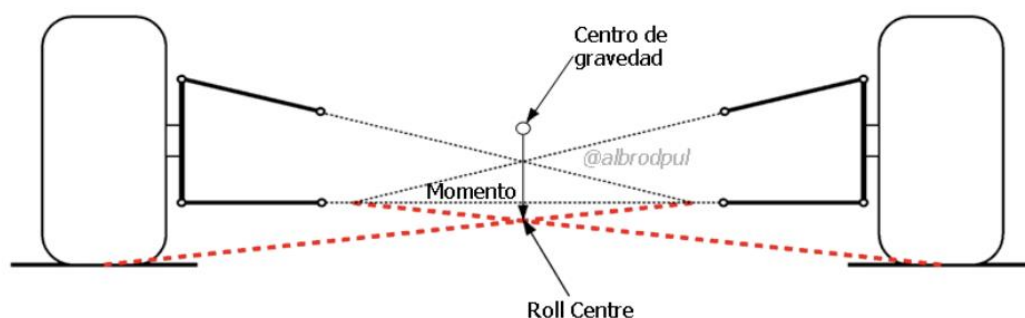


Figura 1 - 11 Centro de gravedad, centro de balanceo y brazo de momento. [17]

-Golpe de dirección: se trata de un efecto que se puede producir en un coche a causa de una mala geometría de la suspensión (ya sea por un defecto del diseño inicial o como consecuencia de una

modificación sobre la suspensión original), cuando el centro sobre el que giran los brazos de suspensión y los de la dirección son diferentes a lo largo del recorrido de la suspensión. El resultado es un pequeño desvío indeseado de la dirección cuando esta absorbe una irregularidad y afectará de forma negativa al manejo. Se analiza en [7].

-Ackerman: tal y como se expone en [12] y completando con lo explicado en [18], es la solución a un problema básico. Cuando tomamos una curva, la rueda exterior efectúa un giro más amplio que la interna, cuyo radio de giro es menor. Para lograr que las ruedas concurren en el mismo punto, el centro instantáneo de rotación, se recurre a un simple mecanismo a través de las manguetas, que permite a las ruedas variar su convergencia en función del ángulo de giro de la dirección. Para conseguir un sistema con geometría de Ackerman pura, se debe hacer converger la prolongación de las uniones de los centros de las ruedas y los puntos sobre los que actúa el mecanismo de la dirección sobre la mangueta en el centro del eje trasero. De este modo el radio de giro de la rueda interna y la externa sería el mismo. Sin embargo, en la actualidad, los turismos no utilizan una geometría pura, y la medida en que se produce este efecto se calcula teniendo en cuenta el ancho de vía, la batalla y el tipo de aplicación. Cuando las transferencias laterales de masa son elevadas, el límite de agarre de la rueda externa es mucho mayor, pues sobre ella recae un mayor peso. Reduciendo el efecto Ackerman, se consigue desplazar el esfuerzo del giro a la rueda externa y descargar la interna, siendo más eficientes en cuanto al aprovechamiento de la adherencia de los neumáticos, aunque introduciendo también rozamientos indeseados debido al arrastre de las ruedas, que no giran en torno a un punto común. En algunos coches de competición se utilizan geometrías de Ackerman 0 (el punto de la mangueta donde trabaja la dirección se encuentra a la misma altura que el centro de rotación de la rueda y por tanto sus prolongaciones son paralelas), e incluso anti-Ackerman (Fórmula 1).

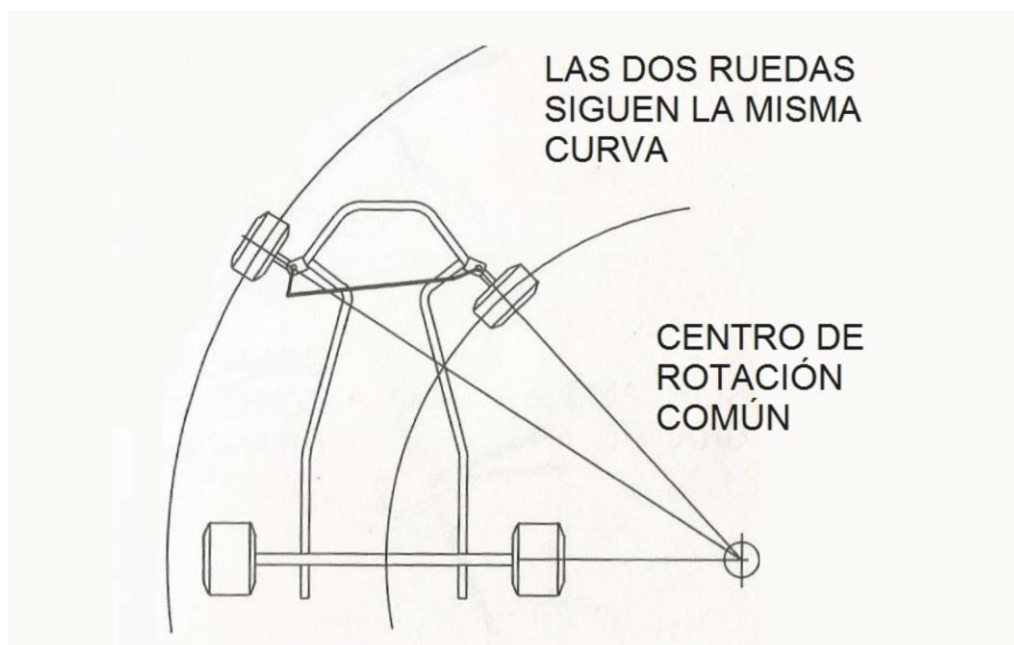


Figura 1 - 12 Efecto Ackerman. [18]

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Tipos de suspensión utilizadas en automóviles

Los sistemas de suspensión utilizados en el ámbito del automovilismo han evolucionado a lo largo de los años, buscando adaptarse a diferentes necesidades, tales como su simpleza de construcción, resistencia, mayor calidad de marcha y condiciones de seguridad. En ámbito de competición, sobre todo, se ha orientado al manejo; necesario entonces reducir las masas no suspendidas y la búsqueda de un diseño de sistemas que no introduzcan variaciones indeseadas de geometría a lo largo del recorrido de la suspensión.

En este apartado, se analizarán brevemente los tipos de suspensión más empleados en automóviles; las cuales se podrían agrupar en rígidas, semirrígidas e independientes, con las características que se describen a continuación [1] [6] [19].

-Suspensiones rígidas:

-Suspensión de eje rígido: este sistema de suspensión se utiliza cada vez menos y prácticamente siempre en el eje trasero.

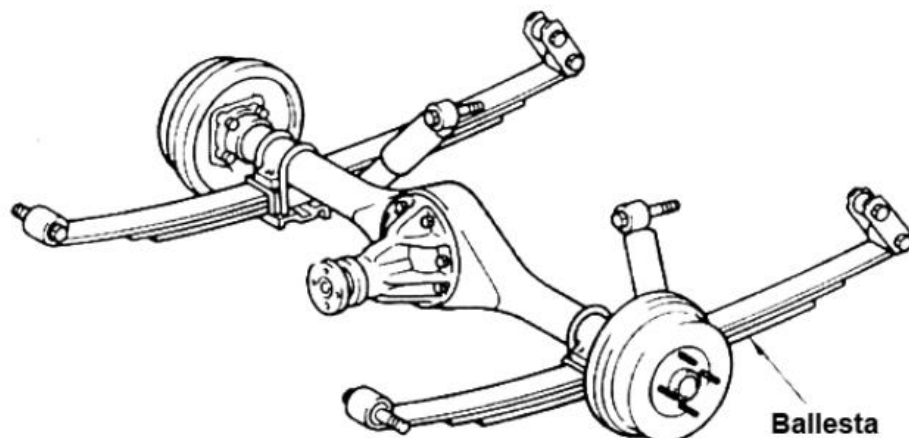


Figura 2 - 1 Suspensión de eje rígido y ballestas con grupo diferencial integrado. [20]

Sus ventajas destacadas la sencillez y robustez, razón por la cual se emplean principalmente en vehículos todoterreno. Sus mayores desventajas son una masa no suspendida muy elevada, sobre todo en ejes motrices, pues el grupo diferencial se integra en el eje, y un centro de balanceo alto. Sobre terreno llano las caídas no varían, sin embargo, se podría decir que presentan una gestión de las caídas deficiente, porque al estar conectadas ambas ruedas por el eje, cuando una de ellas se inclina por efecto de un esfuerzo en la suspensión, la rueda opuesta adopta un ángulo de caída inversamente proporcional. La gestión de las caídas y, sobre todo, la elevada masa no suspendida, son razones por las cuales su uso en competición no tiene cabida.

-Suspensiones semirrígidas:

-Puente de Dion: también utilizada en ejes traseros, es similar a la anterior, aunque la función motriz y la de suspensión se separan y así se consigue que las masas no suspendidas se reduzcan en gran medida, ya que el eje de unión de las ruedas no soporta el diferencial. Conserva la ventaja de mantener las ruedas en paralelo con respecto al plano del suelo; sin embargo, está en desuso, al resultar considerablemente más costosa.

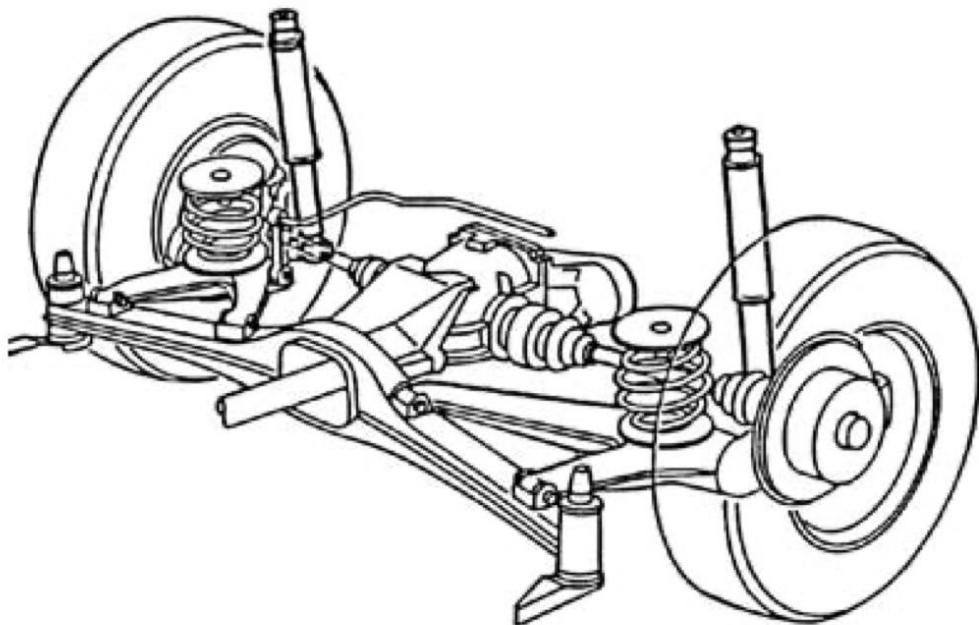


Figura 2 - 2 Suspensión de eje de Dion. [21]

-Suspensión de eje torsional: en este tipo de suspensión semirrígida, el eje de unión de las ruedas tiene forma de U y está construido con un acero resistente y flexible que se deforma proporcionando a las diferentes ruedas cierto grado de independencia, de este modo, las variaciones de caídas asociadas a las ruedas opuestas no son tan acusadas como sucedía en los ejes rígidos y se favorece la estabilidad. Además, posee la ventaja de que con él se puede variar la altura del vehículo, aunque se ha de tener en cuenta el tipo de aplicación que se le vaya a dar al vehículo, ya que, al elevar el mismo, se eleva también su centro de gravedad, con la consiguiente disminución de estabilidad. Se suele utilizar en el eje trasero de automóviles con tracción delantera. Es bastante simple, ligero y barato, por lo que está destinado a turismos de gama media-baja.

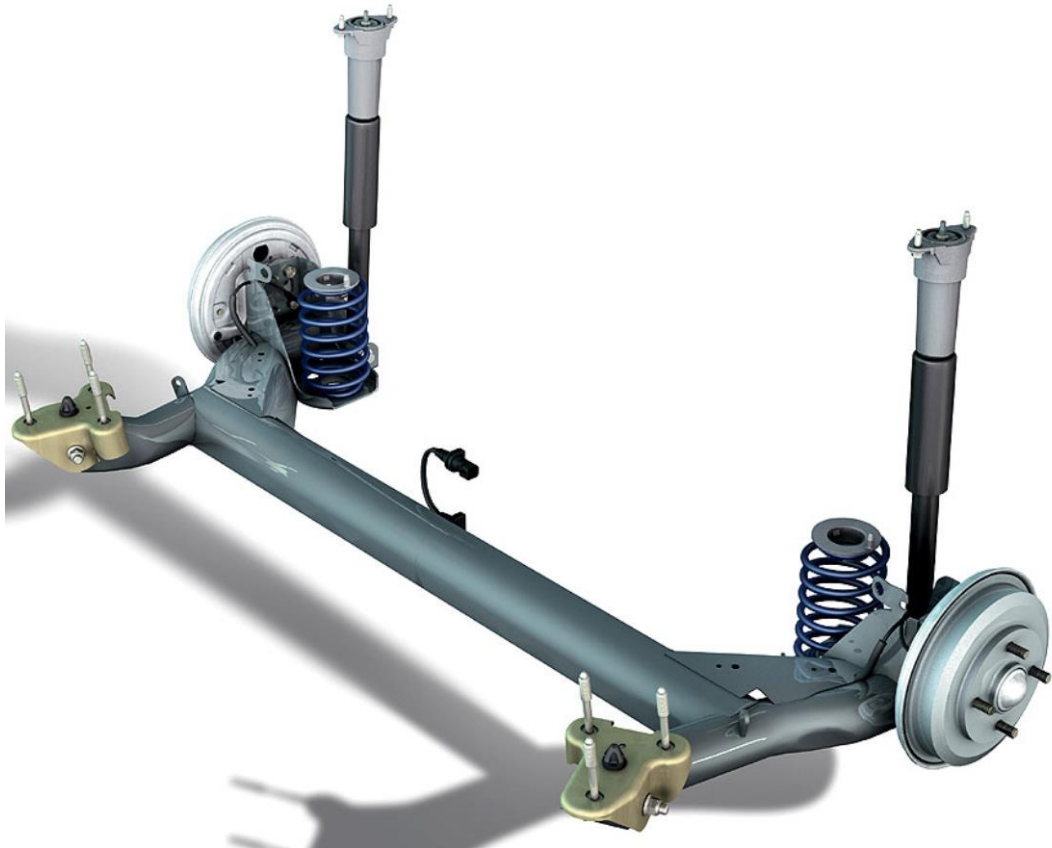


Figura 2 - 3 Suspensión de eje torsional. [9]

-Suspensiones independientes: ofrecen mayor efectividad porque tienen menos masas no suspendidas y trabajan de forma independiente, de modo que la geometría de la rueda opuesta a la que en un momento dado se desplaza al absorber un bache, no se ve afectada como en las suspensiones vistas anteriormente. Razones que provocan que en la actualidad se empleen prácticamente en la totalidad de los turismos, que en primer lugar las adoptaron en los ejes delanteros y con el paso del tiempo se han extendido también a los traseros. Se diferencian las siguientes variantes:

-Suspensión de brazos tirados: uno de los sistemas de suspensión independiente más primitivos. Su empleo terminó por limitarse a los ejes traseros y actualmente se encuentra en desuso. Está constituido por un brazo de suspensión en V que gira en torno a un eje situado en el puente trasero. Se hablará de suspensiones de brazos tirados cuando el eje en torno al que gira el brazo de suspensión sea perpendicular al eje longitudinal del vehículo, mientras que cuando sea oblicuo se tratará de una suspensión de brazos semi-tirados. La suspensión de brazos tirados apenas sufre variaciones de geometría a lo largo de su recorrido, pero requiere de estabilizadoras longitudinales. La de brazos semi-tirados, efectivamente, experimentará variaciones de caídas y convergencia, pero como ventaja, no precisará de estabilizadoras longitudinales por razones de su propio diseño. Ambos diseños cuentan con una desventaja, un centro de balanceo muy bajo. Este tipo de suspensión fue utilizada por una variante del BMW E36 en su eje trasero (E36 compact).

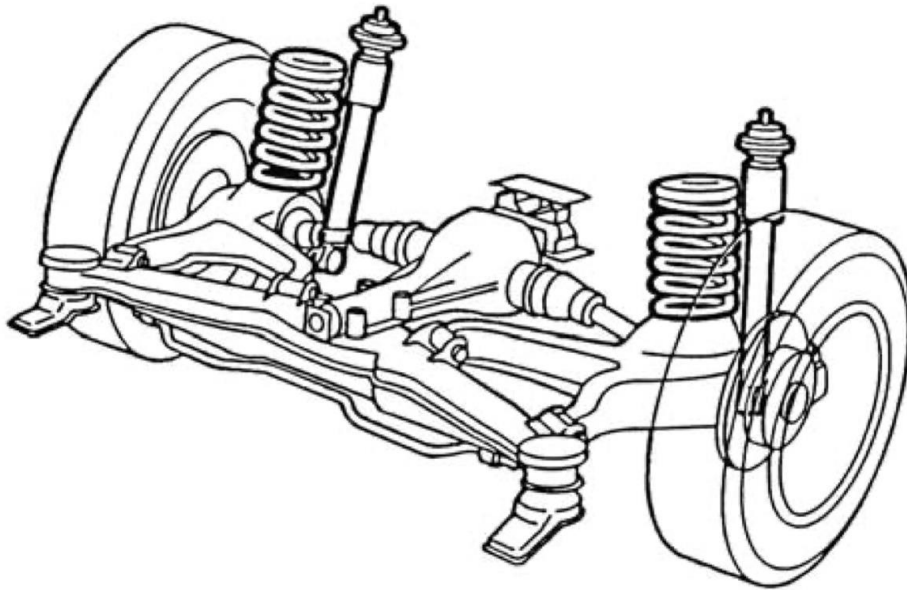


Figura 2 - 4 Suspensión trasera de brazos semi-tirados. [21]

-Suspensión de paralelogramos deformables: este tipo de suspensión denominada también suspensión de triángulos superpuestos, ha sido utilizada en multitud de turismos tanto en sus ejes delanteros como traseros. Conformada por dos trapecios o brazos, uno superior y otro inferior, ambos se encuentran anclados tanto a la mangueta como al bastidor a través de rótulas conformando el paralelogramo.



Figura 2 - 5 Suspensión de triángulos superpuestos. [22]

Las características de funcionamiento variarán dependiendo del diseño y la longitud de sus brazos, aunque, por lo general, esta suspensión resuelve correctamente el problema de las variaciones de geometrías durante su funcionamiento; con el inconveniente de su elevado coste, requerimiento de espacio y que se produce una variación del ancho de vía a lo largo del recorrido. A pesar de la existencia de diferentes variantes, normalmente incluyen el amortiguador en diagonal, anclado al brazo inferior y al bastidor por su parte superior. Ofrecen buen rendimiento, razón por la cual son empleados en numerosos automóviles deportivos, asimismo, constituyen la base del desarrollo de las suspensiones multibrazo con elementos de guía transversales, las más efectivas, que se verán a continuación.

-Suspensión multibrazo: para que una suspensión se considere multibrazo debe estar constituida por, al menos, 3 brazos independientes. Este tipo proporciona un guiado muy preciso y sus masas no suspendidas son escasas. Se pueden clasificar de forma general en dos tipos:

-Suspensiones de brazos transversales superpuestos: clase de suspensión que incorporan los vehículos de *F1*. Estas suspensiones admiten todo tipo de ajustes (caídas, convergencia, avance y salida) de forma sencilla. Las masas no suspendidas son muy pequeñas, el conjunto es resistente, el centro de balanceo se sitúa bajo y la variación de las geometrías a lo largo del recorrido de suspensión es muy reducida.

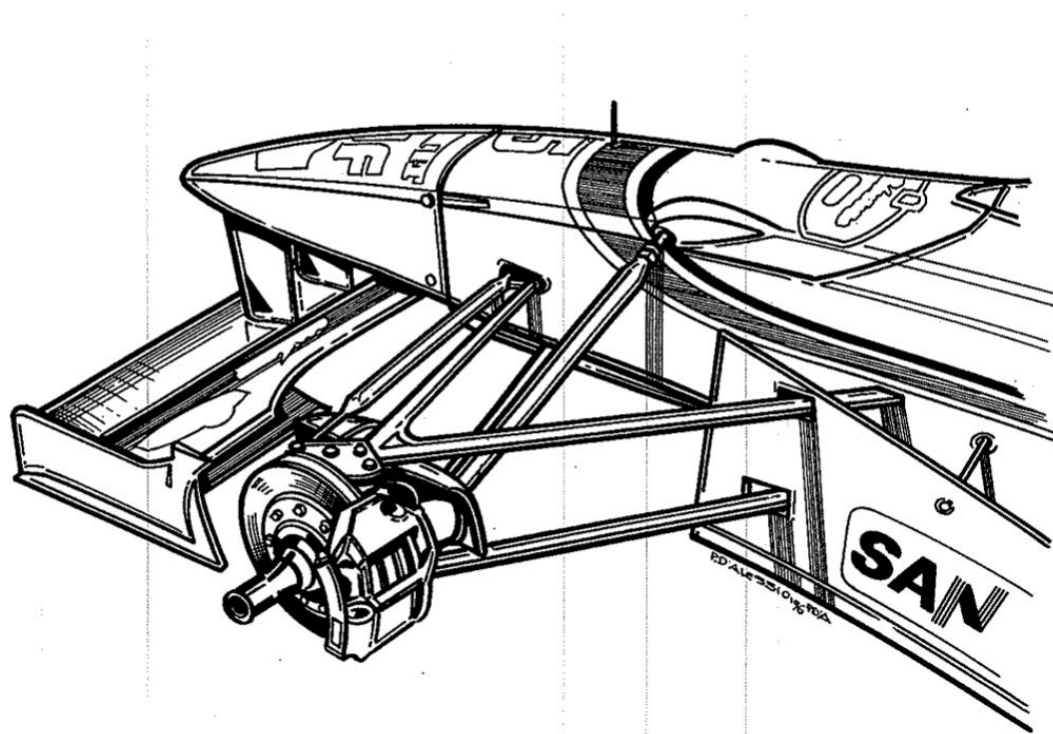


Figura 2 - 6 Suspensión de brazos transversales superpuestos. [6]

-Suspensión multibrazo con guía longitudinal: guarda cierta similitud con la de brazos tirados. Al brazo de guía longitudinal se le añaden brazos transversales que permiten controlar mejor el guiado de la suspensión, reduciendo las variaciones de geometría. Esta suspensión es la que se encuentra en los ejes traseros de los BMW E36 (a excepción de la versión *Compact*).

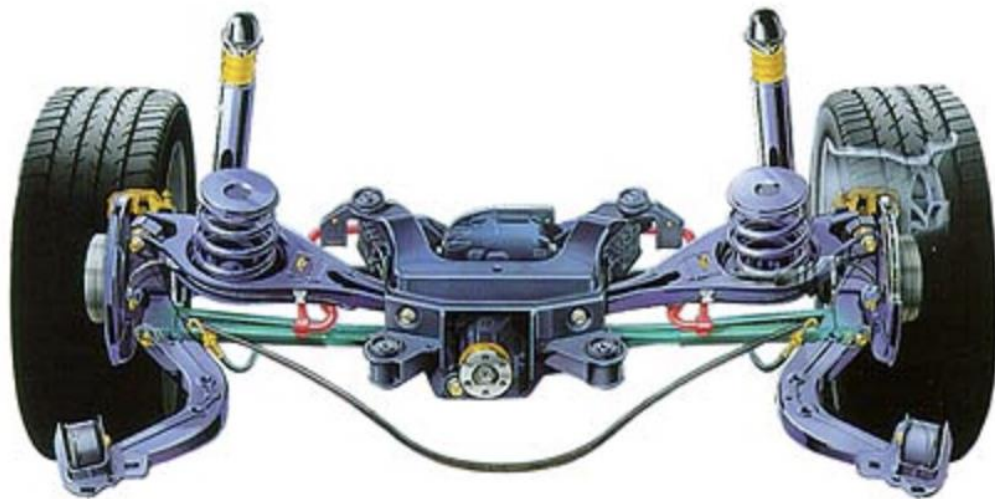


Figura 2 - 7 Suspensión trasera multibrazo Z-Link con guía longitudinal de un BMW E36. [23]

-Suspensión MacPherson: como se recoge en [24] y [6], es la suspensión más utilizada en la actualidad para los ejes delanteros de todo tipo de turismos, e incluso se puede encontrar en los ejes traseros de algunos automóviles. Está constituida por un brazo inferior de suspensión en forma de boomerang que dispone de tres puntos de unión, uno de ellos se fija a la mangueta a través de una rótula, los otros dos al chasis y al puente o cuna. La unión que va al chasis muchas veces emplea silentblocks en vez de rótula, reduciendo la precisión de guiado en favor de un mayor confort. El grupo amortiguador muelle es concéntrico y va unido en su parte inferior a la mangueta, y en la superior al chasis. Esta zona constituye un punto crítico de resistencia, por lo que se ha de reforzar o utilizar elementos de unión que amortigüen los golpes y vibraciones para evitar que se generen grietas en el chasis.



Figura 2 - 8 Suspensión de tipo MacPherson. [25]

El secreto de su éxito radica en su sencillez, bajo coste y el poco espacio que ocupa, unidos a un confort y eficacia bastante buenos. Las masas no suspendidas son reducidas y el guiado es correcto, dependiendo del diseño y posición del brazo. Actualmente este tipo de suspensión está muy desarrollada y no presenta problemas geométricos destacables.

2.2 BMW Serie 3 E36 (1991-1999)



Figura 2 - 9 BMW E36 berlina, coupe y cabrio. [26]

El BMW Serie 3 E36 fue introducido por la marca bávara en 1991 como sustituto para el BMW E30 [18]. El turismo de motor delantero longitudinal y tracción trasera se renovaba y el salto tecnológico fue sustancial. Las dimensiones y el peso del BMW E36 crecían con respecto al E30, aunque seguían siendo bastante contenidas. Se ofrecía en carrocería berlina de 4 puertas. La suspensión trasera de brazos semi-tirados es sustituida por una multibrazo Z-Link con guía longitudinal mucho más efectiva, la suspensión delantera de tipo MacPherson también se actualizaba. El resultado se presenta como un vehículo con mayor estabilidad a altas velocidades, con un comportamiento más refinado y confortable, pero siendo menos ágil en zonas reviradas con respecto a su predecesor. En 1992 llega al mercado la versión coupe de 2 puertas, más pesada y con un chasis más débil transversalmente debido a la supresión del pilar B al incorporar las puertas sin marco, pero con mayor rigidez longitudinal gracias a unos refuerzos en la parte baja del chasis. En 1993 llegará también al mercado la versión cabrio y touring de 5 puertas y en 1994 la versión Compact, un hatchback que heredará la suspensión trasera de su antecesor, el BMW E30.



Figura 2 - 10 BMW E36 compact y touring.

En general, con el E36 se implementan nuevas tecnologías de seguridad, confort y control del vehículo y las distintas mecánicas despuntan tanto en los 4 cilindros gasolina de acceso a la gama como en los 6 cilindros que introducen las culatas de 4 válvulas por cilindro y, posteriormente, los primeros sistemas de distribución variable mecánico-hidráulicos Vanos. En cuanto a los propulsores diésel, destaca el 6 cilindros en línea con turbocompresor que, posteriormente, incorporará intercooler y convertirá al BMW 325tds E36 en el turismo diésel más rápido del mercado en el momento de su lanzamiento, sin embargo, la gama también cuenta con una mecánica de 4 cilindros. En referencia al modelo más prestacional, el M3 E36, aparece en 1993 en carrocerías coupe, cabrio y por primera vez, berlina. Cuenta un motor de 6 cilindros en línea y 3 litros de cilindrada que recurre a una admisión con mariposas individuales y distribución variable para las válvulas de admisión ofreciendo 286cv. En 1995 el M3 se actualiza, llega la distribución variable también para las válvulas de escape y el motor incrementa su capacidad hasta los 3.2 litros, llegando a los 321cv y convirtiéndose en el primer turismo de producción en superar los 100cv/litro con aspiración atmosférica. Aparte de su impresionante motor, el M3 cuenta con un chasis reforzado en el puente trasero y las copelas delanteras, una suspensión más baja con tarados deportivos, frenos más grandes, estabilizadoras más gruesas, llantas de aluminio de 17 pulgadas y una estética más agresiva.



Figura 2 - 11 Motor S52B32 del BMW M3 E36. [27]

En el ámbito de las carreras, y como se puede ver en [28], el BMW E36 320ST participó en grandes competiciones automovilísticas de la época demostrando su valía en la pista, tales como el *British Touring Car Championship* (BTCC) o el *Super Tourenwagen Cup* (STW), donde obtuvo la victoria en 1994.



Figura 2 - 12 BMW E36 320ST. [29]

En [30] se detalla como debido a discrepancias con la normativa del prestigioso *Deutsche Tourenwagen Masters* (DTM), la versión de competición más prestacional del E36, el M3 GTR no tuvo la posibilidad de participar en dicho campeonato, pero tras unas modificaciones si obtuvo oportunidad en la copa ADAC GT, donde, de la mano del reconocido piloto Johnny Cecotto, ganaría el campeonato en 1993. Siguiendo con esta línea de acontecimientos, el BMW E36 ha participado en innumerables competiciones de menor categoría hasta el día de hoy.



Figura 2 - 13 BMW E36 M3 GTR. [30]

Se percibe con claridad que el BMW E36 ha sido un coche innovador en su época y que sus características técnicas lo convierten en una base perfecta para cualquier entusiasta o piloto que desee preparar un coche para track days o cualquier tipo de competición. La clave de este modelo es su bajo peso, perfectamente distribuido (50% sobre cada eje) [15], la disposición de su motor y transmisión, una mecánica fiable y en la actualidad, su bajo precio y facilidad para conseguir recambios. Se encuentra a mitad de camino entre el concepto de coche clásico y coche moderno, ofreciendo lo mejor de cada uno; un automóvil con carácter, orientado al piloto, destinado para disfrutar de la conducción; con mecánicas refinadas, pero sin la electrónica intrusiva y el elevado peso y dimensiones que caracterizan a los coches modernos.

2.3 Suspensión delantera tipo MacPherson del BMW E36

Tal como se describe en [15], el BMW E36 incorpora una suspensión delantera de tipo MacPherson. El esquema es simple. El amortiguador telescópico es originalmente un bitubo de gas con muelle concéntrico incorporado que se ancla a la mangueta en su parte inferior y al chasis mediante una copela de aluminio y caucho reforzado con rodamiento de bolas en su parte superior, que hace también de tope para el muelle. Por razones de diseño, en una suspensión MacPherson, además de cumplir la función propia de amortiguamiento, el conjunto amortiguador-muelle ha de soportar sobre sí mismo, todo el peso del vehículo sin disponer de otro medio de apoyo. Hablando del brazo de suspensión, es de fundición de acero. Cuenta con una rótula en uno de sus extremos que se fija en la parte inferior de la mangueta y otra en el centro que ancla en la cuna del motor. La unión con el chasis se realiza a través de un silentblock, en el otro extremo del brazo. La barra estabilizadora se sitúa bajo la cuna del motor y se une a los brazos de suspensión a través de unas rótulas y al chasis, mediante uniones con silentblock.

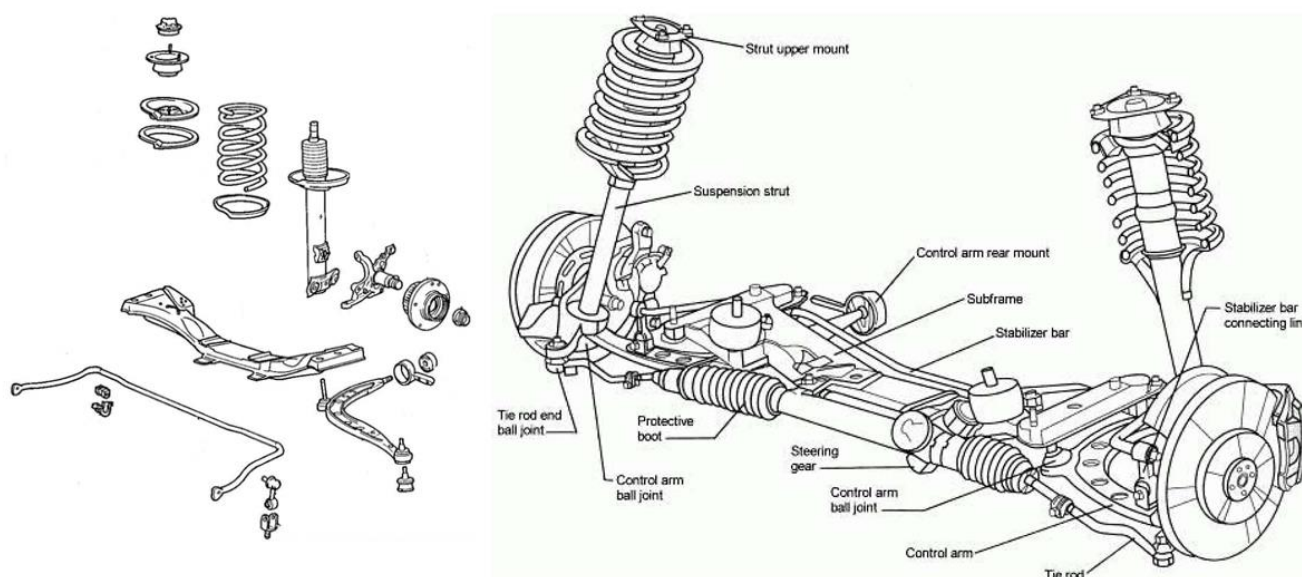


Figura 2 - 14 Suspensión delantera MacPherson de un BMW E36, a su izquierda, el despiece de uno de los lados.

La configuración inicial de la suspensión se orienta principalmente hacia el confort y a conseguir un comportamiento predecible en situaciones límite, a través de una tendencia subviradora provocada. Es

por ello que la altura de los muelles resulta elevada, el ancho de vía delantero es inferior al trasero, asimismo, las caídas son de menor magnitud en el eje delantero que en el trasero. El ángulo de avance es contenido y la dureza de muelles y resistencia de los amortiguadores es baja.

El vehículo concreto sobre el cual se realizará el estudio es un BMW E36 323i coupe; de acuerdo con [15] cuenta con un propulsor de 6 cilindros en línea y 24 válvulas, desplaza 2494cc y desarrolla 170cv de potencia que se transmiten a las ruedas traseras a través de una caja manual de 5 velocidades.

Su longitud total es de 4433mm, con un ancho de 1710mm y altura de 1366mm. La batalla es de 2700mm. La vía delantera tiene 1408mm y la trasera 1421mm. El peso anunciado, con el vehículo listo para circular, conductor y el tanque lleno de combustible se comprende de 1395kg

Los muelles originales toman en la suspensión delantera 378mm de longitud, un diámetro exterior constante de 170mm y espesor constante de 13mm.

Los muelles traseros poseen una longitud de 236mm. En este caso, el diámetro exterior varía siendo en los extremos de 60mm y en el centro de 145mm; El espesor, es también variable, de 9,6mm en extremos y 15mm en el centro. Al producirse una variación en el diámetro de las espiras, se consigue una flexibilidad progresiva a medida que se comprime el muelle.

La alineación de la suspensión es la siguiente [15]:

-Paralelismo:

-En eje delantero: 18' de convergencia positiva ($\pm 8'$)

-En eje trasero: 24' de convergencia positiva ($\pm 6'$)

-Caída:

-En eje delantero: 30' caída negativa ($\pm 30'$)

-En eje trasero: 1°40' caída negativa ($\pm 15'$)

-El avance es de 3°40' ($\pm 30'$)

Las llantas originales: unas Styling 42 en fundición de aluminio con un diámetro de 16", ancho de 7" y ET46. Gozan de un peso de 9,9kg por llanta y montan neumáticos en medida 225/50 R16.

3 DESARROLLO DEL TFG

En la preparación de la suspensión de un vehículo intervienen multitud de parámetros. Su optimización es un problema difícil de solucionar, ya que muchas veces los requisitos se contradicen y cada cambio realizado sobre los puntos característicos de anclaje provocará una variación en el comportamiento del mismo.

La altura inicial de la suspensión original es demasiado elevada, una reducción de la misma permitiría bajar el centro de gravedad del vehículo, favoreciendo la estabilidad, de modo que se partirá de la instalación de unos amortiguadores de cuerpo roscado, los cuales tienen un rango de altura de -30mm a -60mm con respecto a los de origen.

Para poder trabajar con esta suspensión, se ha escaneado un BMW 323i E36. Este modelo servirá como referencia, ya que todos los e36 comparten la misma geometría de suspensión, a excepción del M3. [15]



Figura 3 - 3-1 BMW E36 323i utilizado para tomar medidas.

Se han empleado dos scanner 3D Artec (Eva y Space Spider). De esta forma, se han podido obtener los puntos de anclaje del brazo de la suspensión y la copela del amortiguador, para su posterior análisis a través del simulador online de suspensiones Vsusp, que proporciona gráficas donde se muestra el ángulo de caída en grados o la altura del centro de balanceo frente a la carrera de la rueda en milímetros, así como caída frente a ángulo de balanceo.

El objeto del diseño del brazo es dotarlo de un cierto grado de ajuste que facilite la corrección del ángulo de caída en estático para proporcionarle un valor apropiado para el uso en pista, desplazar el centro de balanceo para aproximarlos al centro de gravedad del vehículo, disminuyendo el brazo de momento y obtener una gráfica de variación de caída con respecto a la compresión del amortiguador correcta en el nuevo rango de movimiento de la suspensión. Además, se busca una reducción de peso del mismo.

3.1 Medición de la suspensión mediante escaneo 3D y métodos convencionales.

Para cumplir con los objetivos planteados lo primero es conocer el emplazamiento inicial de los puntos de anclaje de la suspensión, ya que esto permitirá simular la cinemática inicial y proporcionará una orientación precisa para el diseño de los nuevos brazos.

Para conseguirlo se han utilizado 2 escáner diferentes [31]:

-El Artec 3D Eva es un escáner 3D de luz estructurada. Es la elección ideal para hacer un modelo 3D rápido, preciso y con textura de un objeto de tamaño mediano, por lo que se utilizó para obtener el grueso de la geometría de los brazos y la torreta del amortiguador.

-El Artec 3D Space Spider es un escáner de alta resolución basado en tecnología de luz azul. Perfecto para capturar objetos pequeños o detalles intrincados de objetos industriales grandes con alta resolución, gran precisión y colores brillantes. La habilidad del escáner para capturar complejas geometrías, bordes afilados y delgadas hendiduras lo hace perfecto para la aplicación que se necesita, pues tiene un rango de utilización que permite manejarlo a cortas distancias bajo el vehículo, y obtener aquellos detalles que el otro escáner no ha podido captar.



Figura 3 - 3-2 Escaneado con Artec 3D Space Spider.

Las circunstancias permitieron disponer del vehículo durante una mañana en la que se efectuó el escaneado, elevando una rueda con un gato hidráulico en el laboratorio de mecánica del CUD.

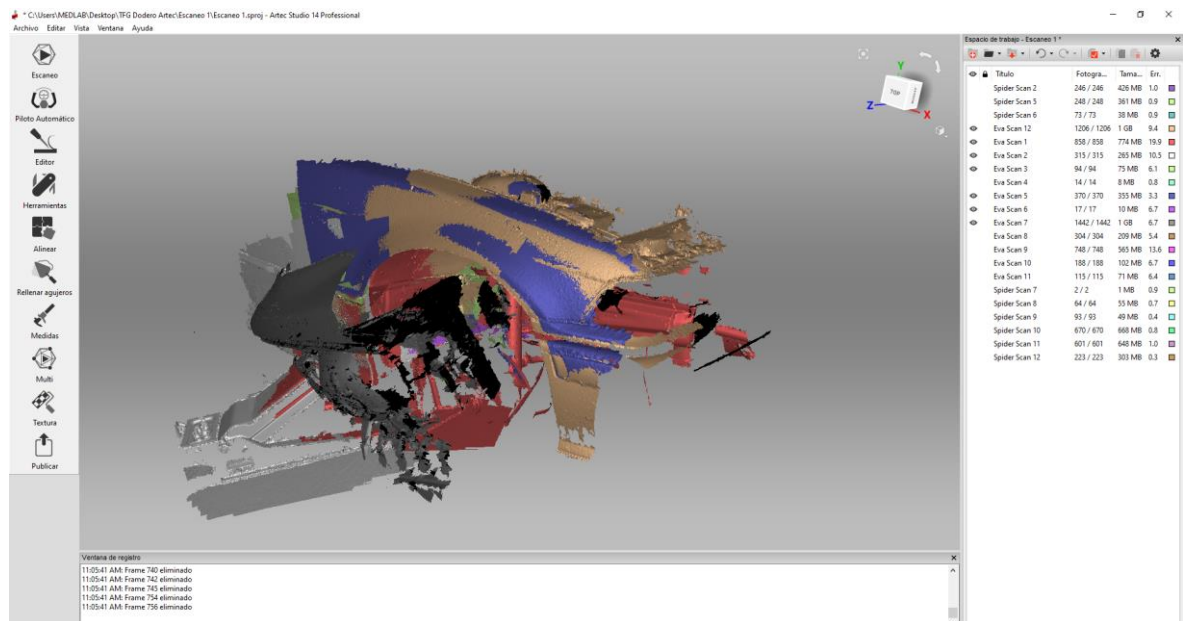


Figura 3 - 3-3 Montaje de los diferentes archivos obtenidos con los escáneres Artec.

Para obtener la imagen 3D de la suspensión se han de superponer los diferentes archivos producidos por los escáneres. El programa no los alinea automáticamente por lo que hay que relacionarlos manualmente buscando puntos comunes. Como se observa en Figura 3 - 3-4.

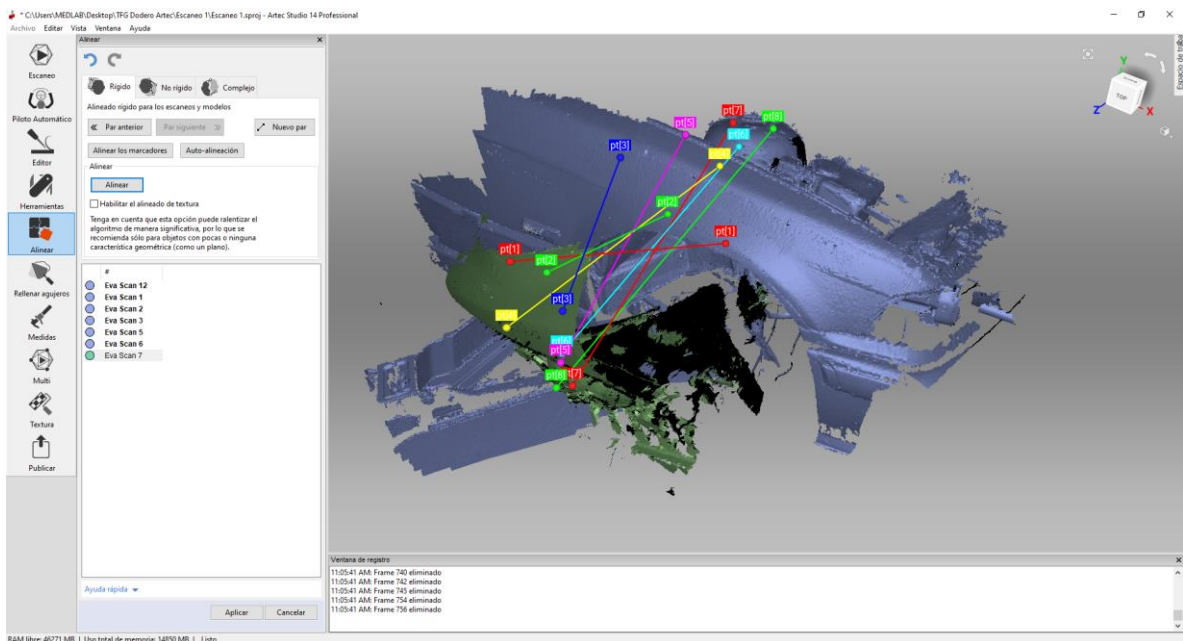


Figura 3 - 3-4 Proceso de relación de puntos para la obtención de la imagen 3D sobre la cual se efectuarán las mediciones.

Tras superponer los diferentes escaneados se obtiene una imagen 3D algo mediocre, que permite identificar los puntos deseados con dificultad.

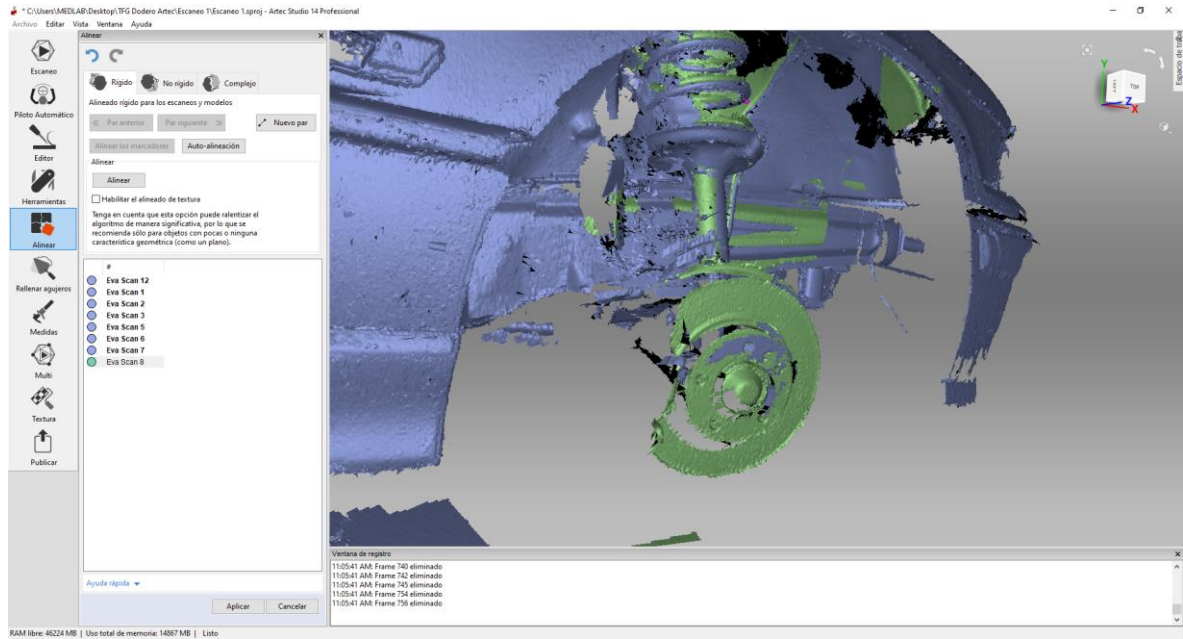


Figura 3 - 3-5 Producto obtenido a través de los escáneres Artec después del montaje de los diferentes archivos.

El software de Artec 3D permite obtener coordenadas de puntos sobre los productos del escáner. No obstante, debido a la calidad de la imagen, no fue tarea fácil, por lo que se recurrió a hacer una interpolación, para poder situar los puntos necesarios en el espacio. Como se muestra en Figura 3 - 3-6.

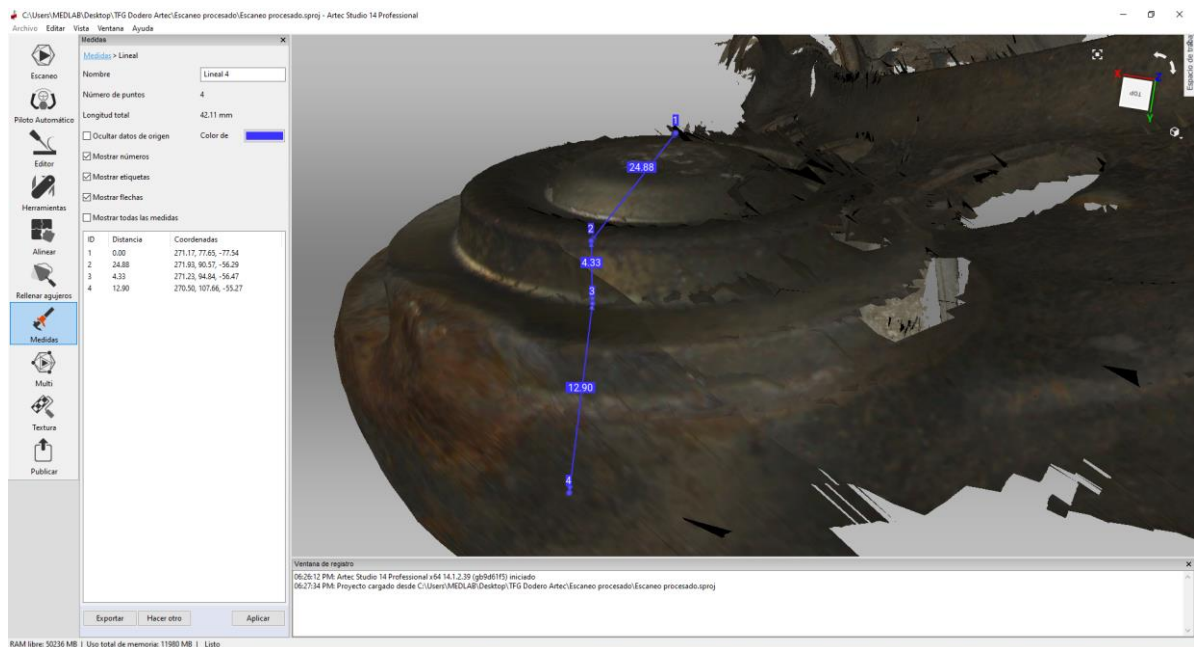


Figura 3 - 3-6 Obtención de coordenadas sobre las imágenes 3D.

Para las mediciones exactas del brazo de suspensión, debido a las dificultades comentadas, se recurre a la compra de uno usado, y se mide utilizando instrumentos de medición convencionales, como una cinta métrica y un calibre tipo pie de rey.



Figura 3 - 3-7 Toma de medidas sobre brazo de suspensión original desmontado, haciendo uso de un pie de rey.

3.2 Simulación de la cinemática de la suspensión.

3.2.1 Vehículo original

La interpolación de puntos sobre la imagen 3D del escaneado y otras mediciones permiten obtener los siguientes valores:

- Distancia vertical desde el suelo al anclaje del brazo de suspensión en la cuna del motor: 310mm
- Distancia transversal desde el centro del coche al anclaje del brazo de suspensión en la cuna del motor: 400mm
- Distancia transversal desde el centro del coche a la punta de la copela: 710mm
- Distancia vertical desde el anclaje del brazo de suspensión a la punta de la copela: 545mm
- Longitud del brazo de control (cuna-mangueta): 320mm
- Distancia transversal desde el buje hasta el anclaje inferior del amortiguador: 150mm
- Ángulo de salida: $3,4^{\circ}$
- Distancia transversal desde el buje hasta el anclaje del brazo de suspensión a la mangueta: 192mm
- Distancia vertical desde el anclaje del brazo de suspensión a la mangueta hasta el anclaje inferior del amortiguador: 85mm

El simulador VSusp ofrece gráficas que permiten enfrentar diferentes parámetros relativos a la cinemática de la suspensión, lo cual resulta de gran utilidad para el diseño de la misma y para su reglaje.

Se han introducido los datos obtenidos en las mediciones y el programa ha proporcionado las gráficas que se analizarán a continuación:

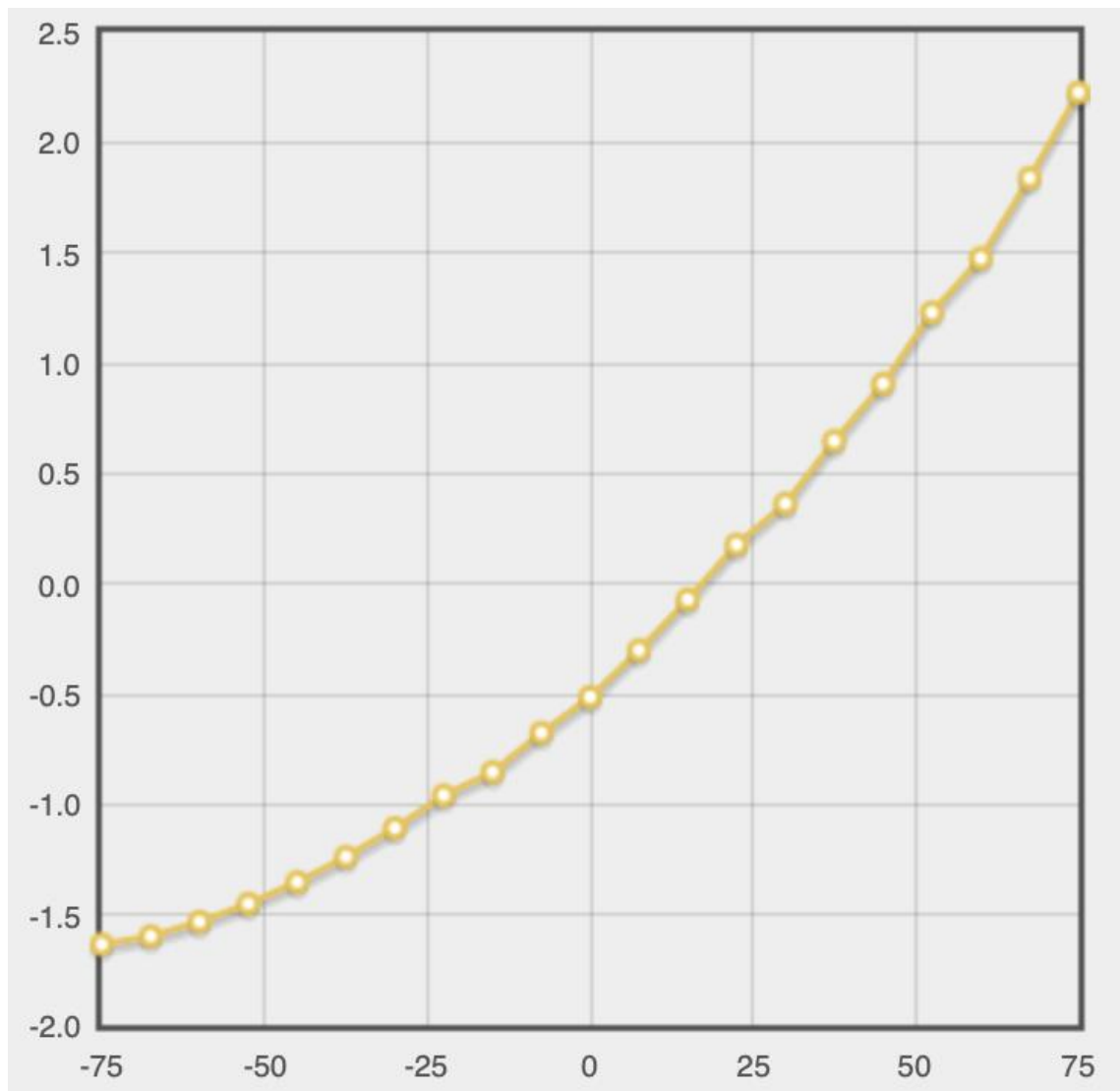


Figura 3 - 3-8 - X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm).

Teniendo en cuenta la dureza del amortiguador de serie, los máximos de agarre del neumático y el peso y brazo de momento del vehículo, se estudiará el valor de caída en función del recorrido del amortiguador en un rango total de 150mm.

El ángulo de caída en estático es de $-0,5^\circ$. Este ángulo se reduce hasta alcanzar un valor de $-1,65^\circ$ para una compresión de 75mm del amortiguador. Para la extensión sucede lo contrario, alcanzando un valor de $2,25^\circ$ en el límite de 75mm.

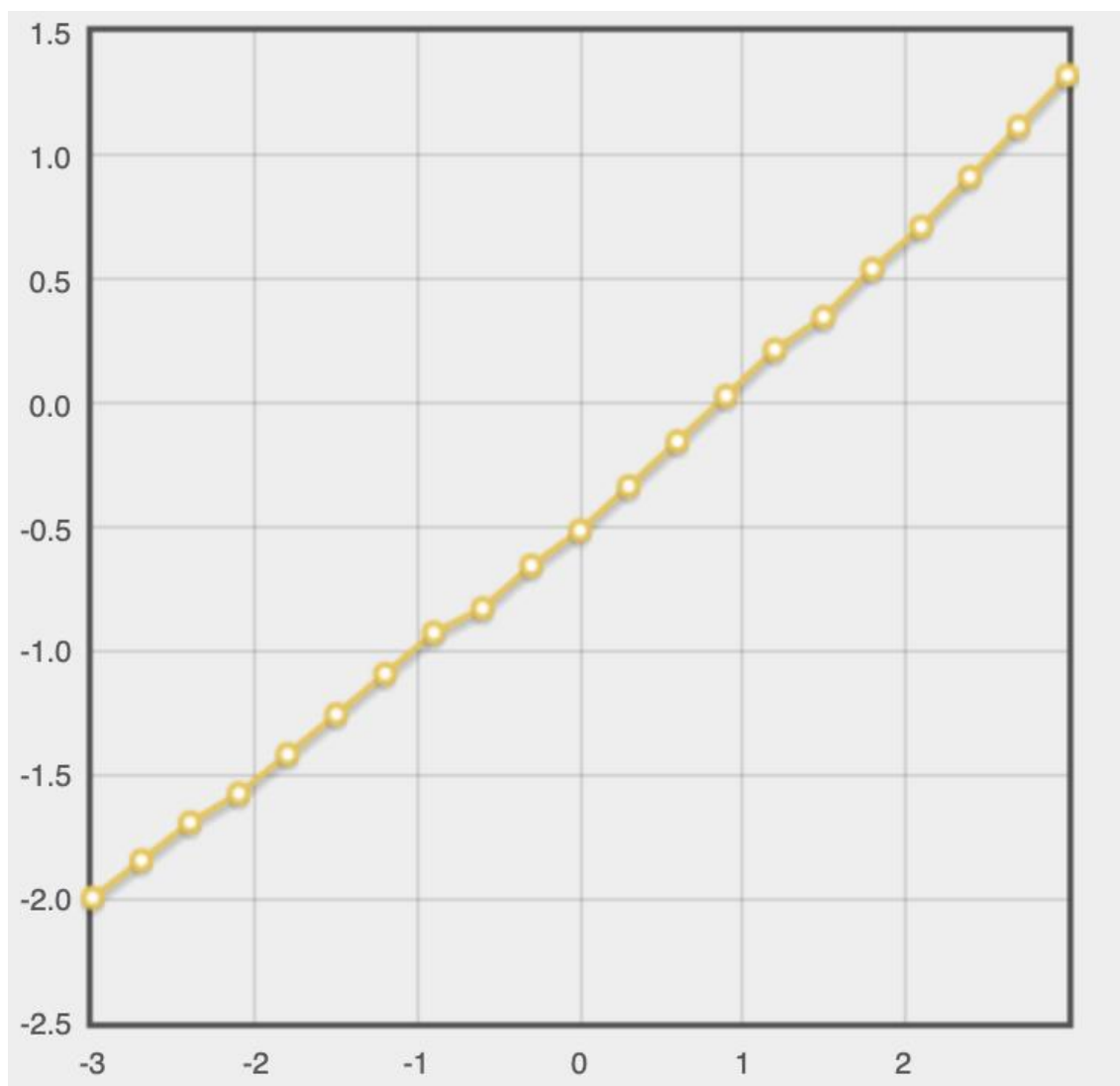


Figura 3 - 3-9 - X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda).

La suspensión de tipo MacPherson cuenta con una limitación, y es que es incapaz de incrementar el ángulo de caída lo suficiente como para compensar los ángulos de inclinación. Debido a los desplazamientos de peso laterales, interesa que la rueda externa a la curva sea la que más se aproxime a los valores estimados, puesto que es la que posee más agarre, por tanto, en adelante, se ignorarán los resultados en extensión y se prestará más atención a los valores obtenidos para compresión.

En competición, se recurre a ángulos de caída negativos elevados en estático, pues es la única manera de conseguir los valores deseados en curva; sin embargo, esto no es aceptable en vehículos de calle porque produce un desgaste desproporcionado de los neumáticos y reduce la estabilidad, la capacidad de tracción y frenada en rectas. Es por eso que la gráfica con configuración de serie presenta tales valores.

La gráfica de la Figura 3 - 3-9 confirma lo expuesto en el párrafo anterior. Los ángulos de caída resultan insuficientes.

Como se ha visto en la introducción del proyecto, el máximo agarre en curva se consigue con un ángulo de caída aproximado de -1° con respecto al suelo. La configuración inicial del BMW E36, a partir de un grado de inclinación negativa, no solo no aporta ese grado de caída negativa, sino que ni siquiera es capaz de compensar el propio ángulo de balanceo, por lo que, en pista, el vehículo tomaría las curvas con un ángulo de caída positivo con respecto al suelo.

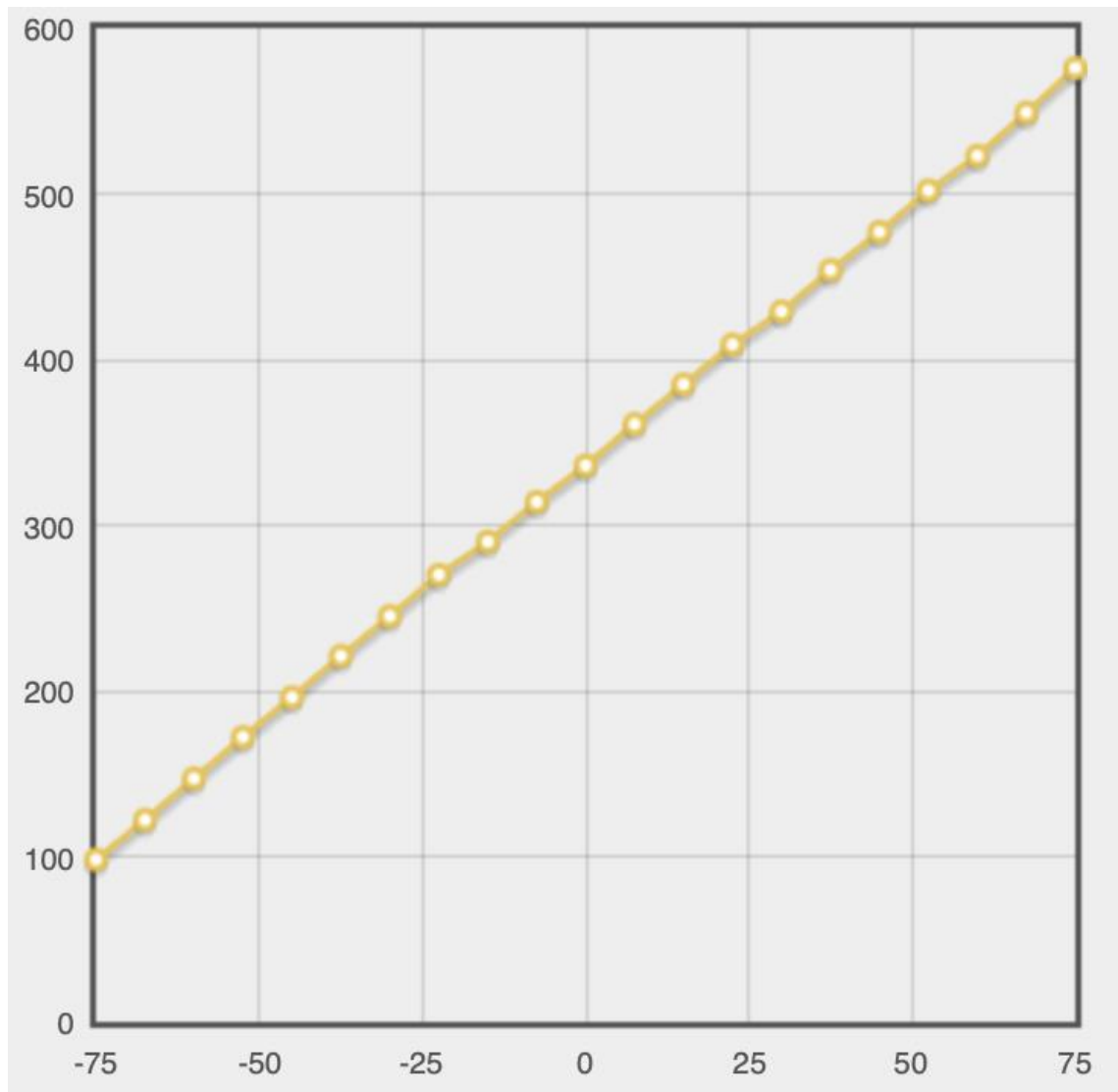


Figura 3 - 3-10 - X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm).

En cuanto al centro de balanceo, se sitúa a 336mm del suelo en estático y varía en función del recorrido del amortiguador describiendo los valores representados en la Figura 20. Partiendo de la base de que el centro de gravedad se encuentra a una altura aproximada de 500mm, se tiene un brazo de momento que inicialmente es de aproximadamente 165mm.

3.2.2 Vehículo con altura rebajada 40mm

Tras reducirse la altura del vehículo instalando los amortiguadores de cuerpo roscado se tiene que:

-La distancia vertical desde el suelo al anclaje del brazo de suspensión en la cuna del motor: 310mm

Además, se puede observar que:

- En primer lugar, el brazo de suspensión adopta una posición indeseada, que conlleva un aumento de la caída en estático.
- Esta posición de los brazos desplaza también el centro de balanceo a una posición demasiado baja, aumentando el brazo de momento.

- El nuevo margen de movimiento de la suspensión no otorga una variación de la caída en función de la compresión favorable, pues está diseñado para trabajar en otro rango diferente.

Se analizan con mayor detalle y precisión estos resultados a continuación, observando las gráficas resultantes del simulador VSusp, y obteniendo las conclusiones que seguidamente se exponen:

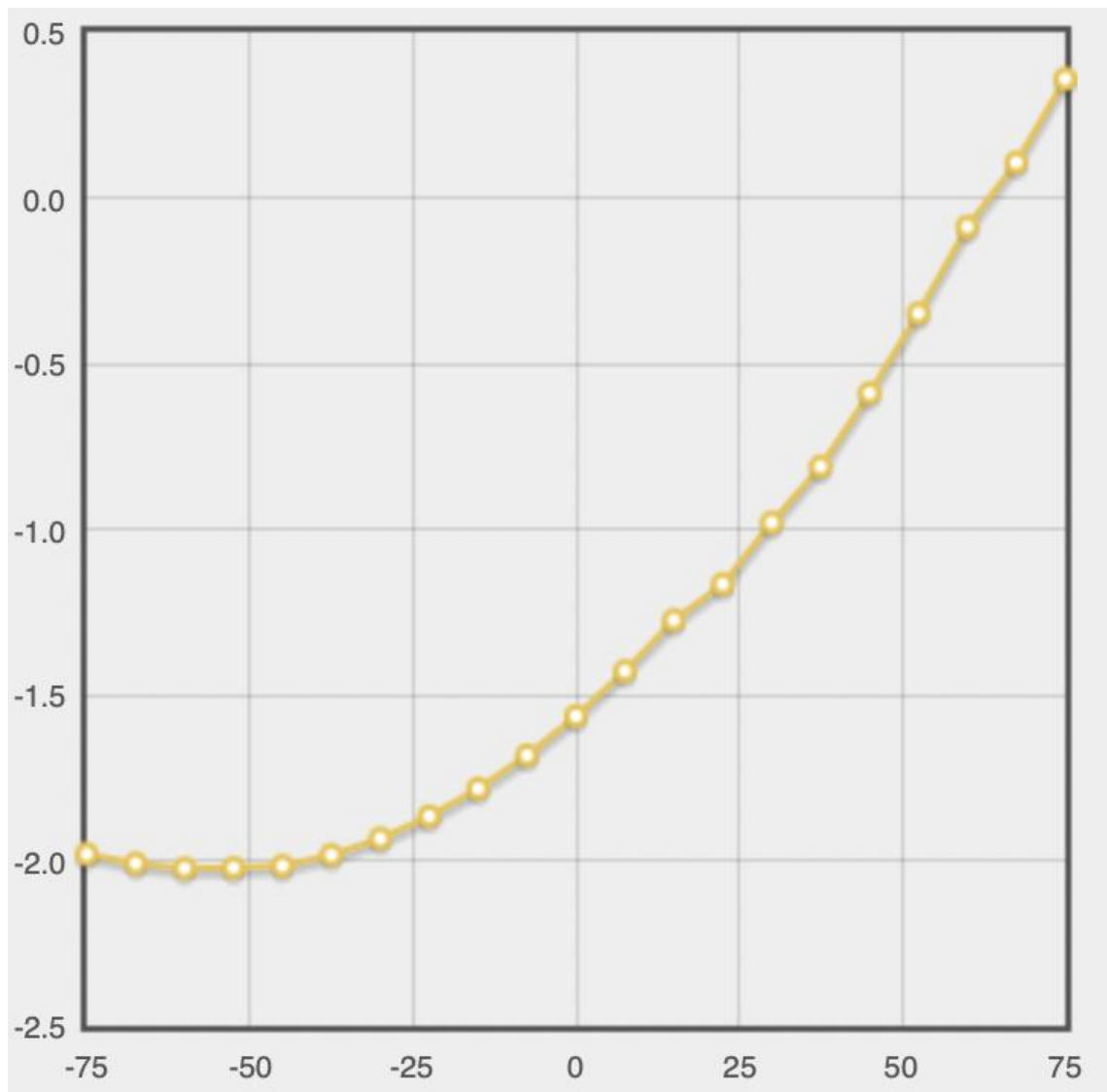


Figura 3 - 3-11 - X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm).

Ahora el ángulo de caída en estático se sitúa en $-1,56^\circ$, pero el recorrido de compresión se encuentra fuera del rango para el cual fue diseñado el brazo, por lo que el incremento de caída negativa a lo largo de la compresión es muy reducido. Incrementándose solo en unos $0,5^\circ$ frente a los $1,15^\circ$ de incremento en la situación inicial para la misma compresión.

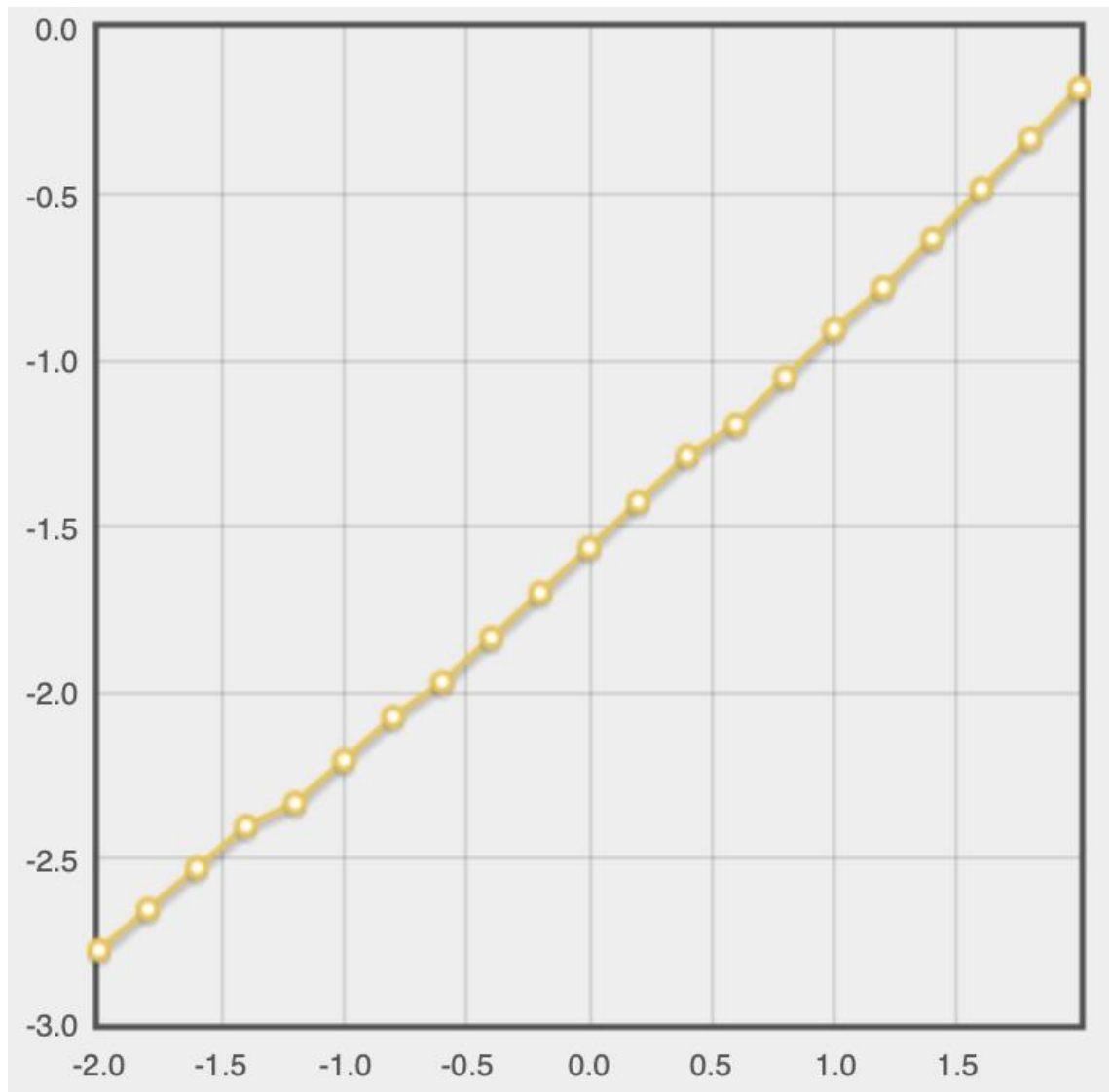


Figura 3 - 3-12 - X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda).

A simple vista en la gráfica, los nuevos valores de caída son capaces de compensar el ángulo de balanceo (que ahora es menor, debido a la reducción de altura del centro de gravedad). El problema ahora es el exceso de caída negativa. Para el valor tope de compresión del amortiguador tenemos un ángulo de caída de aproximadamente -2° , pero solo $0,6^\circ$ de balanceo. De este modo, el agarre no será óptimo, y por encima, el elevado valor de caída negativa en estático repercutirá negativamente sobre la estabilidad y la capacidad de frenada en recto. En conclusión, esta configuración no es eficiente ni en rectas ni en curvas.

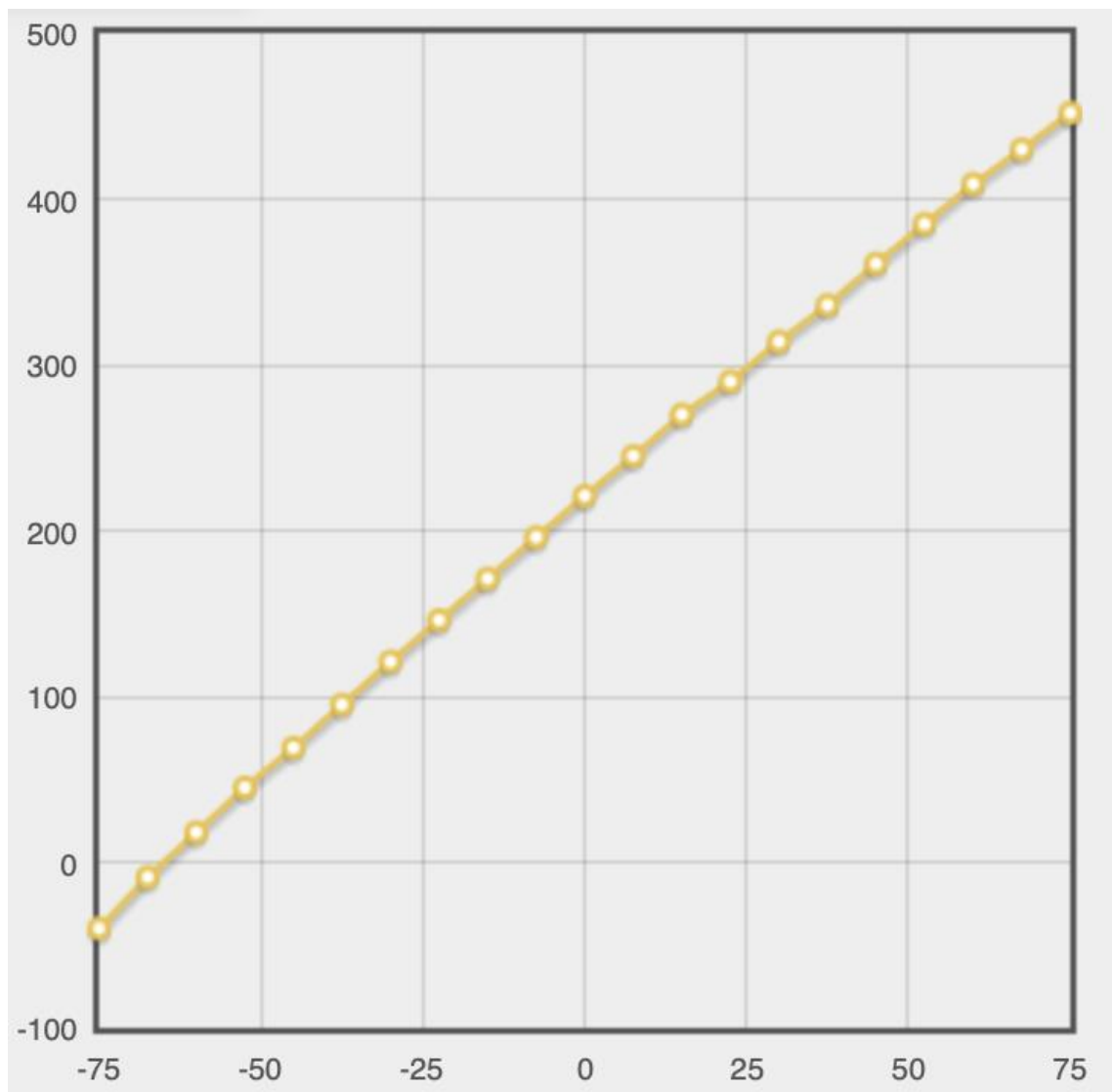


Figura 3 - 3-13 - X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm).

La altura del centro de balanceo en estático es 220mm. Como el vehículo ha rebajado su altura 40mm, la altura aproximada del centro de gravedad sería 460mm, de manera que ahora se partiría de un brazo de momento inicial de 240mm, y, además, con el recorrido en compresión, este desciende con mayor velocidad que en el primer supuesto, con los amortiguadores de origen.

Esto supone otro punto en contra, que provocará menor estabilidad, y que en el diseño del nuevo brazo de suspensión se tratará de corregir.

3.3 Diseño del nuevo brazo de suspensión.

El brazo de origen tiene varias deficiencias. En primer lugar, por su diseño en viga de acero fundido, resulta pesado. Por otro lado, los esfuerzos se transmiten desde la rueda siendo soportados por una única viga, que va desde el anclaje de la cuna hasta la mangueta, y que sometida a grandes esfuerzos puede producir desplazamientos por deformación que afecten a la precisión del guiado de la rueda. Esto es así porque estos desplazamientos, resultan despreciables, ya que el último extremo del brazo es un anclaje al chasis mediante silentblock; una solución, que si bien, resulta efectiva en la eliminación de ruidos y vibraciones y amortigua los picos de esfuerzos sobre el brazo, es nefasta cuando se busca la optimización del rendimiento, ya que produce desplazamientos excesivos.

En el diseño del nuevo brazo, además de corregir los defectos de ángulo de caída y posición del centro de balanceo se eliminarán estas deficiencias.

Estas son las soluciones adoptadas para los problemas planteados:

-con el propósito de reducir el peso del conjunto, se realizará una estructura basada en tubos de acero en lugar de una viga.

-para evitar la falta de precisión en el guiado de la rueda se sustituirá el anclaje del chasis mediante silentblock por uno con rótula uniball. Además, se cambiará la solución inicial de brazo-boomerang pasando por el anclaje del chasis al de la cuna y, de ahí, a la mangueta, por uno en el cual tenemos un tubo que une el anclaje del chasis con la mangueta de forma oblicua, y otro que une el anclaje de la cuna, también con la mangueta de manera transversal. De este modo se consigue una estructura que reparte los esfuerzos entre ambos brazos, produciendo menos deformaciones y posibilita la regulación del avance mediante la compresión-extensión del brazo oblicuo.

-con el fin de regular el ángulo de caída de las ruedas, el brazo transversal permitirá también, la variación en extensión, esto, además, repercutirá en el ancho de vía final.

-en último lugar, queda el problema de la altura del centro de balanceo. Esta, viene determinada por la intersección del centro instantáneo de rotación y por el centro de la huella de la rueda con el plano de simetría del vehículo. El centro instantáneo de rotación depende de la posición del brazo de la suspensión, que, al reducir la altura del vehículo, queda orientado a una posición más alta pues, el anclaje de la mangueta se encuentra más bajo con respecto al de la cuna que en su situación de origen.

Como en este caso no se puede elevar el punto de anclaje en la cuna, la solución, pasa por reducir la altura del anclaje en la mangueta.

Para ello se utilizará en este anclaje una rótula de mayor diámetro, que sea capaz de albergar un pasador roscado en su eje de trabajo, de modo que se pueda roscar un esparrago y regular su altura para desplazar el punto de rotación de la rótula con respecto del anclaje fijo de la mangueta.

3.3.1 Primer diseño

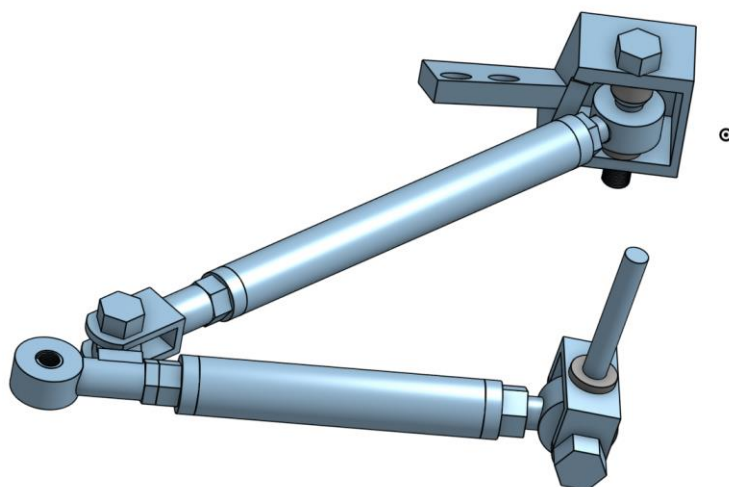


Figura 3 - 3-14 Imagen 3D del primer diseño ensamblado del brazo de suspensión, con las rótulas simplificadas.

El primer diseño del brazo plantea los problemas de dimensionamiento de las rótulas y brazos, para que sean capaces de soportar los esfuerzos requeridos. Tras realizar diferentes pruebas y variaciones de diseño se llega a esta primera opción de brazo de suspensión.

Un análisis rápido sobre el diseño muestra lo siguiente:

El diseño está conformado por:

- dos rótulas de 18mm con rosca macho a izquierda, situadas en el anclaje a la cuna del motor y el del chasis.
- una rótula hembra de 16mm para el anclaje a la mangueta con una pletina soldada de 16mm de espesor para permitir el acople con el brazo oblicuo
- una horquilla de 16mm con rosca a derecha que unida a la pletina de la rótula de la mangueta completa la articulación móvil en un eje.
- dos tubos de acero inoxidable. El transversal (mangueta-cuna) de 34mm de diámetro y 3mm de espesor. El oblicuo (mangueta-chasis) de 30mm de diámetro y 3mm de espesor.
- cuatro tapones con rosca interior que se sitúan a los extremos de los tubos y permiten enroscar las rótulas y el mecanismo de articulación entre ambos tubos.
- una horquilla para anclaje horizontal del brazo de suspensión en la cuna.
- una pieza para anclaje vertical del brazo de suspensión en el chasis.
- un pasador de 16mm con rosca interna de 12mm para permitir la regulación de la altura al anclaje con la mangueta
- diferentes pernos, tuercas y espaciadores, cónicos y cilíndricos que completan el ensamblaje.

Aunque este primer diseño cumple con los objetivos presenta diversas dificultades.

La pieza para el anclaje del brazo en el chasis del vehículo resulta problemática. El ángulo de salida del brazo es pronunciado y unido al diámetro necesario para la barra, produce colisión de ambas piezas a lo largo del recorrido por lo que es necesario hacer uso de diferentes planos en su diseño para orientar el eje y despejar la salida del brazo, lo que aumentaría el precio de fabricación de la pieza considerablemente. Además, es el punto débil del conjunto ensamblado cuando se somete a análisis FEM pese a que se ha reforzado con paredes de mayor espesor.

La horquilla para el anclaje a la cuna también constituye un punto débil y, además, la altura del centro de rotación de la rótula se encuentra a menor altura con respecto al suelo que en el diseño del brazo original, lo que supondría una pronunciación del descenso del centro de balanceo.

Por último, el diseño con la pletina soldada a la rótula hembra para hacer la articulación del tubo oblicuo, no es una solución muy acertada, ya que se podría dañar durante su fabricación.

Tras el análisis de los problemas, se llega a la conclusión de que se requieren nuevas soluciones.

3.3.2 Diseño definitivo

Para tratar de solucionar los problemas planteados se rediseña el brazo de suspensión prácticamente por completo, cambiando las soluciones de anclaje de todos los puntos.

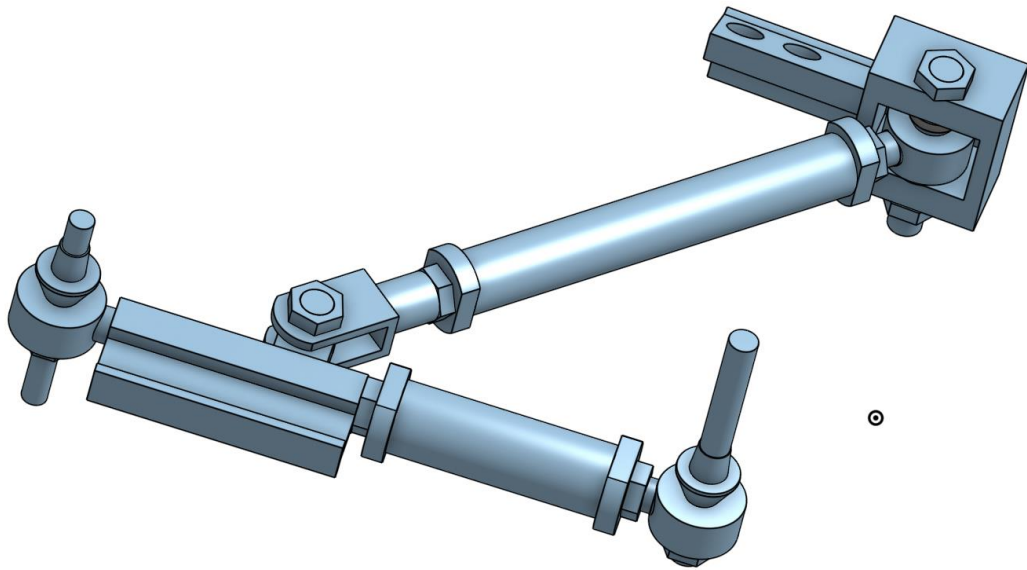


Figura 3 - 3-15 Imagen 3D del diseño final del brazo de suspensión ensamblado, con las rótulas simplificadas.

El diseño definitivo se analizará con mayor detalle.

Cada brazo de suspensión está conformado por:

-Tres rótulas Dunlop de la serie MS de 16mm, dos de ellas con rosca a izquierda (las de los anclajes de la cuna motor y el chasis) y la otra con rosca a derecha (la de la mangueta). Esto es así para permitir que al girar los tubos que las unen se produzca la compresión o extensión de la barra conjunta. Cada rótula tiene un peso de 196 gramos. (Pieza comercial).



Figura 3 - 3-16 Rótula Dunlop MS M16.

-Una horquilla de 16mm con rosca a derecha para permitir la articulación móvil en un eje de las dos barras. El peso aproximado es de 300 gramos. (Pieza comercial).



Figura 3 - 3-17 horquilla de 16mm para articulación.

-Una nueva pieza que será la que incluya la pletina para la articulación, con el brazo oblicuo, y que dividirá la barra que una la mangueta con la cuna del motor en dos partes.

Esta pieza tiene acoplada una viga en forma de T que evitara las deformaciones cuando el brazo se someta a los esfuerzos longitudinales al vehículo, ya que ahora queda un mayor voladizo.

La razón de ser de esta pieza es evitar tener que soldar sobre la base de la rótula y desplazar la articulación de las dos barras para que el ángulo de salida del oblicuo con la pieza de anclaje al chasis sea menor, simplificando su diseño y abaratando los costes sustancialmente.

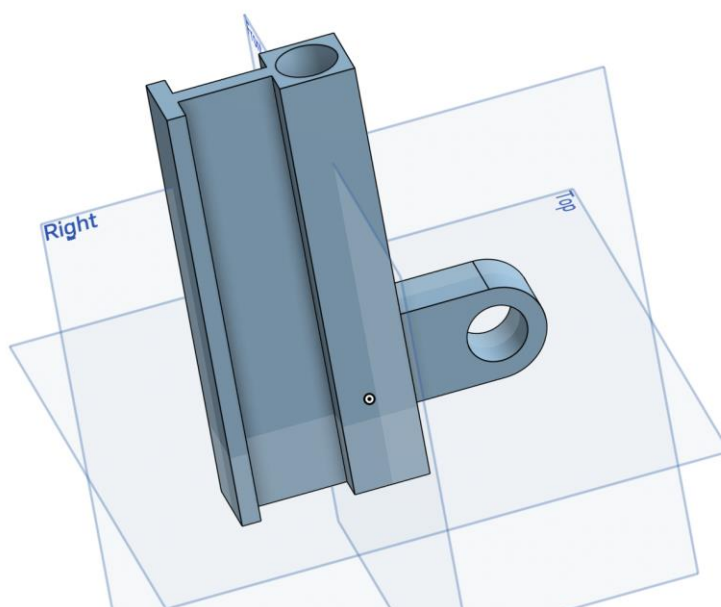


Figura 3 - 3-18 pieza que incluye pletina para articulación.

Esta pieza no será mecanizada de una pieza, sino que se fabricara mediante uniones de soldadura para abaratar costes y tiene un peso aproximado de 480 gramos. (Pieza fabricada).

-Dos tubos de acero inoxidable. El que corresponde a la barra transversal es de 35mm de diámetro y 3mm de espesor, mientras que su peso aproximado es de 235 gramos. Por otro lado, el del oblicuo es de 30mm de diámetro y 3mm de espesor. En este caso el peso aproximado es de 410 gramos. La longitud de los tubos es menor debido a las variaciones del nuevo diseño. (Pieza comercial, requiere corte)

-Cuatro tapones para soldar en los extremos de los tubos de acero, con 25mm de rosca interna para acoplar las rótulas, y con superficies planas en la parte que sobresale de los tubos, que facilita la regulación una vez están montados. Los correspondientes al tubo oblicuo tienen un peso aproximado de 95 gramos cada uno. Los del brazo transversal pesan algo más, unos 145 gramos. (Piezas fabricadas).

-Dos pernos con base cónica para autocentrado y eliminación de holguras que servirán para el anclaje a la mangueta y a la cuna del motor. El de la mangueta tiene un peso de alrededor de 110 gramos. El de la cuna motor ronda los 200 gramos. (Piezas fabricadas)

- Un pasador de 16mm con rosca interna de 12mm para permitir la regulación de la altura al anclaje con la mangueta que tiene un peso de unos 15 gramos. (Pieza fabricada)

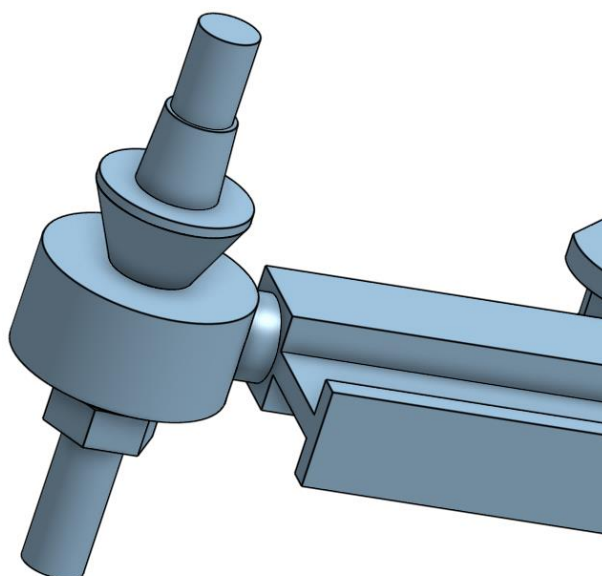


Figura 3 - 3-19 mecanismo para regulación de altura del centro de balanceo.

El perno con base cónica tiene 35mm de rosca sobrante por abajo, de modo que se puede enroscar sobre el pasador y suplementar por arriba con arandelas aumentando la distancia a la mangueta, con el consiguiente incremento de altura del centro de balanceo.

-Una pieza para anclaje vertical de la barra oblicua en el chasis, rediseñada. Que ahora resiste mejor los esfuerzos y permite un movimiento más amplio del brazo.

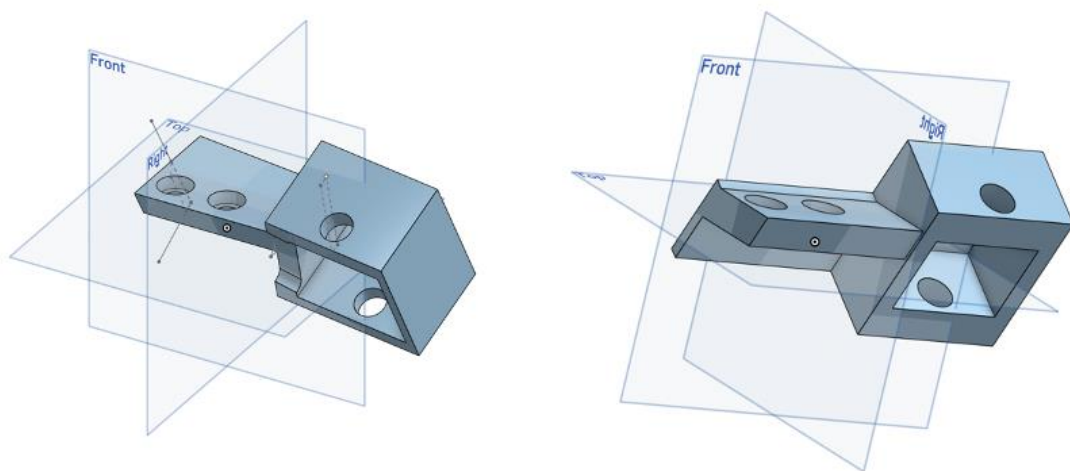


Figura 3 - 3-20 comparación pieza para anclaje del brazo de suspensión al chasis del coche. A la izquierda, el diseño antiguo, a la derecha el nuevo.

Esta pieza también se fabricará realizando uniones soldadas para reducir los costes y su peso aproximado es de 1,35kg. (Pieza fabricada).

-Dos pernos con rosca en sus extremos. Uno para la fijación de la rótula del brazo oblicuo en la pieza de anclaje al chasis y otra para la unión articulada entre las barras. Sus pesos son de 160 y 85 gramos respectivamente. (Piezas fabricadas)

-Seis conos de diferentes tamaños para asentar en las bases de las rótulas. Los dos de la rótula tienen un peso conjunto de 40 gramos. Los de la cuna del motor 35 gramos y los del anclaje al chasis 10 gramos. (Piezas fabricadas).

-Cuatro espaciadores cilíndricos de diferentes tamaños. Dos para el anclaje del chasis con un peso conjunto de 12 gramos, uno para la mangueta de 9 gramos y uno para la cuna del motor de 8 gramos. (Piezas fabricadas)

-Nueve tuercas M16 de 8mm de espesor y una M12 de 6mm. Las M16 tienen un peso de 18 gramos cada una, la M12 pesa 12 gramos. (Piezas comerciales)

Cabe destacar que se ha eliminado la horquilla para anclaje horizontal en la cuna del motor, y ahora se hará directamente con el perno con base cónica, al igual que en el diseño del brazo original, ya que se ha considerado una opción más barata y resistente.

Como consecuencia de las modificaciones sobre el primer diseño se tiene un brazo de suspensión más resistente a los esfuerzos y más sencillo y barato de fabricar.

3.3.2.1 Opciones de ajuste del nuevo brazo

El brazo de suspensión original tiene unas dimensiones de 320mm entre el anclaje en la cuna del motor y la mangueta. 455mm entre la mangueta y el anclaje del chasis, y 290mm entre los anclajes del chasis y la cuna del motor.

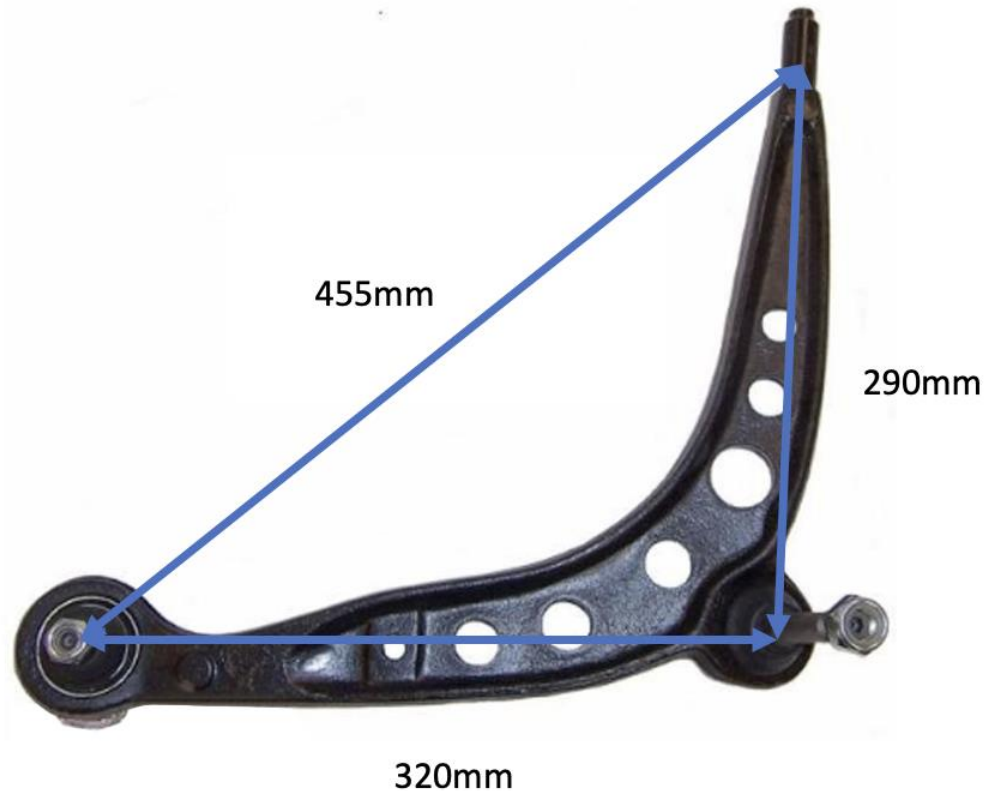


Figura 3 - 3-21 Dimensiones del brazo de suspensión original.

El diseño del nuevo brazo de suspensión permite:

- regular en longitud la barra oblicua (la que va entre el anclaje del chasis y la mangueta) desde 445mm hasta 485mm, con margen de 20mm de rosca introducida.

Esto permite modificar el ángulo de avance reduciéndolo en unos $0,5^\circ$ o aumentándolo en unos $2,5^\circ$ aproximadamente en función de la configuración de la suspensión. Siendo el original de la suspensión del BMW e36 próximo a los 4° positivos.

- regular en longitud el brazo transversal (el que va entre el anclaje en la cuna del motor y la mangueta) desde 310mm hasta 350mm, con el mismo margen de rosca introducida que en el caso anterior.

Esto variará el ancho de vía y posibilitará un ajuste, de nuevo dependiente de cada configuración de suspensión, pero que tendrá un rango algo superior a $3,5^\circ$.

-regulación de la distancia vertical de anclaje del brazo a la mangueta de 35mm, lo que permitirá subir la altura del centro de balanceo cuando se rebaje la de los amortiguadores, para así contar con un brazo de momento inferior.

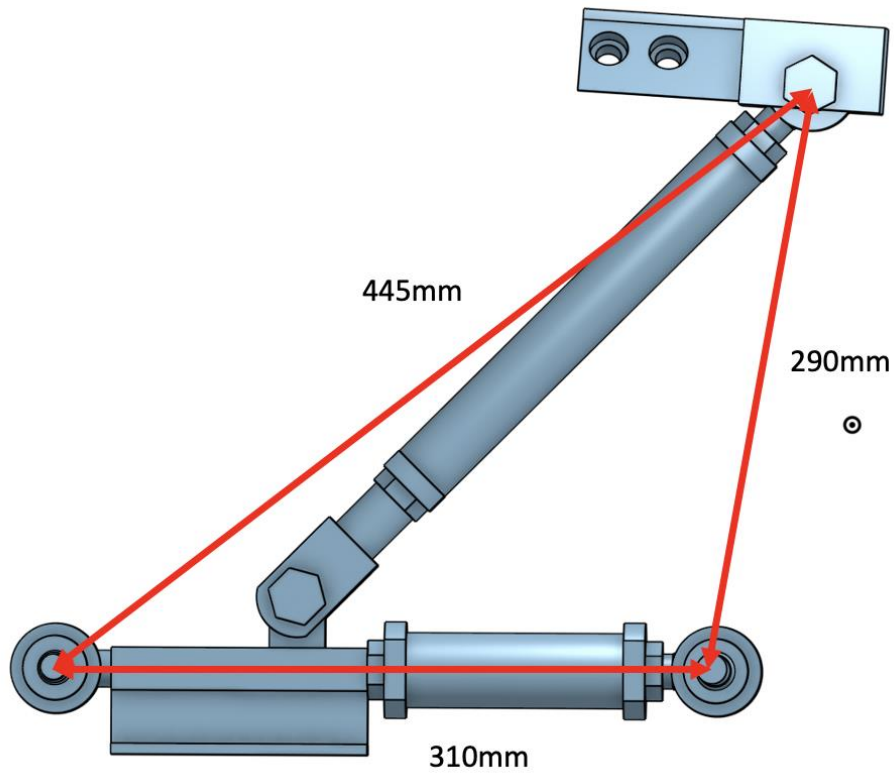


Figura 1 - 13 Dimensiones del nuevo brazo de suspensión en su configuración más compacta.

4 RESULTADOS

4.1 Análisis FEM del Brazo de suspensión definitivo.

Una vez se ha llegado a un diseño final del brazo de suspensión, se procede al análisis por elementos finitos para comprobar si será capaz de resistir los esfuerzos a los que presumiblemente será sometido cuando se instale en el vehículo [12].

Se realizará el estudio dividiendo la prueba para dos tipos de esfuerzos diferentes: longitudinales y transversales

4.1.1 Esfuerzos longitudinales

Se considerarán los debidos a la frenada pues son mucho mayores que los producidos por una aceleración.

Las fuerzas que aparecerán serán proporcionales al peso que soporte cada rueda.

Al frenar, se produce una transferencia de masa del eje posterior al anterior, de modo que el peso del neumático será igual a su carga estática más la debida a la transferencia de peso.

$$T_{p\text{ longitudinal}} = a_l \times \frac{m \times h_{CG}}{b} = 1,3 \times \frac{1400 \times 0,5}{2,7} = 337kg$$

Donde:

- a_l = aceleración longitudinal de frenada estimada.

- m = masa total del vehículo.

- h_{CG} = altura del centro de gravedad estimada.

- b = batalla del vehículo.

El reparto de pesos del BMW E36 es de 50/50, por lo que el peso estático es de 700kg para el eje delantero.

Dividiendo los totales sobre el eje delantero entre dos, tendremos el correspondiente a cada brazo de suspensión (derecho e izquierdo).

$$P_{total} = P_{estático} + P_{transferencia} = 350 + 168,5 = 518,5kg$$

$$F_{longitudinal} = \mu_{long} \times N = 1,3 \times 5185 = 6740N$$

4.1.2 Esfuerzos transversales

Al describir el coche una trayectoria curva, la fuerza centrífuga que actúa sobre el mismo hace que parte del peso incidente sobre las ruedas internas al viraje se desplace hacia fuera. Igual que antes, el peso sobre un neumático será su carga estática más la carga debida a la transferencia de peso.

$$T_{p\ lateral} = a_c \times \frac{m \times h_{CG}}{v} = 1,2 \times \frac{1400 \times 0,5}{1,71} = 491kg$$

Donde:

- a_c = aceleración centrífuga estimada.

- m = masa total del vehículo.

- h_{CG} = altura del centro de gravedad estimada.

- v = ancho de vía.

Se supone que el eje delantero absorbe el 66% de la transferencia de pesos.

$$P_{transferencia} = 491 \times 0,66 = 325kg$$

$$P_{total} = P_{estático} + P_{transferencia} = 350 + 325 = 675kg$$

$$F_{lateral} = \mu_{lat} \times N = 1,2 \times 6750 = 8100N$$

Se obtienen los siguientes resultados tras introducirlos en el programa Altair SimSolid:

-Para esfuerzos longitudinales:

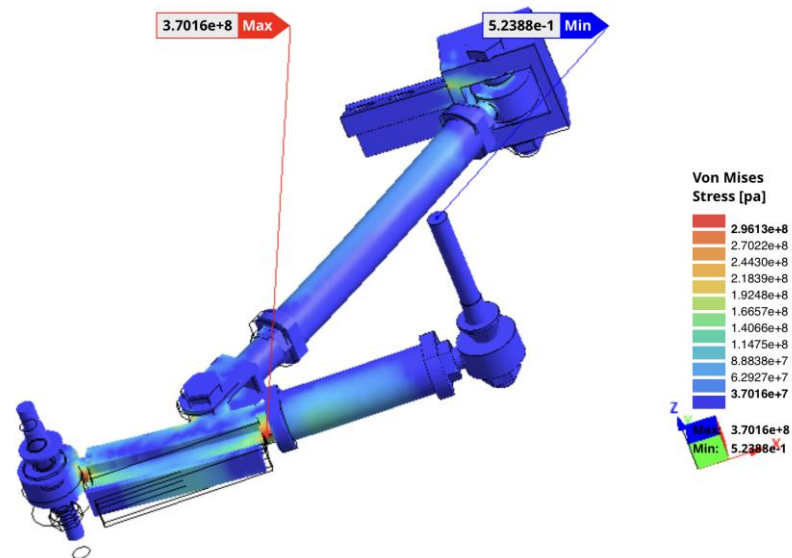


Figura 4 - 1 Resultado del estudio de tensiones de Von Mises frente a cargas longitudinales.

Del análisis de tensión de Von Mises se obtienen buenos resultados.

Se puede apreciar que los tubos no sobrepasan los 150Mpa de tensión. Estos tubos están fabricados en acero inoxidable 316L que tiene un límite elástico superior a 240Mpa.

En cuanto a la pieza que incluye la pletina de la articulación entre las barras y la que sirve para el anclaje con el chasis, presentan esfuerzos algo superiores. No obstante, el pico máximo se encuentra en 370Mpa y como las piezas serán mecanizadas en acero S600MC que cuenta con un límite elástico de 600Mpa, se pueden considerar por válidos.

Se procede también a hacer un estudio del desplazamiento producido, para descartar posibles problemas asociados al nuevo diseño, que deja el brazo transversal con un voladizo más grande.

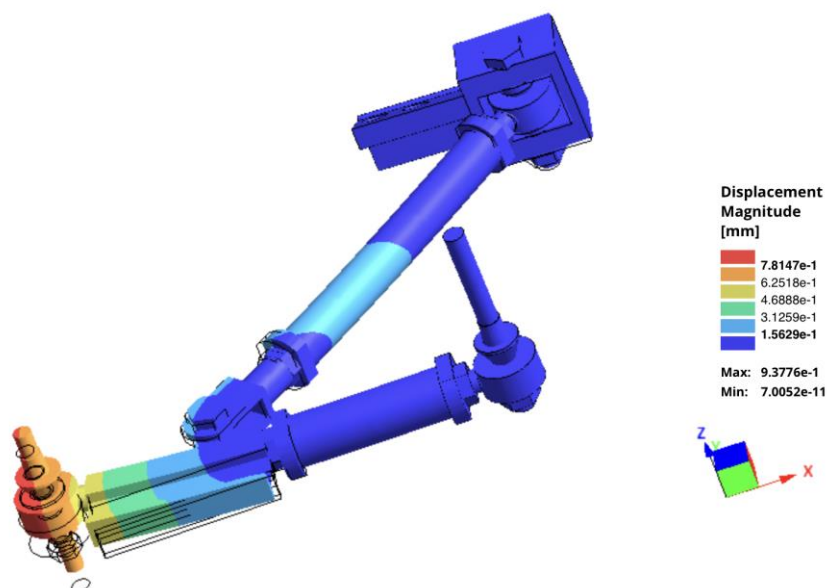


Figura 4 - 2 Resultado del estudio de desplazamiento sobre el brazo cuando es sometido a un esfuerzo longitudinal.

El desplazamiento máximo obtenido en el extremo de la rótula que va anclada a la mangueta es inferior a un mm cuando es sometido al mayor esfuerzo previsto. La nueva pieza en forma de viga resiste perfectamente los esfuerzos y la mayor parte de este desplazamiento en la simulación, se debe a la rótula, la cual, por sus especificaciones, es también capaz de soportar estos esfuerzos sin problema. Por tanto, el valor es perfectamente válido y, sin duda, supone una mejora con respecto al brazo original, que debido a su anclaje al chasis mediante silentblocks, proporcionará desplazamientos mucho mayores, que repercutirán en un guiado más inexacto de la rueda y un tacto de la dirección más imprecisa.

-Para esfuerzos transversales:

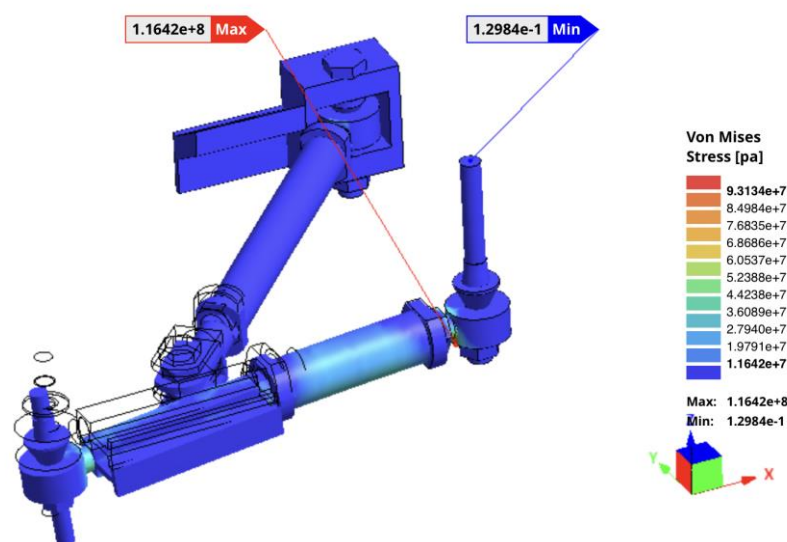


Figura 4 - 3 Resultado del estudio de tensiones de Von Mises frente a cargas transversales.

En este caso, los resultados otorgan un inmenso margen entre los datos obtenidos y el límite elástico de los materiales, pues el pico de esfuerzo se sitúa en 116MPa.

Con esto se concluye que el análisis por método de elementos finitos entra dentro de los parámetros y que por tanto el brazo será capaz de soportar sin problema los esfuerzos máximos previstos.

4.2 Simulación de la cinemática de la suspensión tras instalar los nuevos brazos de suspensión regulables

Los brazos de suspensión regulables permiten modificar la geometría de la suspensión, para así conseguir un comportamiento más próximo al deseado en un vehículo de competición.

En primer lugar, es importante recuperar la posición original del brazo, suplementando el anclaje del brazo en la mangueta, para así elevar el centro de balanceo, reduciendo el brazo de momento y conseguir que el brazo vuelva a funcionar en el rango óptimo para el que fueron diseñadas las geometrías de la suspensión del coche, lo que otorgaría un incremento mayor de la caída negativa al comprimirse el amortiguador.

Se suplementa 35mm el anclaje de la mangueta y se obtiene esta gráfica:

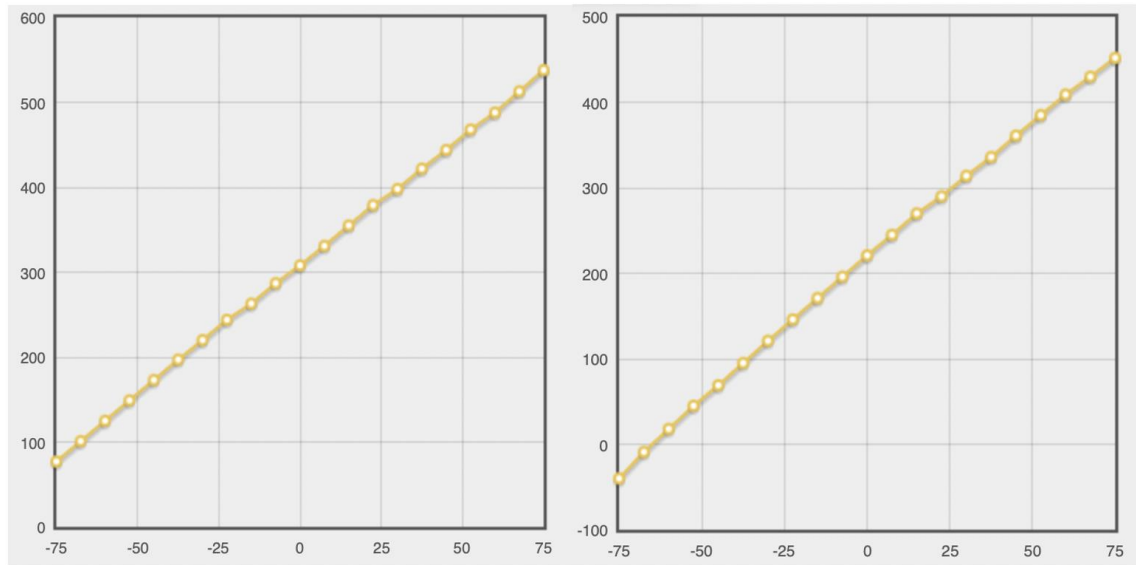


Figura 4 - 4 – Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (recorrido amortiguador en mm) Y (altura del centro de balanceo en mm)].

La altura del centro de balanceo en estático ha pasado de situarse en 220mm a 308mm con respecto al suelo. De modo que ahora el brazo de momento es de solo 152mm suponiendo el valor aproximado de 460mm para la altura del centro de gravedad del vehículo tras rebajar la altura del mismo. Además, gracias a que se ha recuperado la posición relativa del brazo con respecto al chasis original, la altura del centro de balanceo ahora se reduce más lentamente a medida que se produce la compresión del amortiguador. Tras esta modificación también se obtiene la gráfica de caída en función del recorrido del amortiguador:

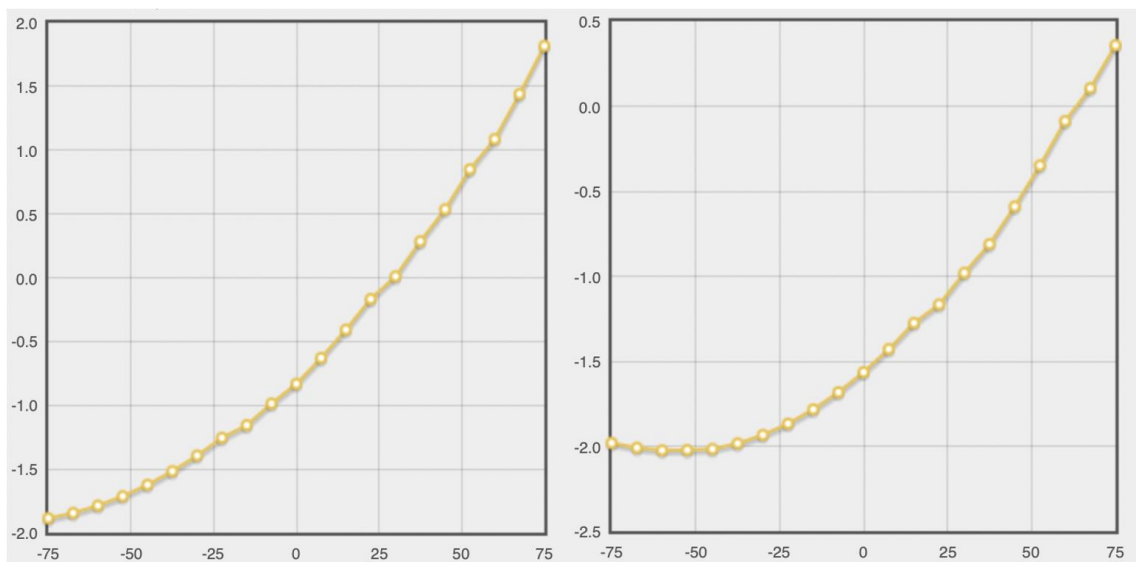


Figura 4 - 5 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm)].

Ahora se tiene una caída en estático de $-0,83^\circ$ que varía con el recorrido del amortiguador hasta alcanzar $-1,89^\circ$.

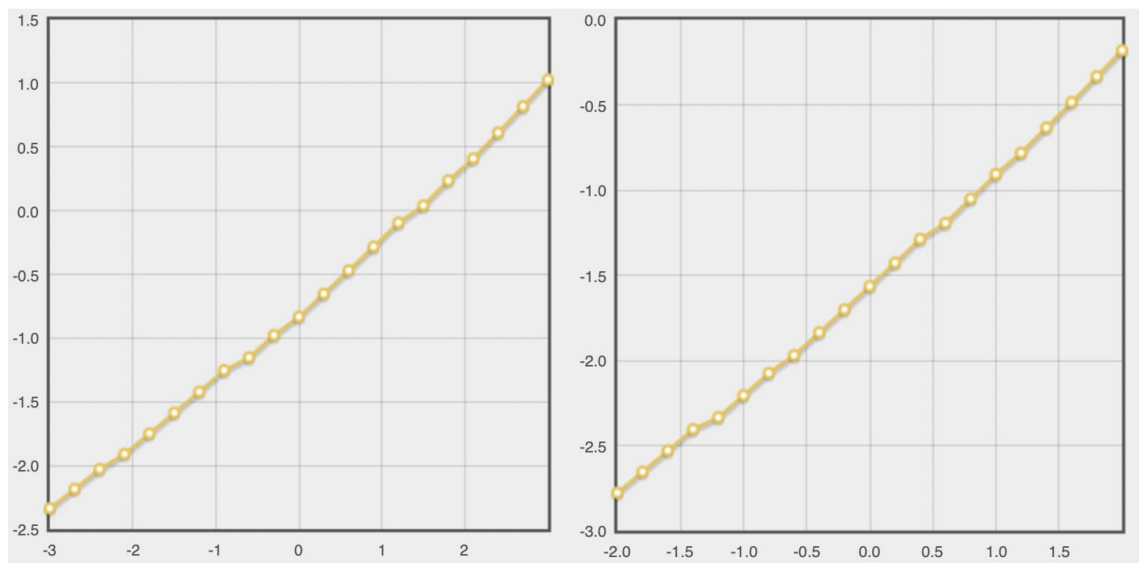


Figura 4 - 6 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda)].

En la gráfica que muestra el ángulo de caída de la rueda frente al de balanceo del vehículo, se comprueba que el ángulo de caída estática es insuficiente para conseguir -1° de caída extra con respecto al balanceo en la situación de máxima compresión por esfuerzo transversal al tomar una curva.

Para aumentarlo, se extiende el brazo de control hasta una longitud de 333mm.

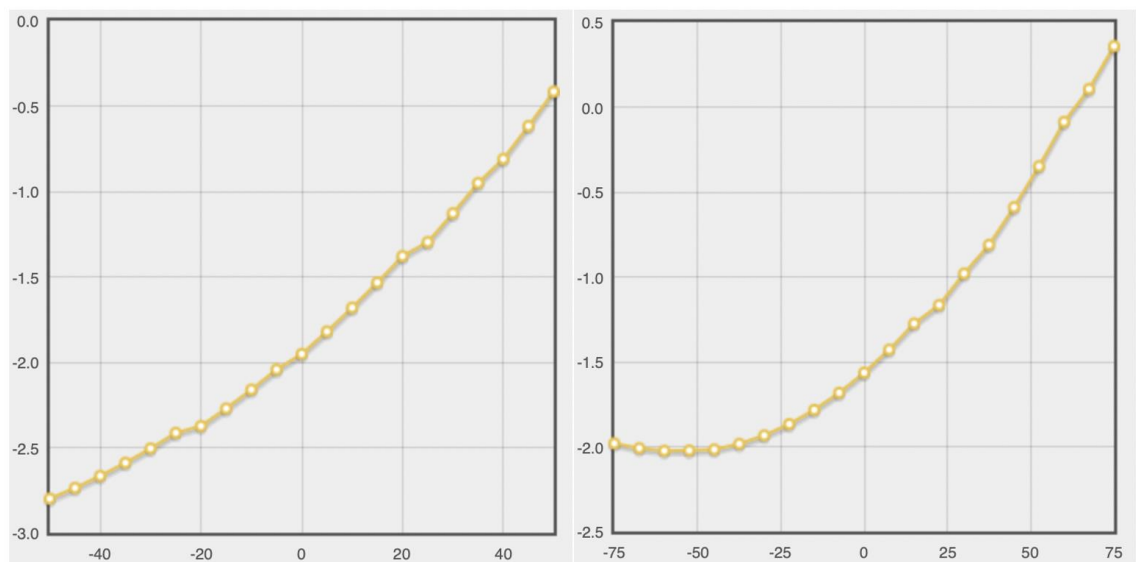


Figura 4 - 7 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, y su barra de control a una extensión de 333mm; a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo caída en grados) Y (recorrido amortiguador en mm)].

Tras la modificación, la caída en estático es $-1,9^\circ$.

Debido a la reducción de altura del centro de gravedad y disminución del brazo de momento ya no es necesario utilizar un rango de 150mm. Se estudiará en un rango de 100mm. Para esta compresión se tiene un ángulo de caída de $-2,8^\circ$

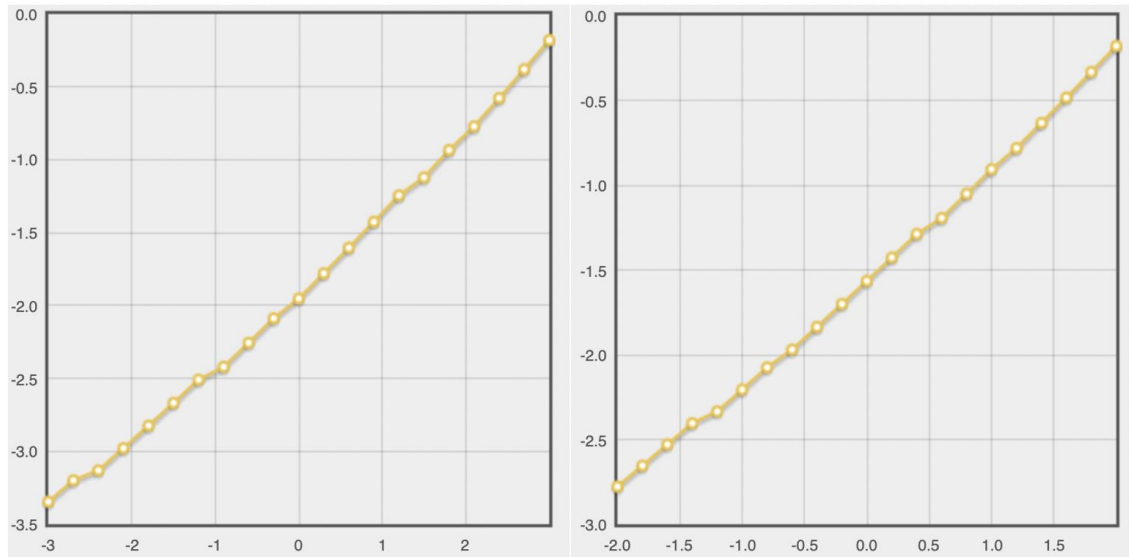


Figura 4 - 8 - Comparación. A la izquierda el resultado con el nuevo brazo de suspensión, y su barra de control a una extensión de 333mm; a la derecha, con el brazo de suspensión original. [X (ángulo de balanceo del vehículo) Y (ángulo de caída de la rueda)].

Con esta nueva configuración, para esos $-2,8^\circ$ de caída, el ángulo de balanceo es $-1,8^\circ$, y por tanto se cumple con el objetivo marcado.

4.3 Pesos de los nuevos brazos: reducción de masas no suspendidas

Como se ha visto, los brazos de suspensión constituyen masas no suspendidas, y su reducción favorecerá el funcionamiento de la suspensión y la dinámica del vehículo. El diseño basado en tubos de acero, además de aportar una gran rigidez reduce el peso del conjunto.

La suma de todas las piezas ensambladas da como resultado un peso total de 4700 gramos por cada brazo. Si no se tiene en cuenta el peso del soporte de anclaje al chasis el peso total queda en 3350 gramos.

Un brazo de suspensión original pesa 4300 gramos sin el soporte de anclaje al chasis por lo que se tendría una reducción de peso de 950 gramos por cada brazo.

El peso de la pieza de anclaje al chasis no se tiene en cuenta, puesto que no forma parte de la masa no suspendida.

Se concluye que, realmente, el ahorro de peso no tendrá una repercusión muy grande, afectando prácticamente solo el extremo más cercano a la mangueta, ya que el resto se encuentra muy próximo al punto de rotación, y siendo despreciable al tener en cuenta el peso de mangueta, frenos, y rueda completa, que además de ser muy superior se encuentra más alejado.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS

5.1 Conclusiones

Se considera que se han cumplido los objetivos, pues se ha logrado diseñar un brazo de suspensión regulable en caída, avance y altura del centro de balanceo; con un rango de ajuste que permite obtener los ángulos de caída necesarios, después de reducir la altura del vehículo 40mm, tras la instalación de unos amortiguadores de cuerpo roscado.

Además, la sustitución del anclaje al chasis mediante silentblock por un anclaje con rótula, y la solución de doble brazo a la mangueta en lugar del brazo de tipo boomerang, aportan un enorme beneficio en cuanto a precisión del guiado de la rueda y la dirección.

Todo esto se consigue manteniendo unos costes relativamente reducidos mediante la simplificación del diseño y consiguiendo una reducción de peso de 950 gramos por cada brazo con respecto al original.

Para alcanzar estos logros, se ha realizado la adquisición de los parámetros geométricos de la suspensión original mediante escaneo 3D. Debido a las dificultades en la toma de determinados puntos sobre el producto del escáner, se han completado las mediciones sobre un brazo de suspensión desmontado, utilizando métodos convencionales. Posteriormente, se han diseñado los elementos originales del nuevo brazo y se han seleccionado otros comerciales que también integran el ensamblaje.

Asimismo, se ha efectuado un análisis de elementos finitos con resultados satisfactorios en cuanto a resistencia frente a los esfuerzos máximos previstos y se ha analizado la cinemática de la suspensión mediante un simulador en 2 dimensiones (VSusp) en la situación de origen, con altura de los amortiguadores rebajados y el brazo de suspensión original, y después de la instalación y regulación del brazo.

5.2 Líneas futuras

Una vez realizado el presente trabajo se proponen las siguientes líneas futuras:

-El estudio de la suspensión en un entorno 3D, en lugar del entorno 2D de VSusp empleado durante el desarrollo de este proyecto, constituye el siguiente problema a resolver hasta conseguir una solución completa. Esto permitiría tener en cuenta otros parámetros como el avance de la dirección y el incremento de la caída al girarla o la variación de convergencia a lo largo del recorrido del amortiguador.

-La suplementación del anclaje del brazo de suspensión en la mangueta, puede conllevar problemas de bump steer, al situar el centro de rotación de suspensión y dirección a distancias diferentes. Sería interesante diseñar una solución que permitiera variar también la altura del anclaje de la bieleta de la dirección en la mangueta para solventar este problema.

-Mejora del soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis, para lo cual sería necesario realizar un escaneado más detallado de la pared del chasis, y conociendo la geometría exacta, diseñar un apoyo lateral de la misma, que la hiciera más resistente frente a los esfuerzos longitudinales. Esto permitiría implementar en este soporte un mecanismo para variar la altura del anclaje y así poder regular el efecto anti-dive de la suspensión delantera.

-Fabricación del brazo e instalación en un BMW e36 para realizar y analizar mediciones reales en pista, que permitan verificar los beneficios que aporta a la dinámica y facilitar su ajuste con el fin de obtener los mejores resultados.

6 BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. A. Paz, Manual de automóviles, Dossat 2000 S.L., 2004.
- [2] J. A. Urbieto, Amortiguadores y suspensión, Tecnun, 2003.
- [3] «Ingemecanica,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn73.html>.
- [4] «Rodiautosport,» [En línea]. Available: <https://www.rodiautosport.es/blog/amortiguador-monotubo-vs-amortiguador-bitubo/>. [Último acceso: 13 enero 2015].
- [5] L. a. i. d. l. a. d. carrera, «Cabra Suspension Development,» [En línea]. Available: <http://cabrasuspensiondevelopment.com/los-ajustes-internos-de-los-amortiguadores-de-carrera/>. [Último acceso: 27 Enero 2021].
- [6] O. Rios, La suspensión automóviles de competición, CEAC, 1998.
- [7] D. Hammill, How to build & modify sportscar & kit car suspension and brakes for road & track, Veloce publishing, 2000.
- [8] «Actualidadmotor,» [En línea]. Available: <https://www.actualidadmotor.com/que-es-una-barra-estabilizadora/>.
- [9] «Ingemecanica,» [En línea]. Available: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut73/anx1tut73.pdf>. [Último acceso: 4 Febrero 2021].
- [10] «Tirerack,» [En línea]. Available: <https://m.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>.
- [11] «Diariomotor,» [En línea]. Available: <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>.
- [12] A. Theander, Design of a Suspension for a Formula Student Race Car, VEHICLE DYNAMICS AERONAUTICAL AND VEHICLE ENGINEERING ROYAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY, 2004.
- [13] A. Staniforth, Competition Car Suspension, Haynes, 2002.

- [14] «Decarreteres,» [En línea]. Available: <https://decarreteres.wordpress.com/2018/09/10/tecnica-suspensiones-angulo-de-caida-y-angulo-de-salida/>.
- [15] R. Bentley, BMW 3 Series Manual Service, Bentley Publishers, 1999.
- [16] M. W. F., Race Car Vehicle Dynamics, SAE, 1995.
- [17] «Albrodpulf1,» [En línea]. Available: <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/09/11/analisis-tecnico-roll-center-centro-de-balanceo/>.
- [18] «Vroomkart,» [En línea]. Available: <https://www.vroomkart.es/news/29428/ngulo-ackerman-el-gran-desconocido>.
- [19] «MotorGiga,» [En línea]. Available: <https://motorgiga.com/historia/modelos-de-coches/bmw-serie-3-historia-y-antecedentes-capitulo-4-bmw-e36/gmx-niv23-con1137.htm>. [Último acceso: 14 Febrero 2021].
- [20] «ElAulaDelProfesorGutierrez,» [En línea]. Available: <http://elauladelprofesorgutierrez.blogspot.com/2012/04/suspension-rigida.html>. [Último acceso: 24 Febrero 2021].
- [21] «ContenidosMad,» [En línea]. Available: <http://contenidos.mad.es/ficheros/2019/profesores/tm-organizacion-procesos-mantenimiento-vehiculos.pdf>. [Último acceso: 24 Febrero 2021].
- [22] «CarThrottle,» [En línea]. Available: <https://www.carthrottle.com/post/what-actually-is-double-wishbone-suspension/>. [Último acceso: 25 Febrero 2021].
- [23] «Unixnerd,» [En línea]. Available: <http://www.unixnerd.co.uk/e36mechanics.html>. [Último acceso: 25 Febrero 2021].
- [24] C. J. Longhurst, The Suspension Bible, Car Bibles, 1994.
- [25] M. d. lallo, «MatteoDiLallo,» [En línea]. Available: <http://matteodilallo.tech/schema-mcpherson/>. [Último acceso: 25 Febrero 2021].
- [26] «Autocasion,» [En línea]. Available: <https://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/aniversario-bmw-serie-3-e36>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].
- [27] «V2tre,» [En línea]. Available: <https://v2tre.wordpress.com/2015/12/15/bmw-technical-images-from-bmw-archives/5268-321-bmw-s52b32-org/>. [Último acceso: 26 Febrero 2021].
- [28] «SoloBmwE36,» [En línea]. Available: <http://www.solobmwe36.com/2013/05/bmw-e36-de-competicion-los-e36-de.html>. [Último acceso: 16 Febrero 2021].
- [29] «MotorLegend,» [En línea]. Available: <https://www.motorlegend.com/actualite-automobile/bh-auction-bmw-320st-1995/18577.html>. [Último acceso: 27 Febrero 2021].
- [30] «12cilindros,» [En línea]. Available: <http://www.12cilindros.es/bmw-m3-e36-grt-desterrado-silenciador-bocas/>. [Último acceso: 27 Febrero 2021].

- [31] «Artec3D,» [En línea]. Available: <https://www.artec3d.com/es/portable-3d-scanners>.
[Último acceso: 28 Febrero 2021].

ANEXO I: DOCUMENTACIÓN Y PLANOS DE PIEZAS COMERCIALES

MALE ROD ENDS

DUNLOP

MS SERIES: MS – MSS – MS SS

Description:
MS Series is our 3-piece steel on steel range of male rod ends incorporating a high strength PTFE bronze mesh between the ball and the liner material, suitable for high shock loads and medium to heavy mechanical load applications requiring low friction, available in both metric and imperial bore thread sizes, they do not require maintenance.

Material Specifications:
Housing: Steel 230M07Pb and forged 080M46, zinc plated and clear trivalent passivate and stainless steel 303L and forged 304. Inner Ring: Steel 070M20 zinc plated and clear trivalent passivate. Liner: High strength PTFE bronze mesh composite. Ball: Bearing steel 100Cr6, heat treated, polished & electroless nickel plated and stainless steel 440C

Features:
Metric & imperial thread & bore sizes, low friction, high shock loads.
Extended wear life
No maintenance
Studded and stainless steel options.

Possible Applications:
Medium/heavy industrial/mechanical applications
Construction equipment
Agricultural equipment
Motor sport and recreational vehicles requiring high precision motion control.

Temperature Range:
-200°C to + 260°C

Specification:
ELV & RoHS compliant

Housing: Steel 230M07Pb (Sizes M05 – M12)
Forged 080M46 (Sizes M14 – M25)
Zinc Plated and Clear Trivalent Passivate

Inner Ring: Steel 070M20, Zinc Plated and Clear Trivalent Passivate

Ball: Bearing Steel 100Cr6, Case Hardened and Electro-less Nickel Plated

Part No. Right Hand	Part No. Left Hand	Bore Size	Thread	W	H	D	L1	L2	O	Static Load Rating (Newtons) Radial
	MSL-M16	16	M16X2.00	21	15.00	42	66	40	19.30	32,100

Interchange table

Dunlop	Rose	Aurora	Askubal	SKF	ASAHI	IKO	Fluro
MS-M (metric)	MMC	MM-M-T and MB-M-T	KA-P	SAKB-F	JAM-EC	POS-EC	GASW
MS (imperial)	RMC	MM-T and MB-T	-	-		POSB-EC	

Note: Manufacturers part numbers are used for descriptive purposes only and may not be direct equivalent products.

For stainless steel add 'SS' to part no. For example 'MS-M05 SS'

Figura A1 1 – Ficha de especificaciones de rótulas Dunlop Serie MS.

Enlace para tienda:

<https://www.123rodamiento.es/>

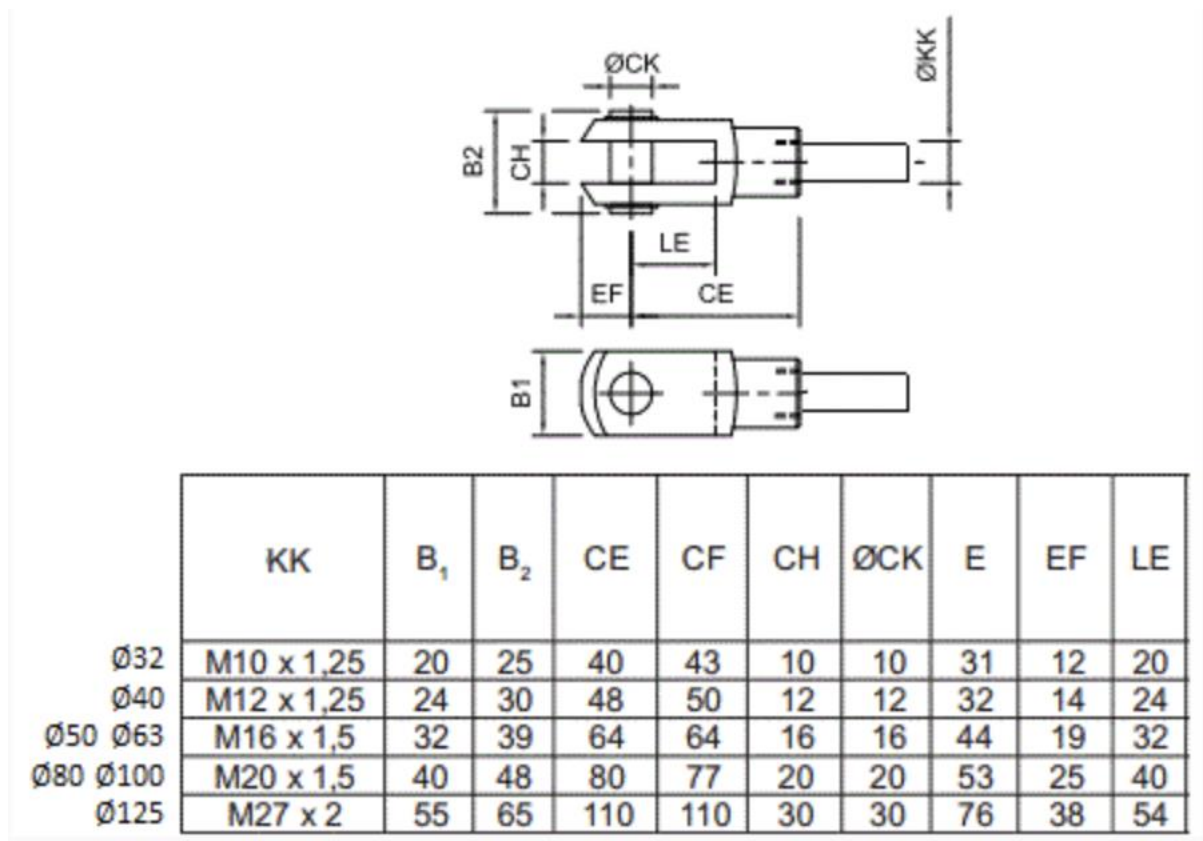
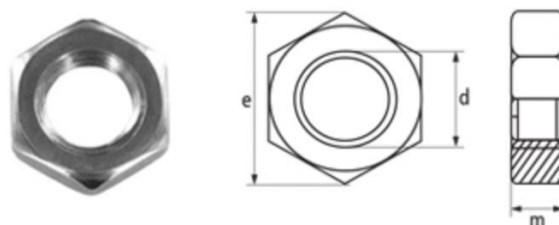


Figura A1 2 - Plano horquilla para articulación de barras.

Enlace tienda:

<https://www.disumtec.com/>

DIN 439 Tuerca hexagonal baja



Todas las medidas en mm. Calidad A4

d	p	m	e
M3	0.5	1.8	6.01
M4	0.7	2.2	7.66
M5	0.8	2.7	8.79
M6	1	3.2	11.05
M8	1.25	4	14.38
M10	1.5	5	18.9
M12	1.75	6	21.1
M14	2	7	24.49
M16	2	8	26.75

Figura A1 3 - Plano tuercas.

Enlace tienda:

<http://www.inox-mat.com/>

ANEXO II: PLANOS DE PIEZAS PARA FABRICACIÓN

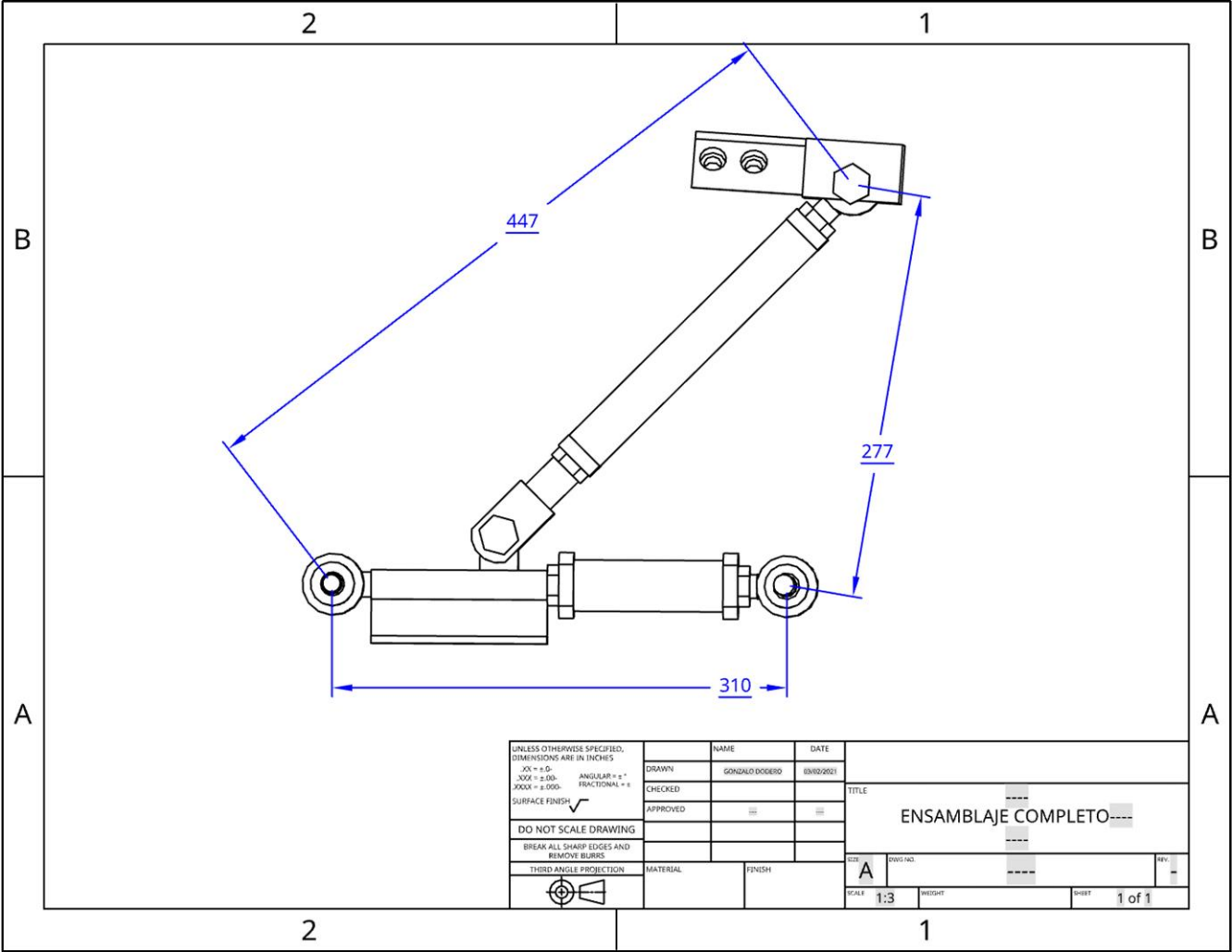


Figura A2 1 – Plano de dimensiones generales con distancia entre centros de rótulas.

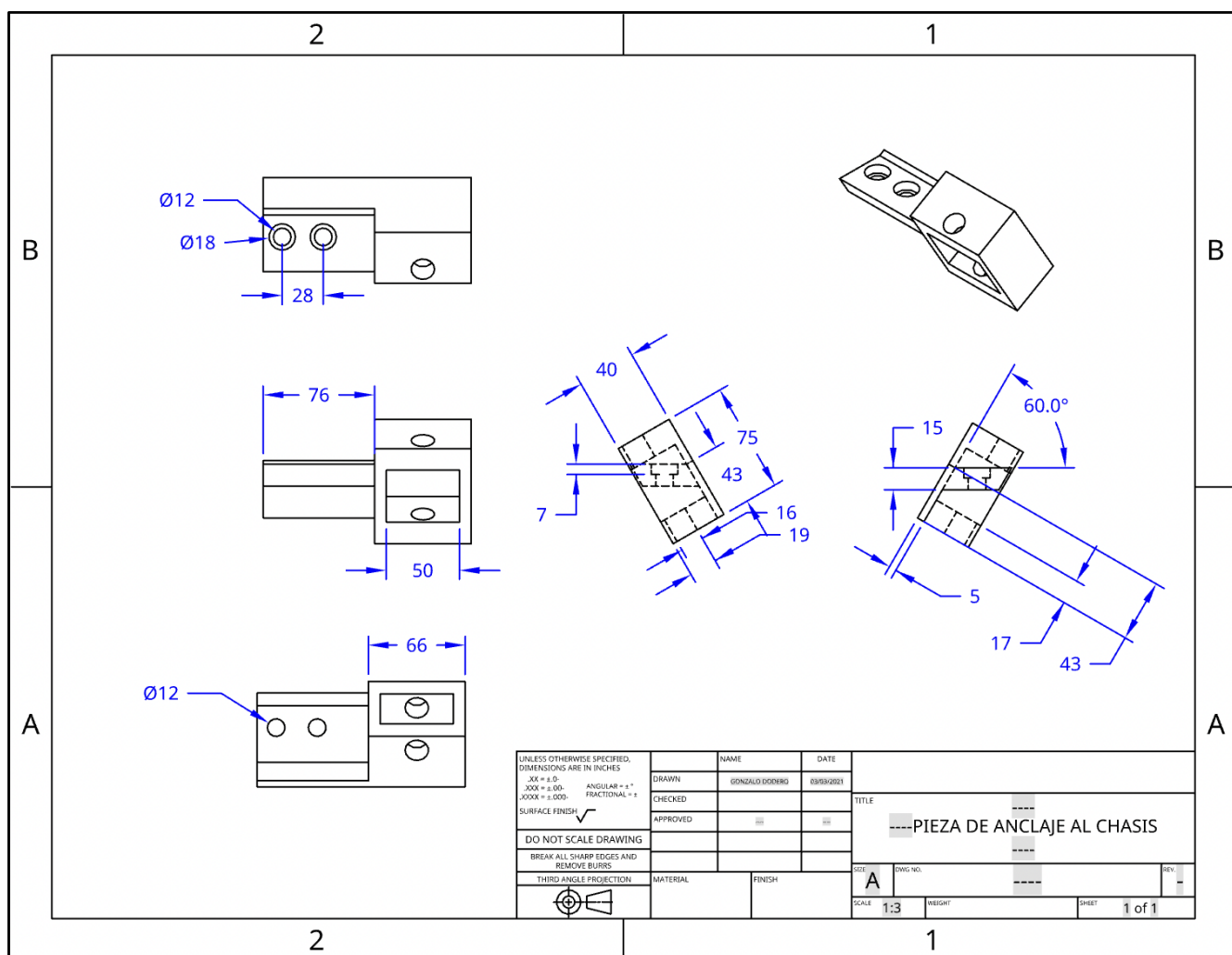


Figura A2 2 - Plano de soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis.

Esta pieza se fabrica soldando diferentes partes. En las 4 páginas siguientes se adjunta el despiece.

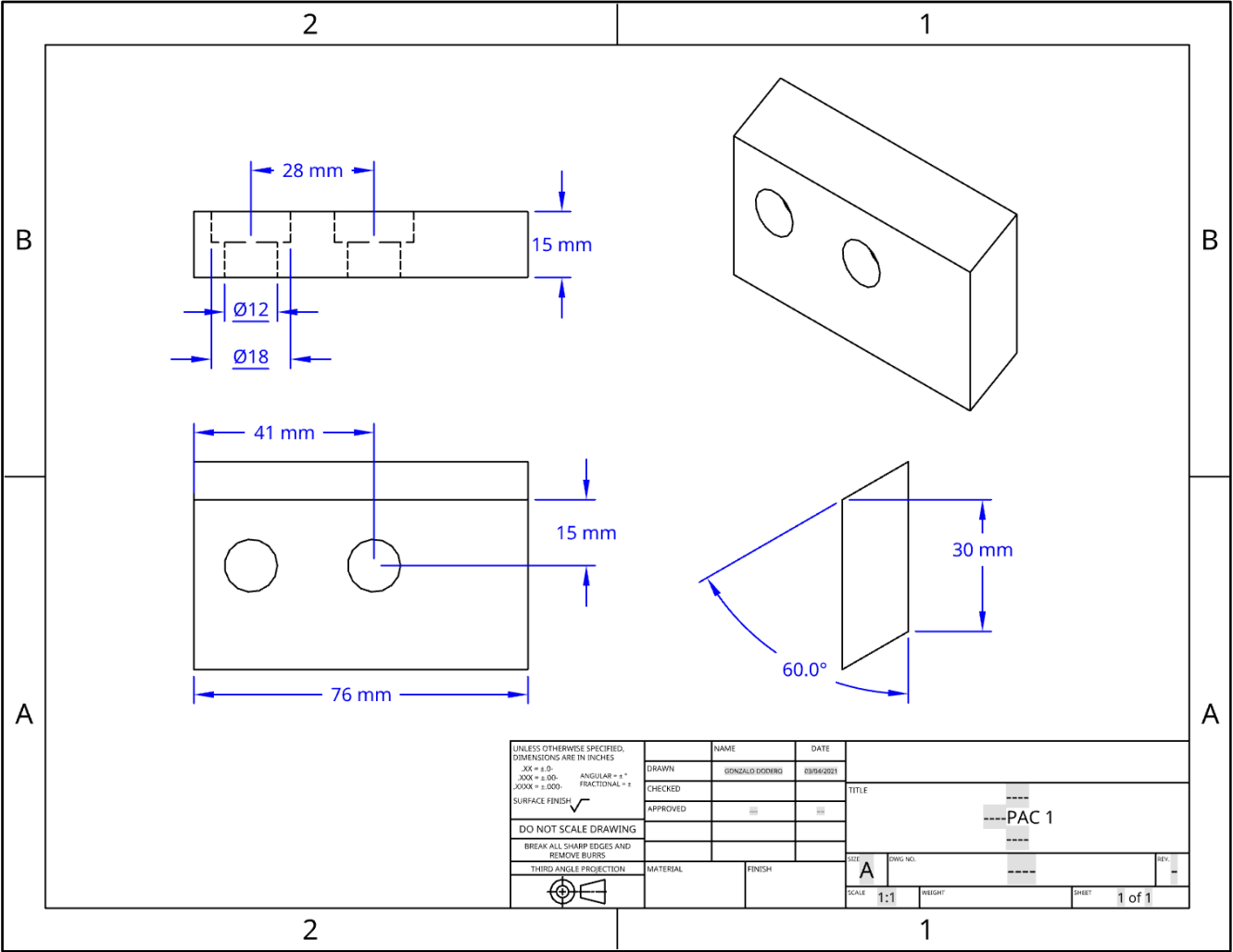


Figura A2 3 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).

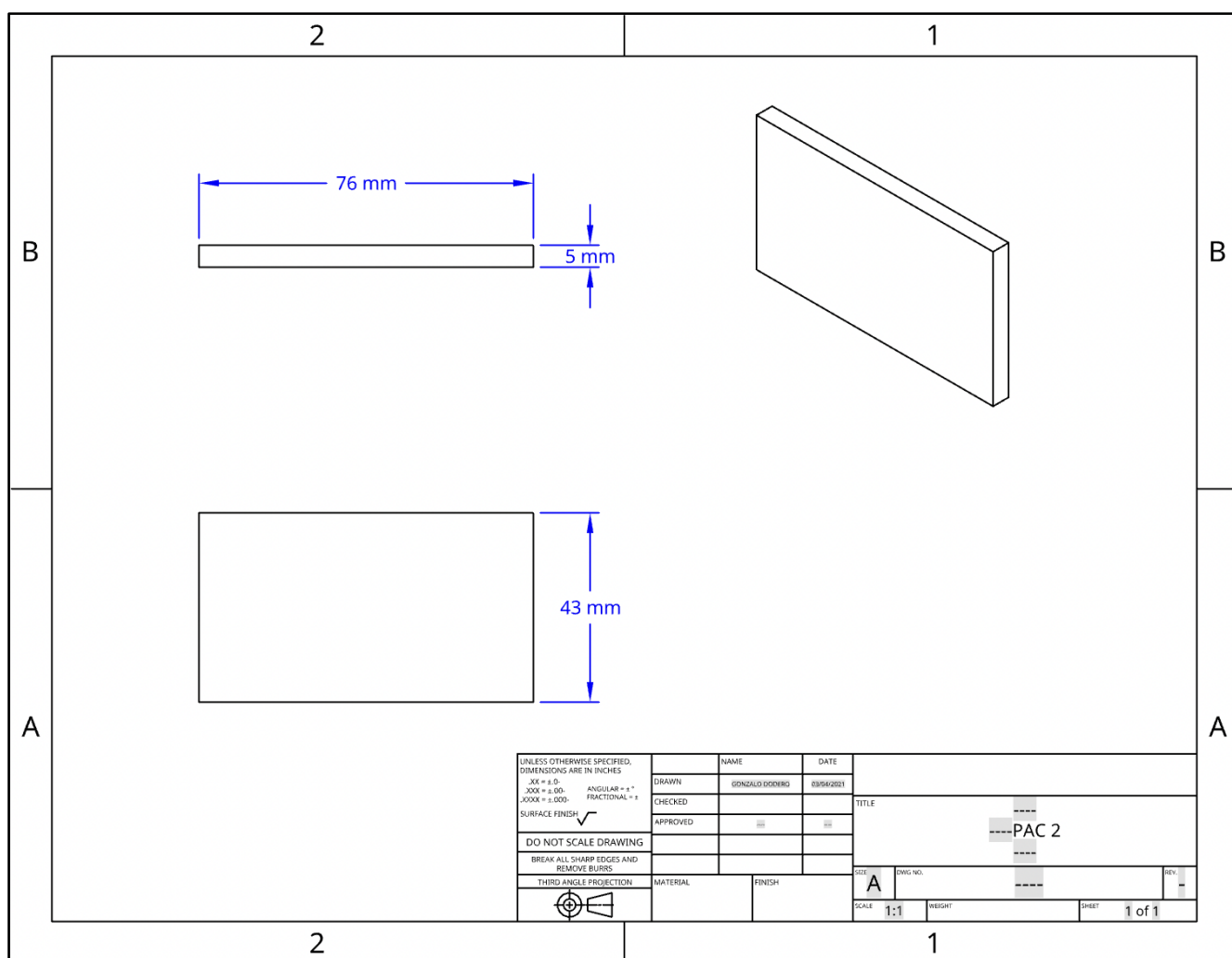


Figura A2 4 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).

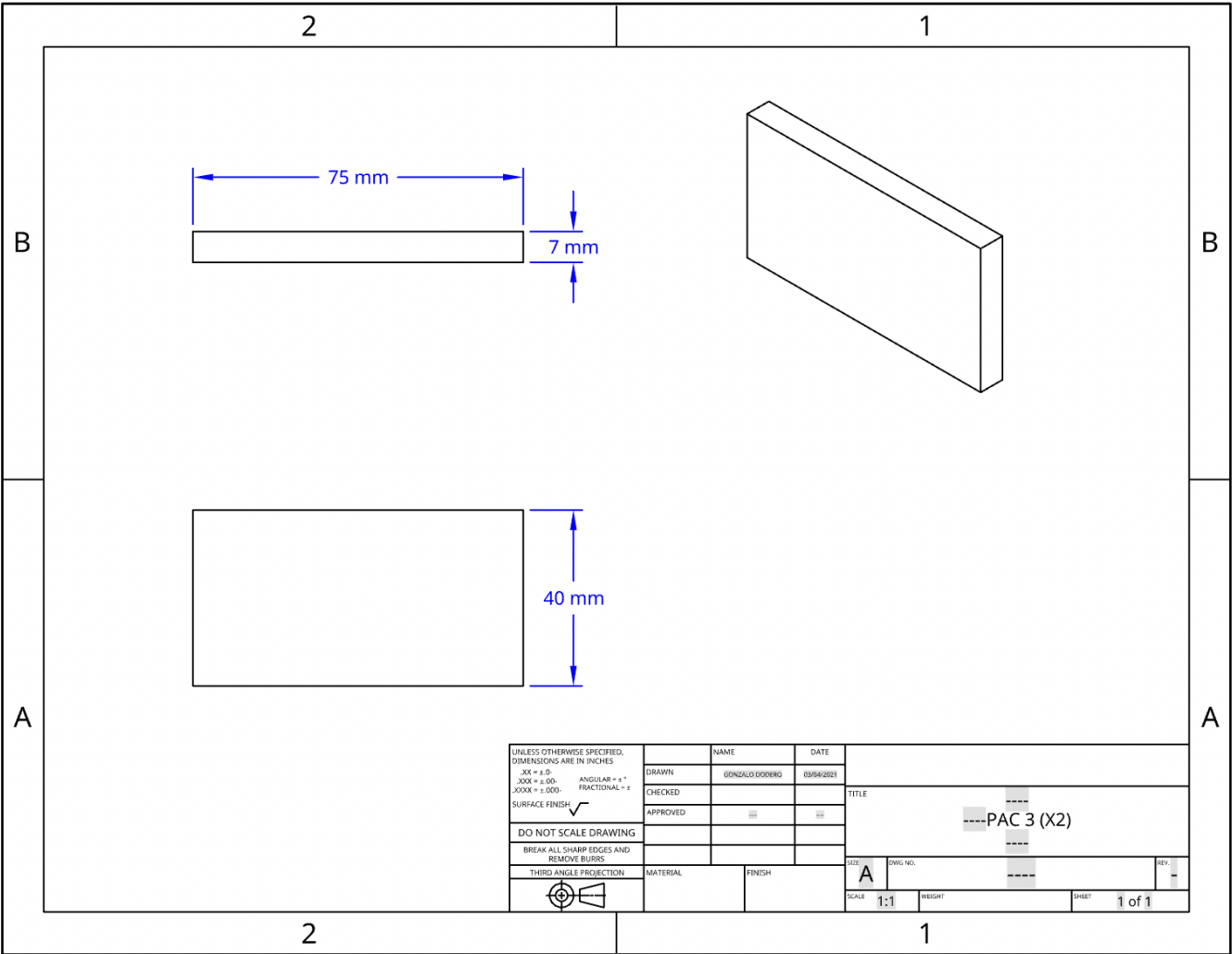


Figura A2 5 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).

Se requiere la fabricación de dos piezas como esta.

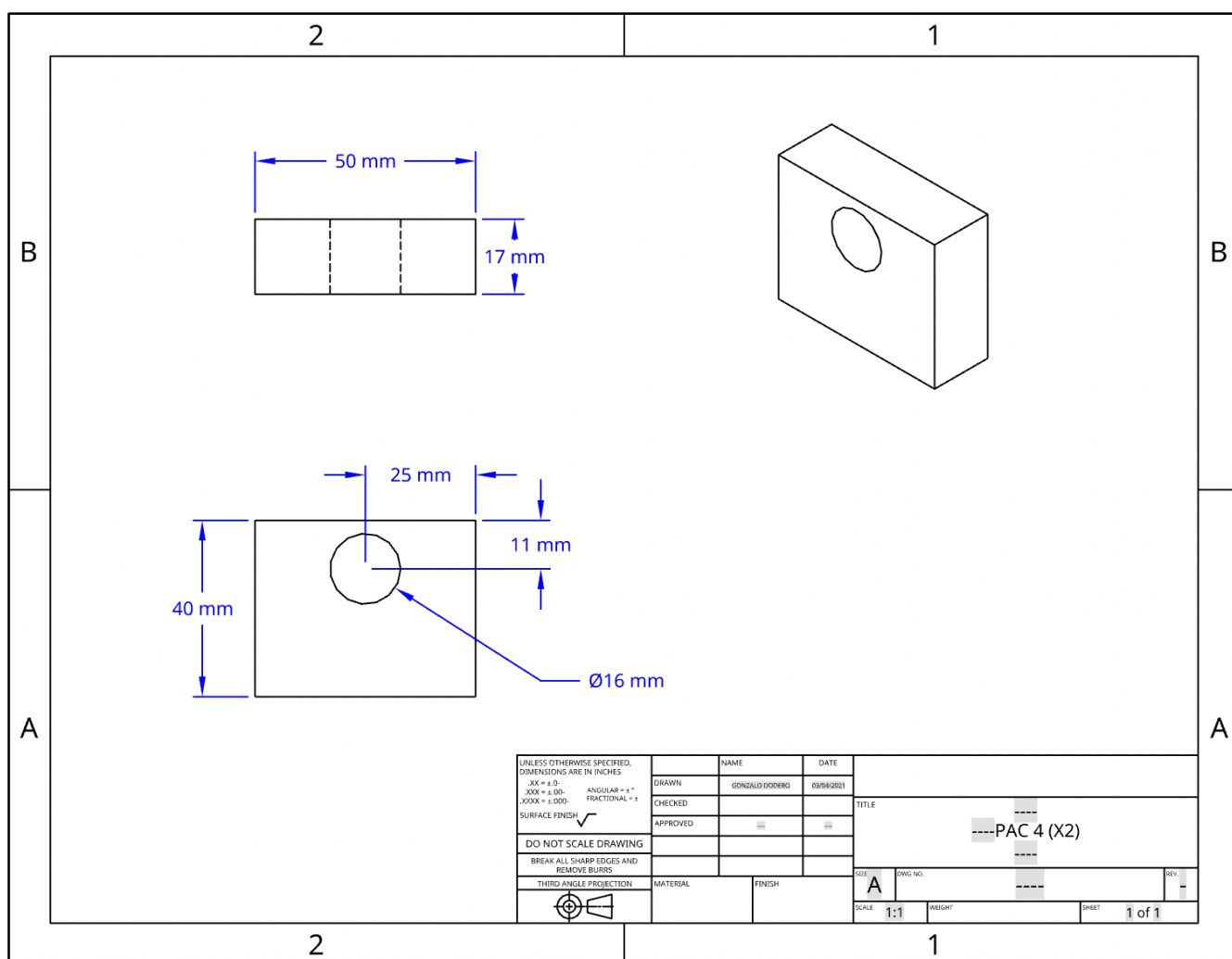


Figura A2 6 - (Pertenece a soporte para anclaje del brazo de suspensión en el chasis).

Se requiere la fabricación de dos piezas como esta.

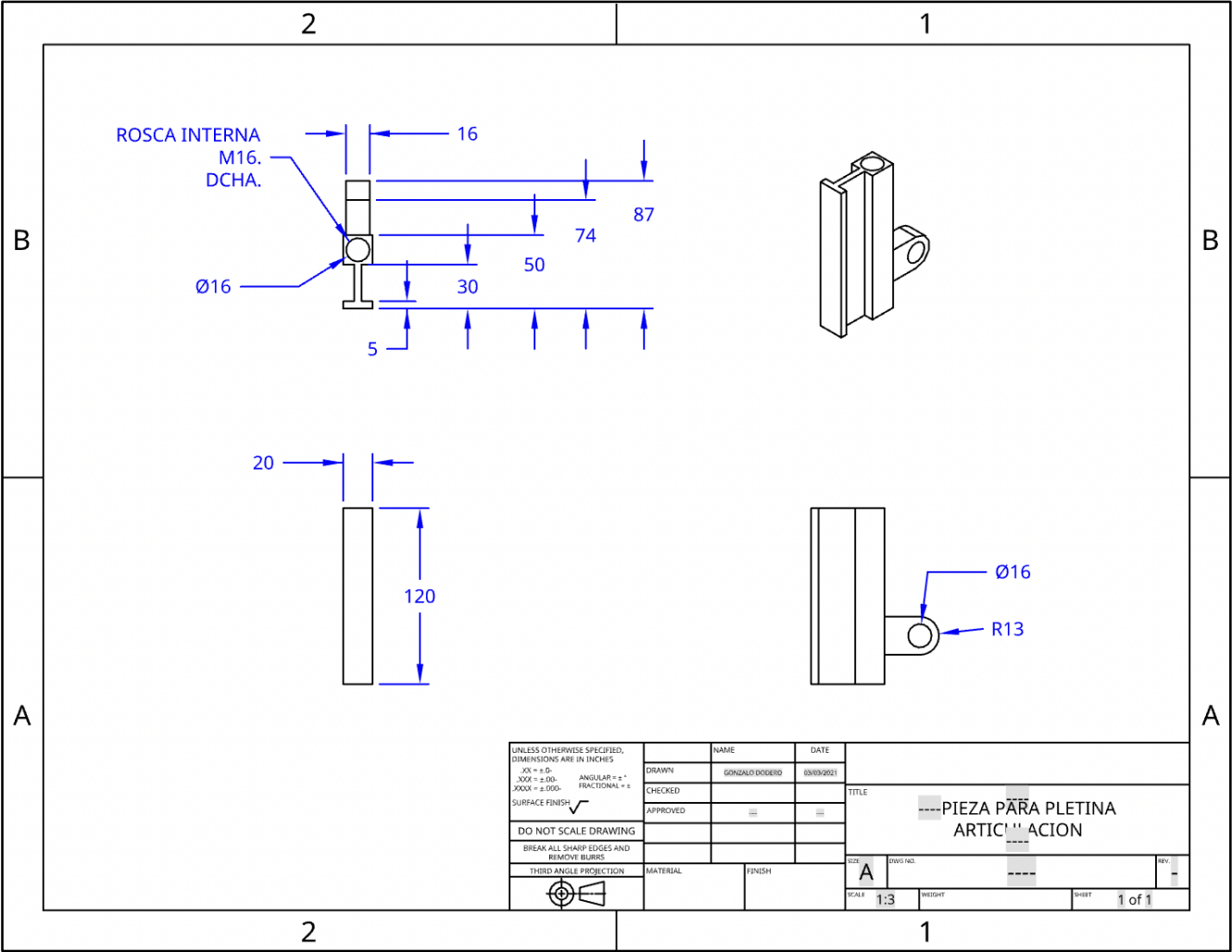


Figura A2 7 – Plano de pieza para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión.

Esta pieza se fabrica soldando diferentes partes. En las 4 páginas siguientes se adjunta el despiece.

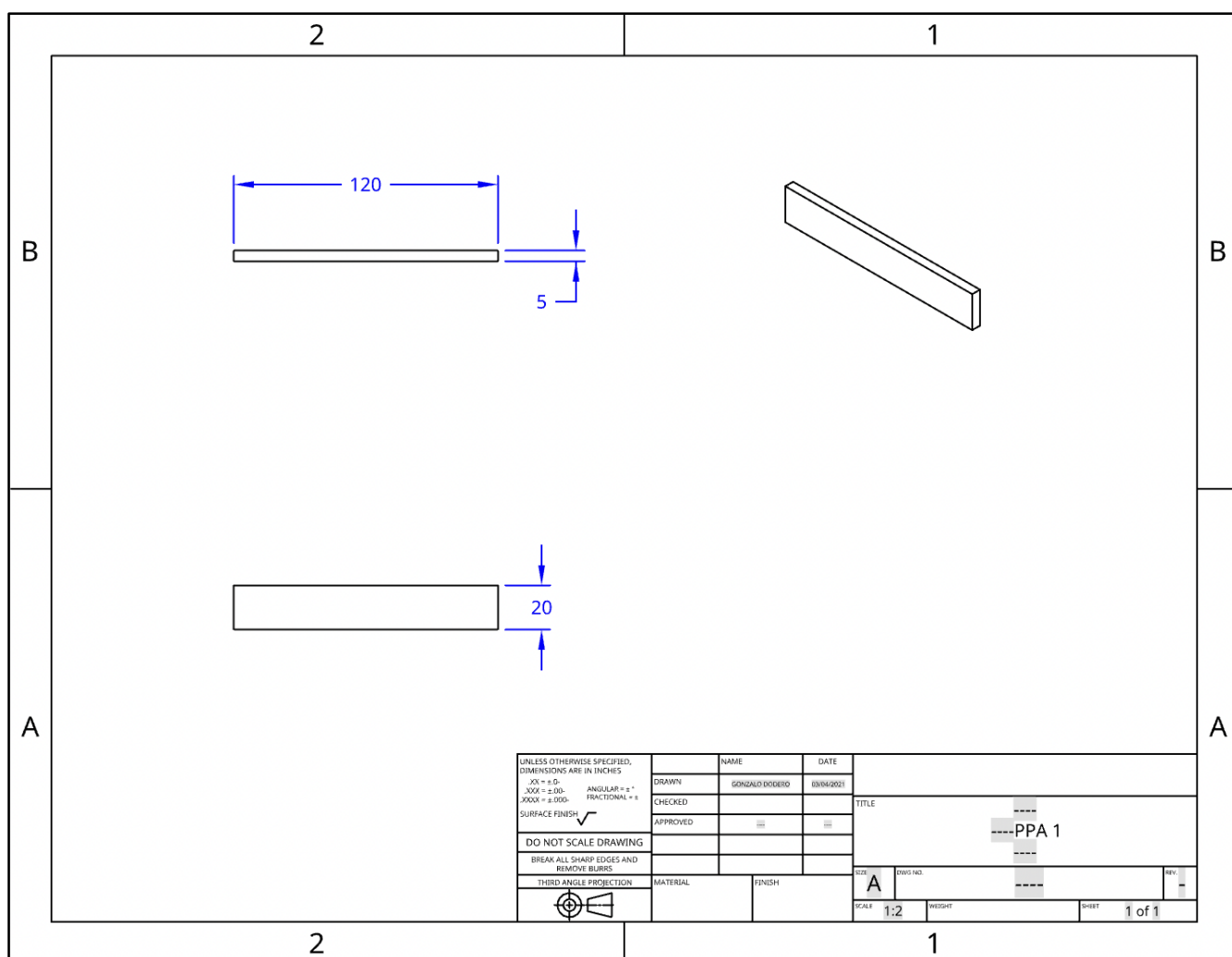


Figura A2 8 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).

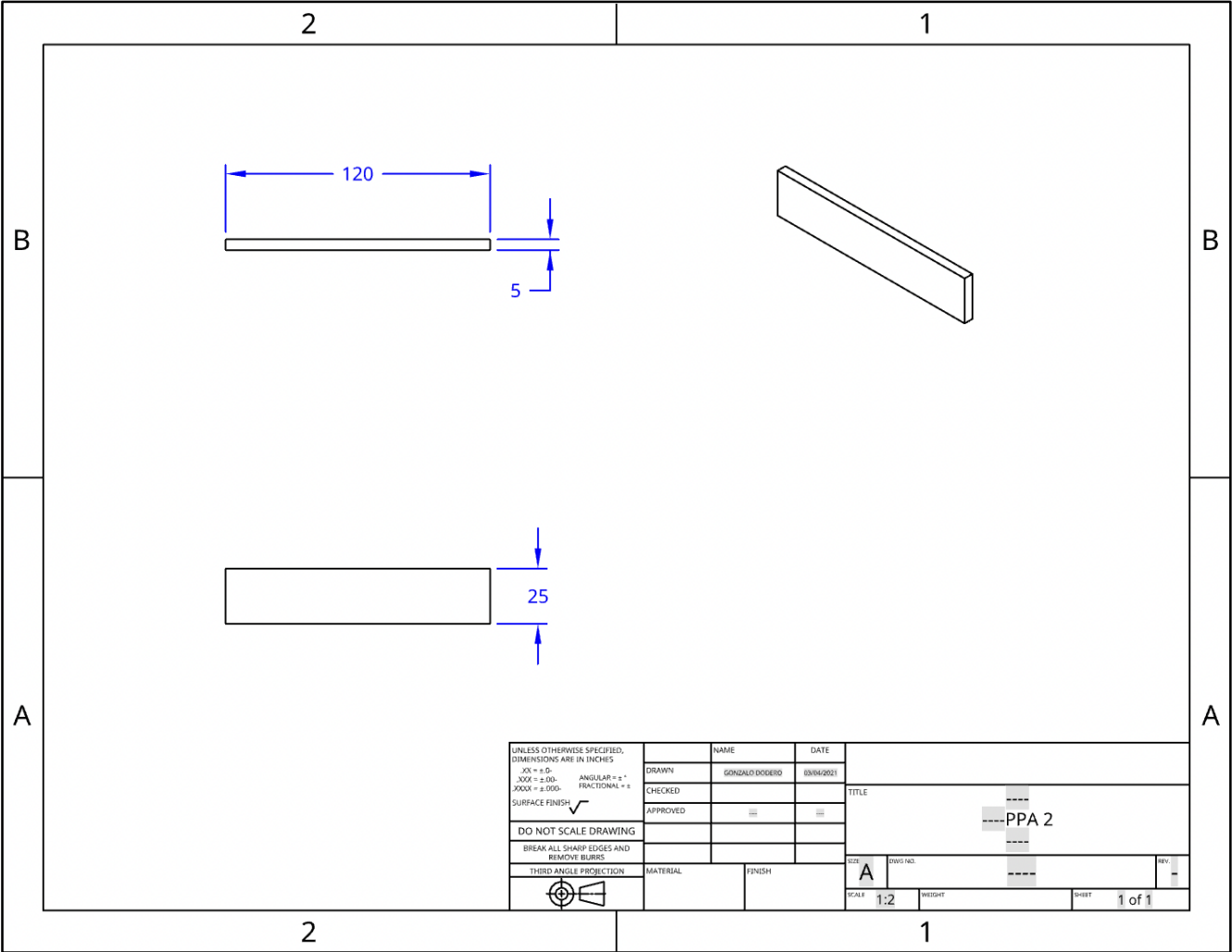


Figura A2 9 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).

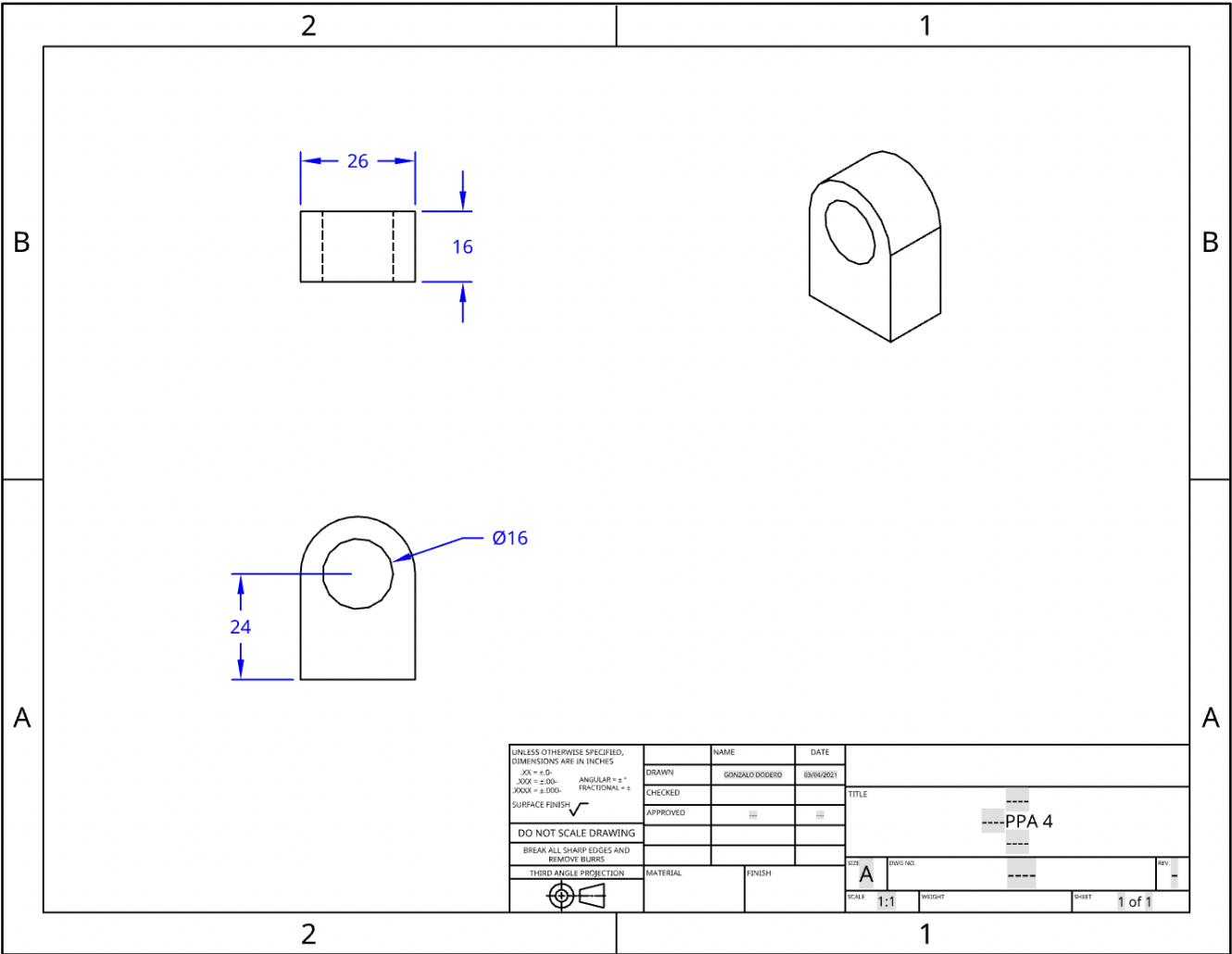


Figura A2 11 - (Pertenece a soporte para pletina de la articulación entre las dos barras del brazo de suspensión).

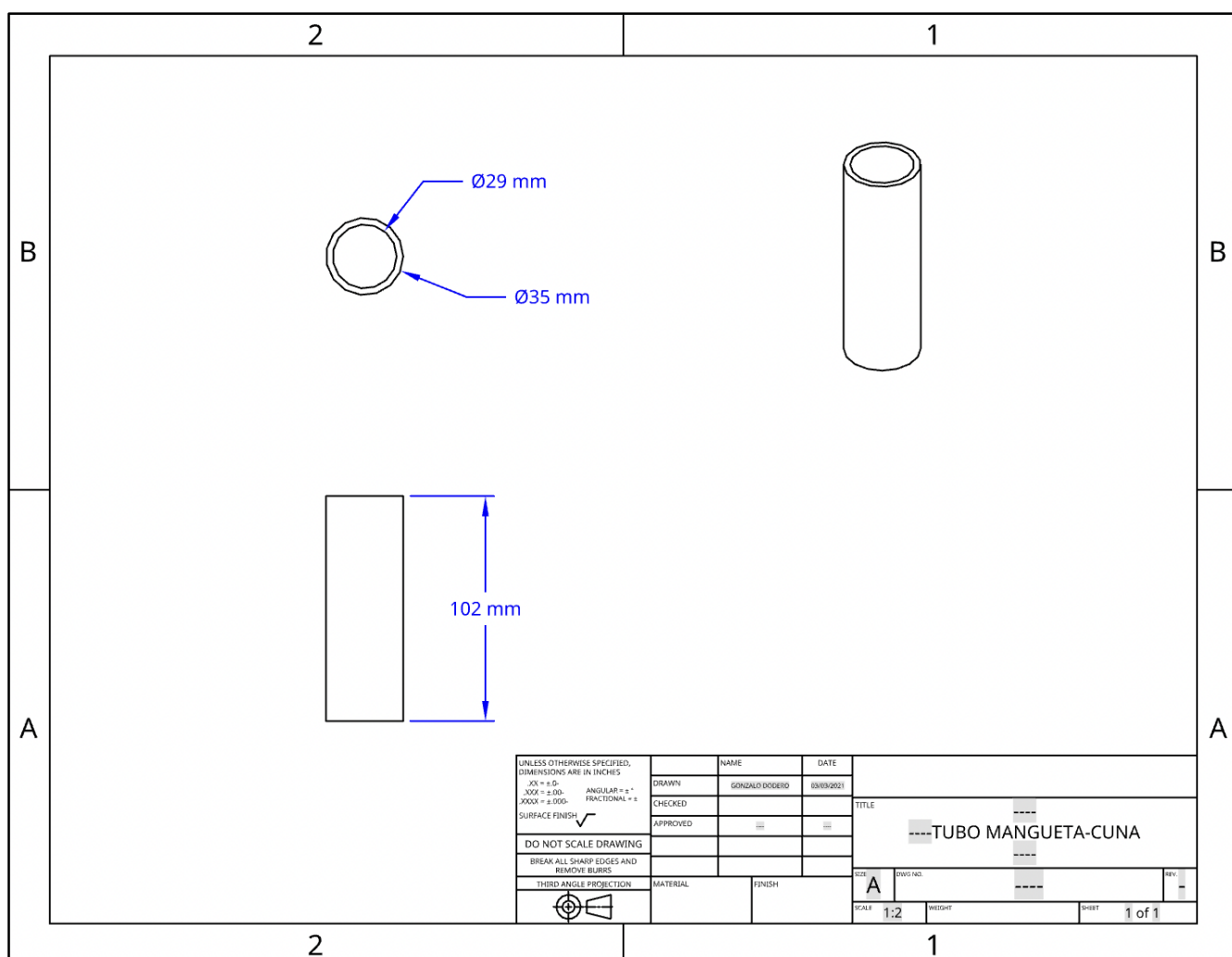


Figura A2 12 - Plano de tubo de la barra transversal.

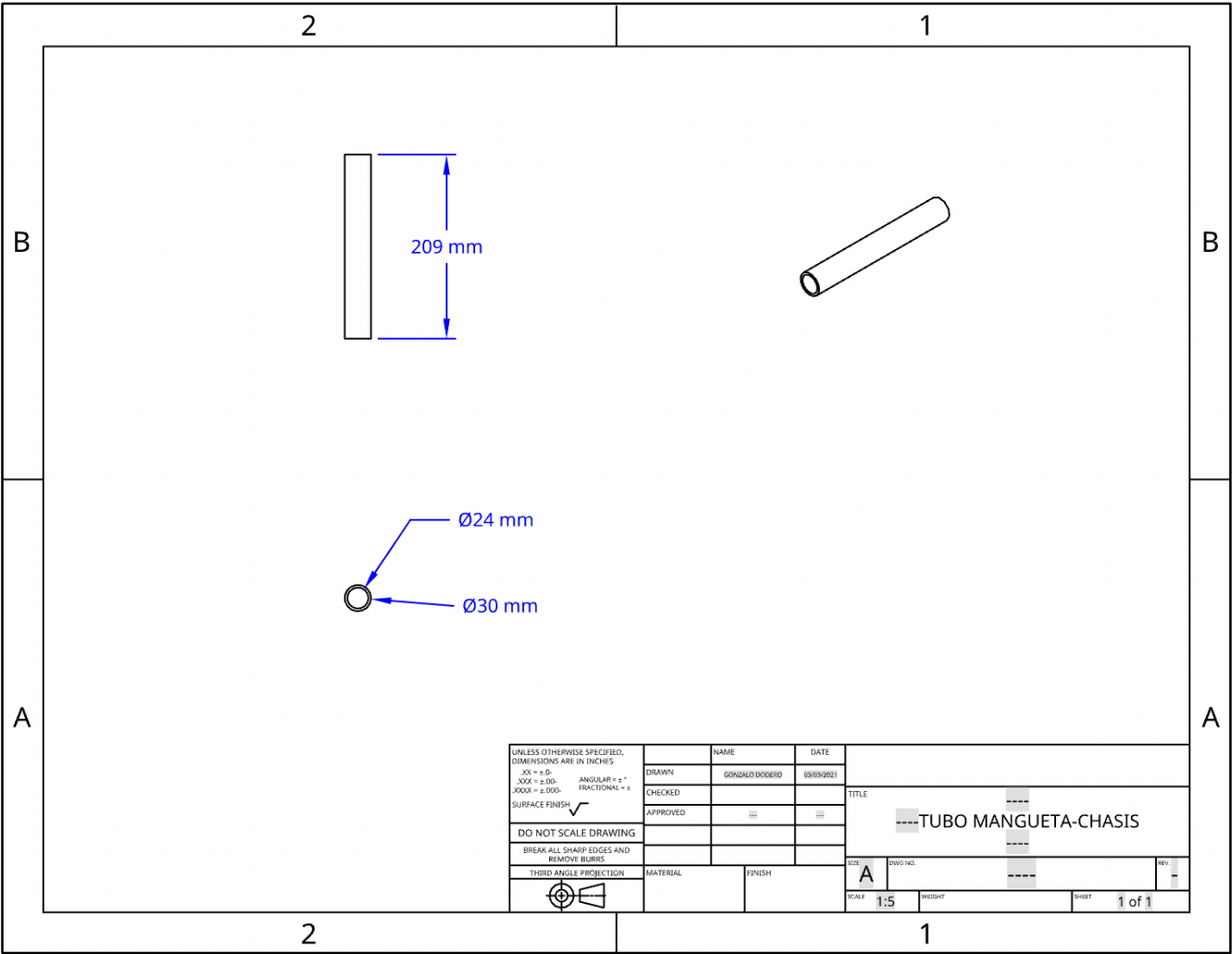


Figura A2 13 - Plano de tubo de la barra oblicua.



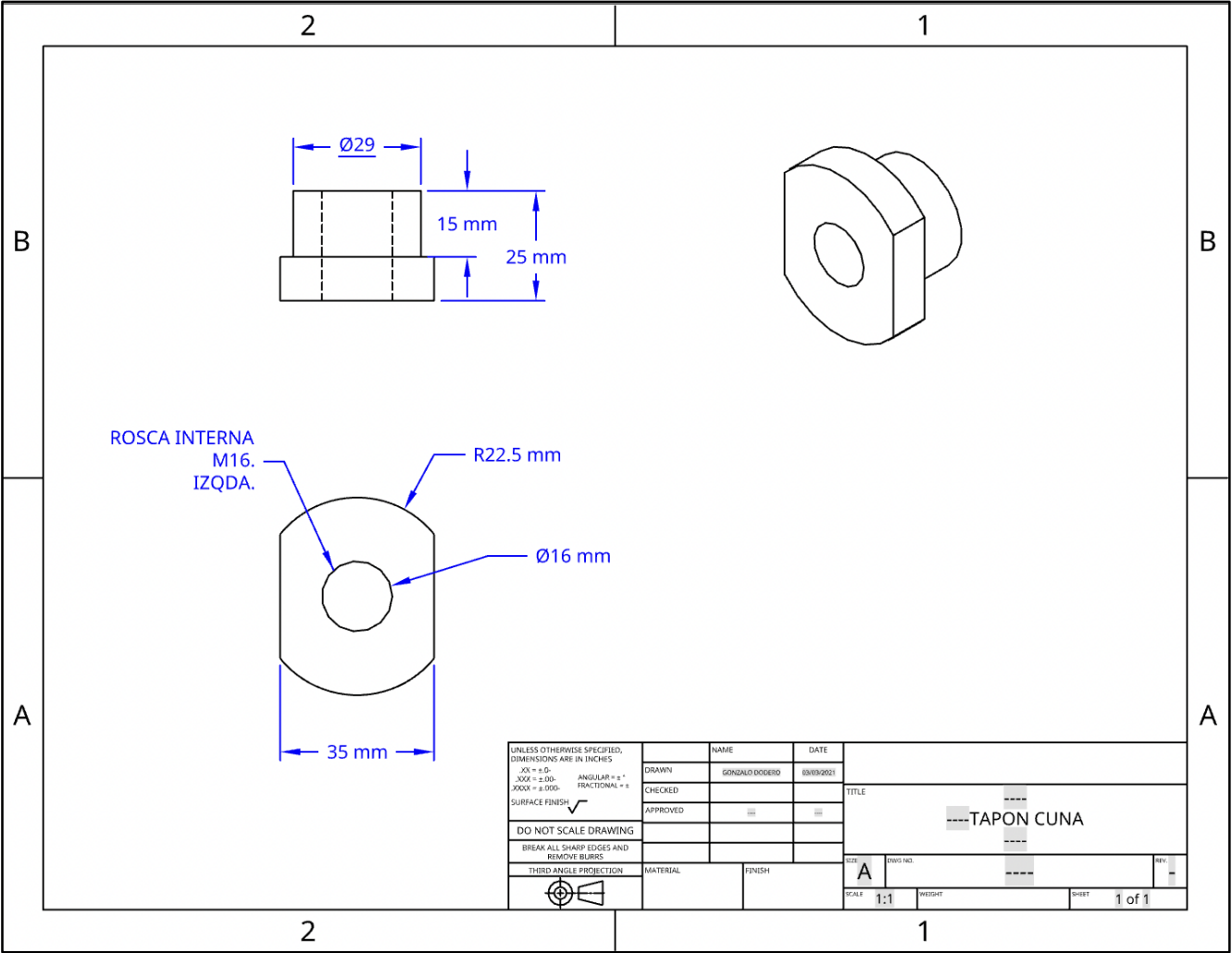


Figura A2 15 - Plano de tapón correspondiente a tubo transversal (2)

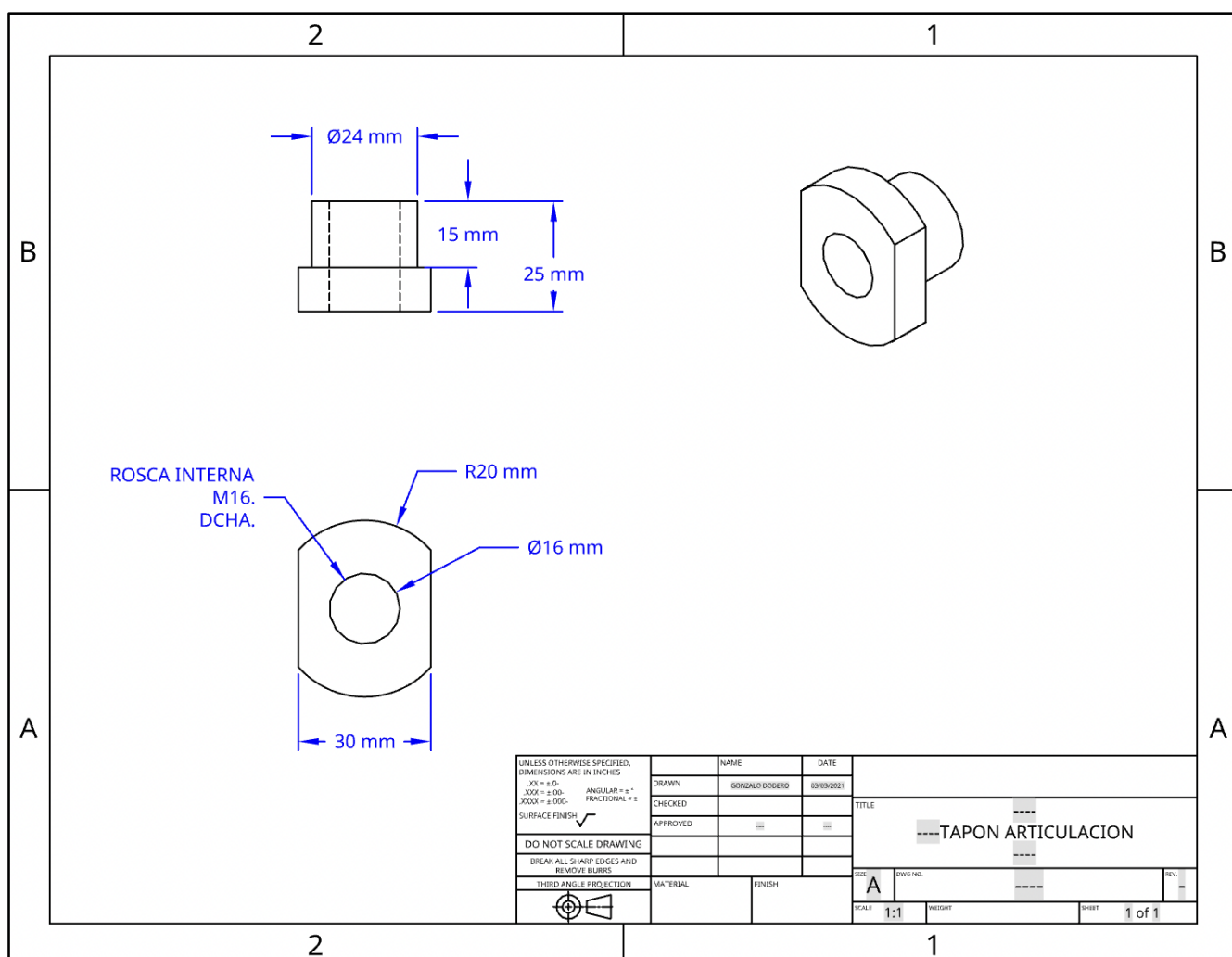


Figura A2 16 - Plano de tapón correspondiente a tubo oblicuo (1)

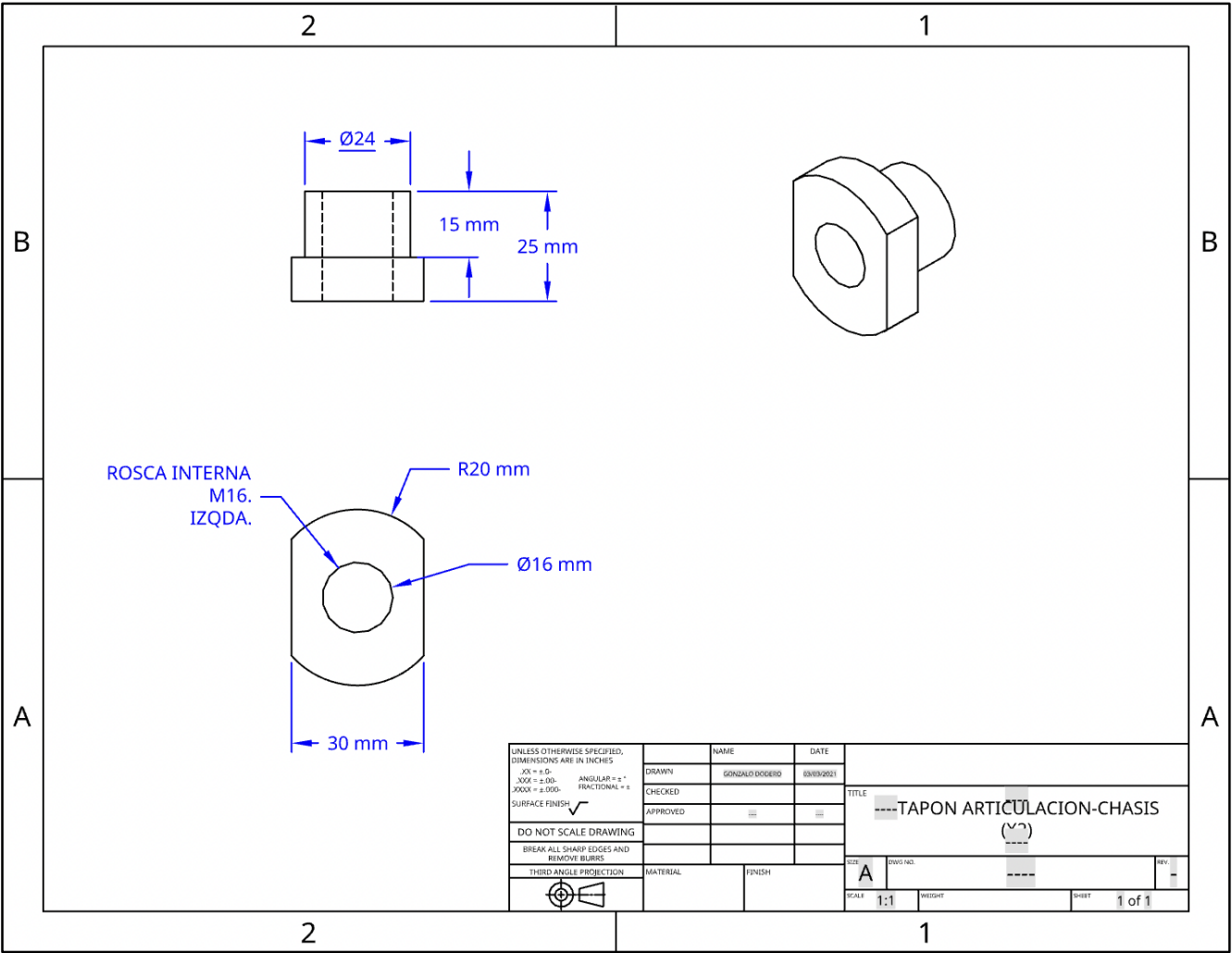


Figura A2 17 - Plano de tapón correspondiente a tubo oblicuo (2)

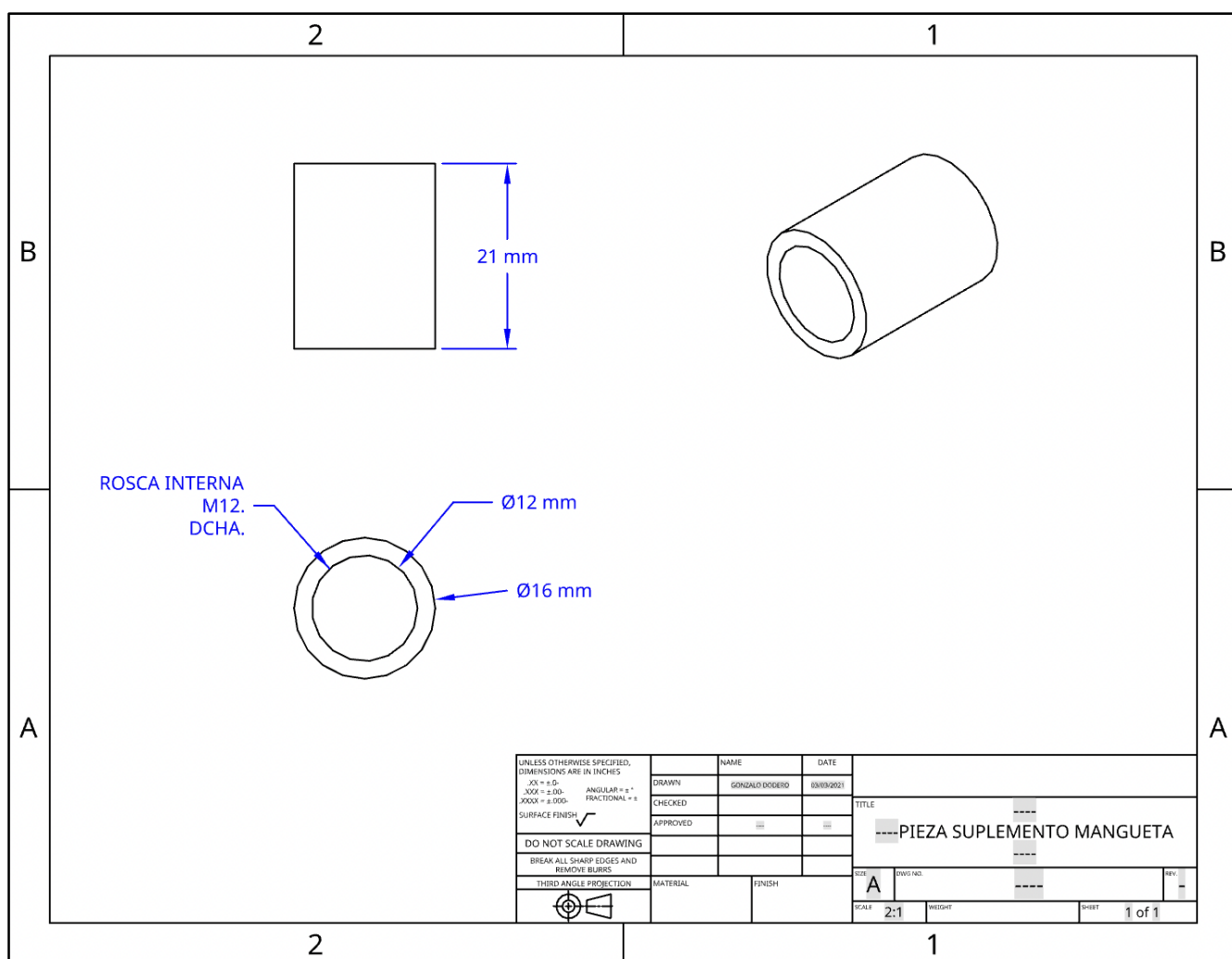


Figura A2 18 - Plano de pasador roscado para suplemento en la mangueta.

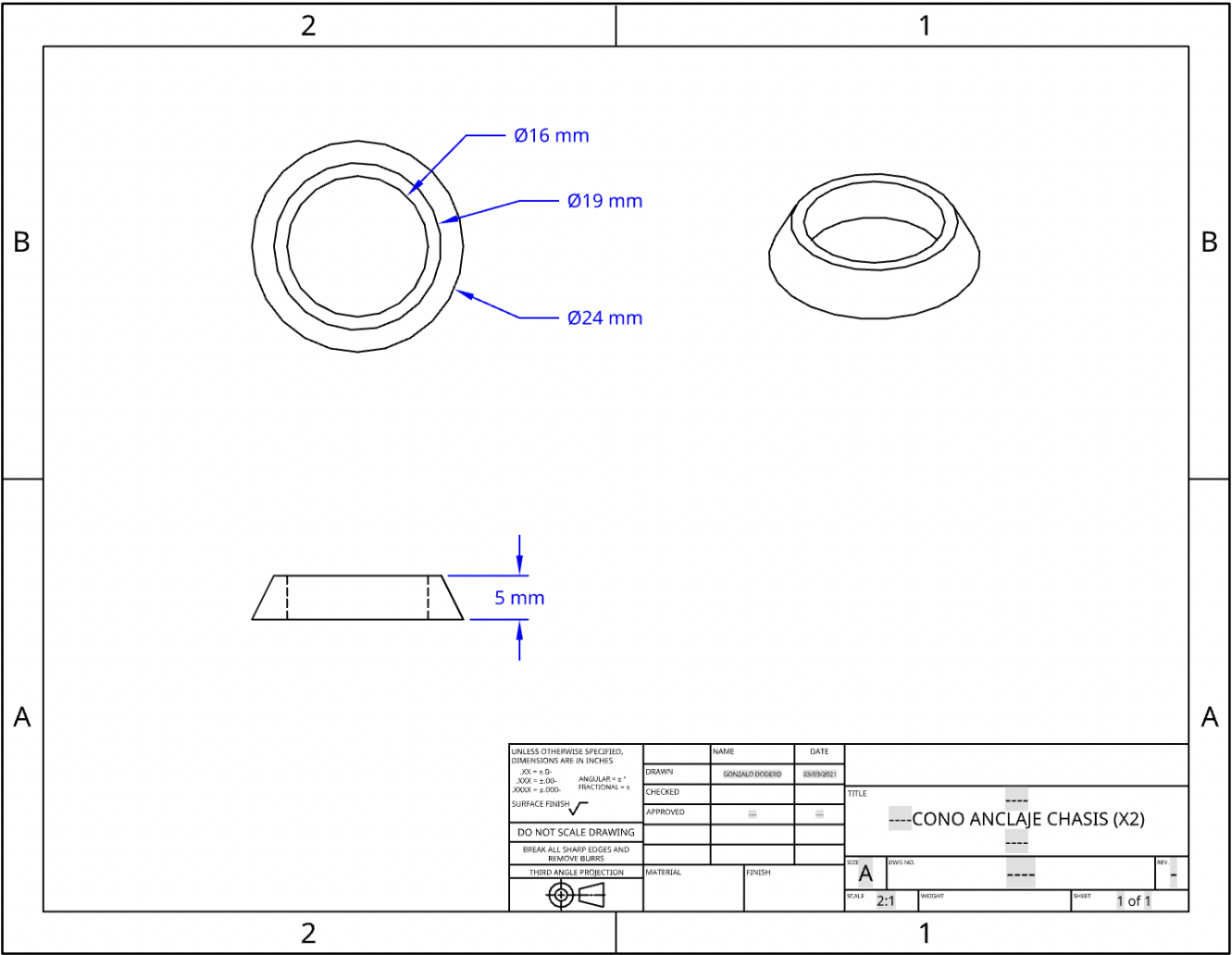


Figura A2 19 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de anclaje en el chasis.

Se requiere la fabricación de dos piezas como esta.

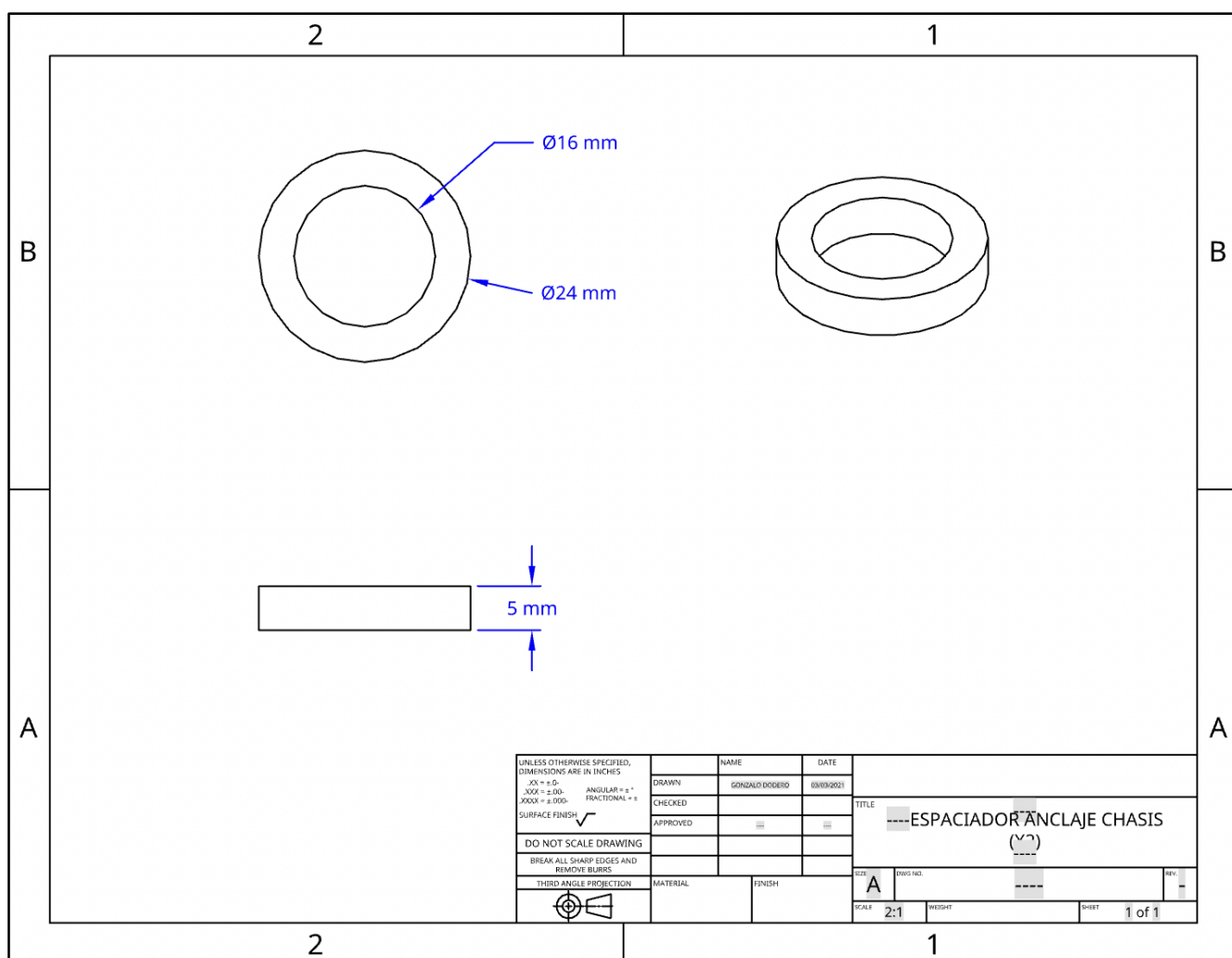


Figura A2 20 - Plano de espaciador para apoyo sobre rótula de anclaje en el chasis.

Se requiere la fabricación de dos piezas como esta.

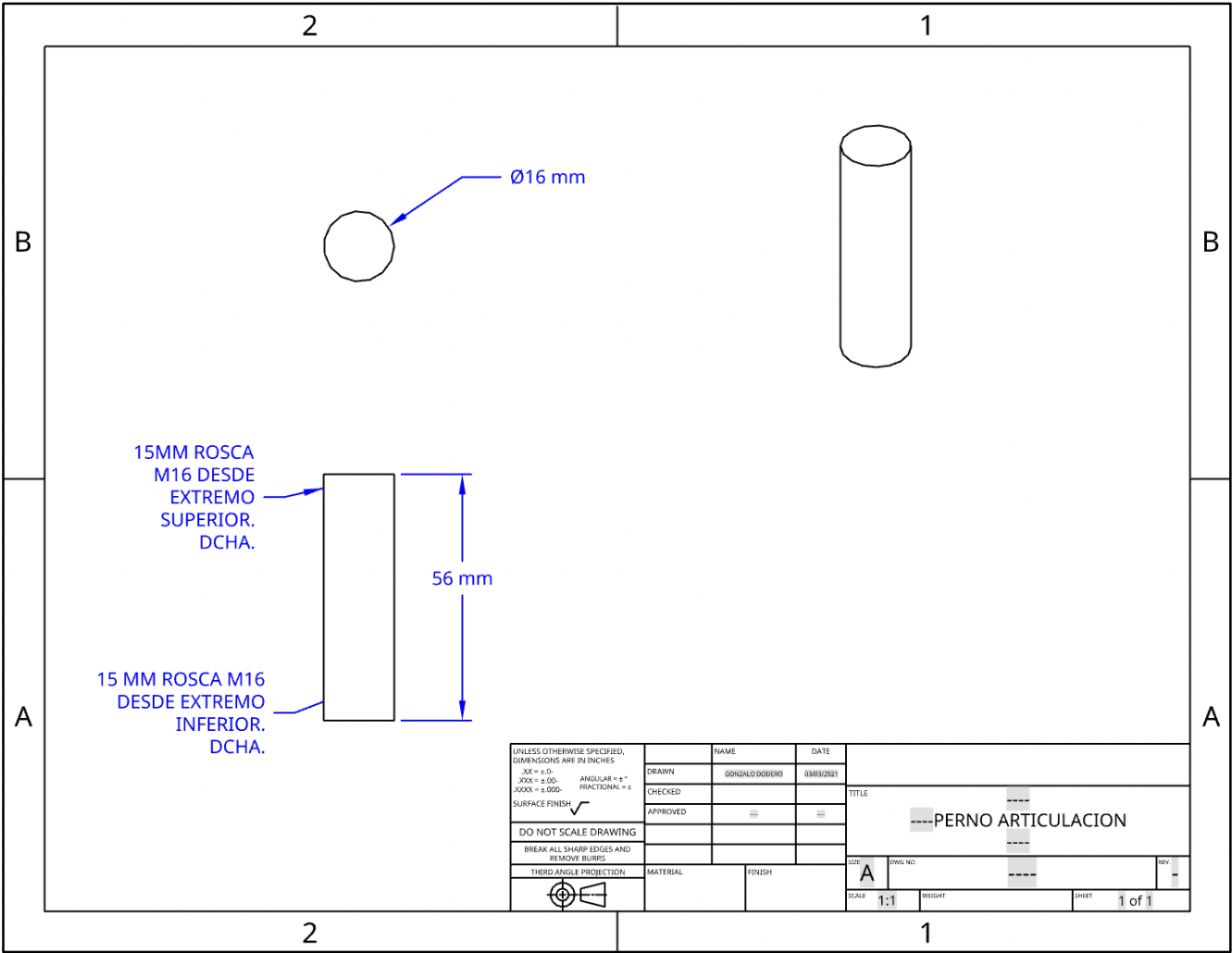


Figura A2 21 - Plano de perno roscado en los extremos para fijación de la articulación entre las barras.

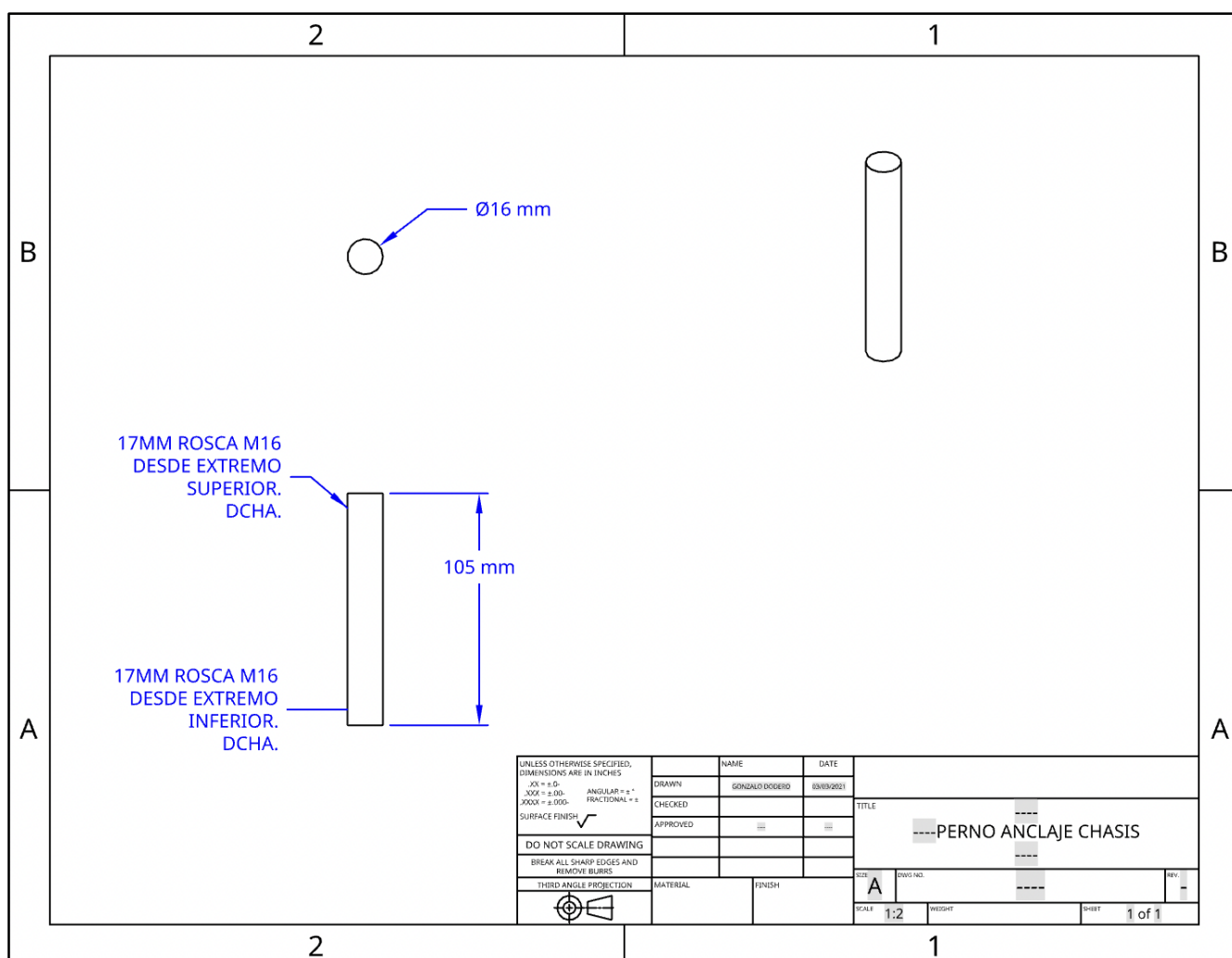


Figura A2 22 - Plano de perno roscado en los extremos para fijación de la rotula en el anclaje del chasis.

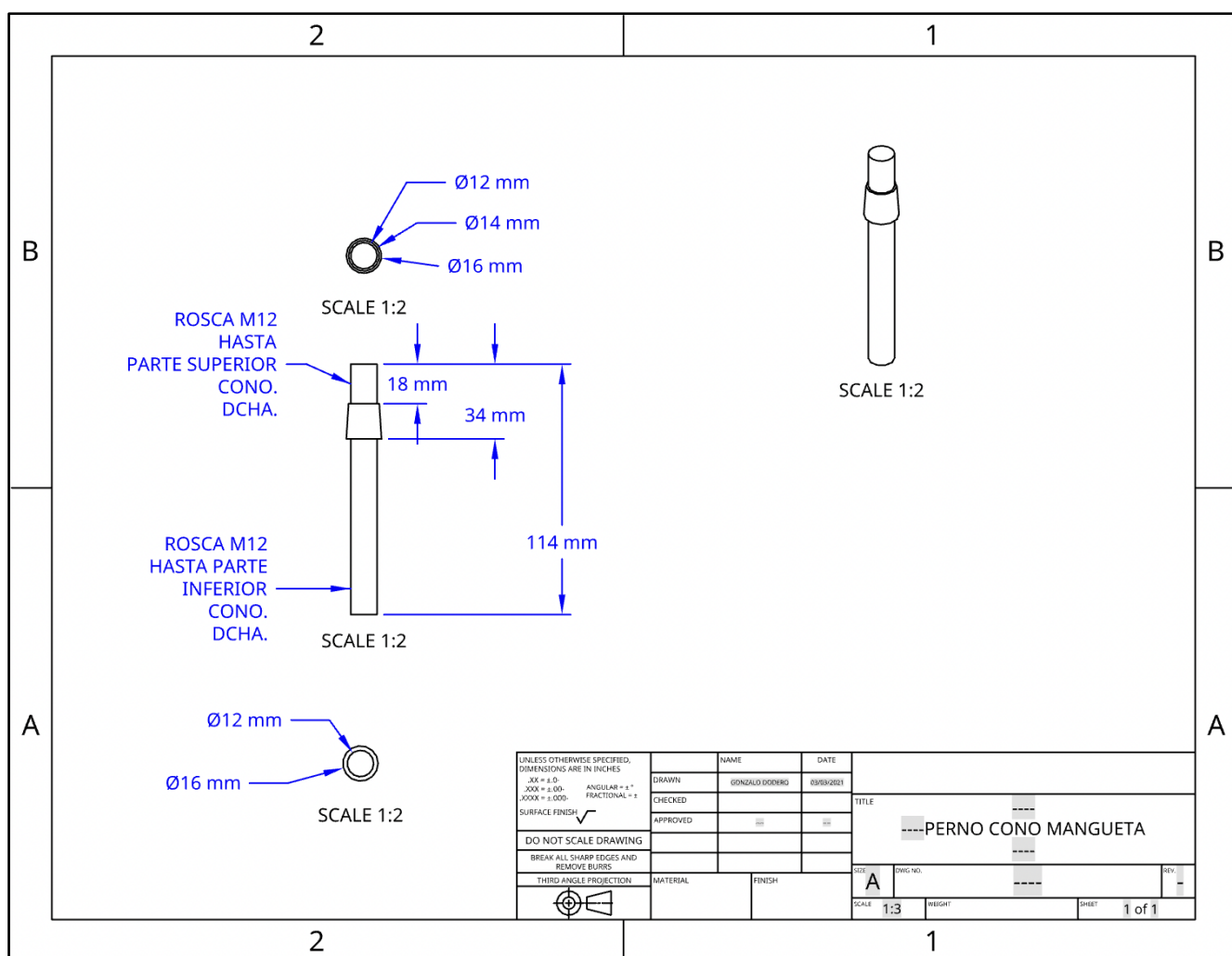


Figura A2 24 - Plano de perno roscado con base cónica para anclaje de la rótula en la mangueta.

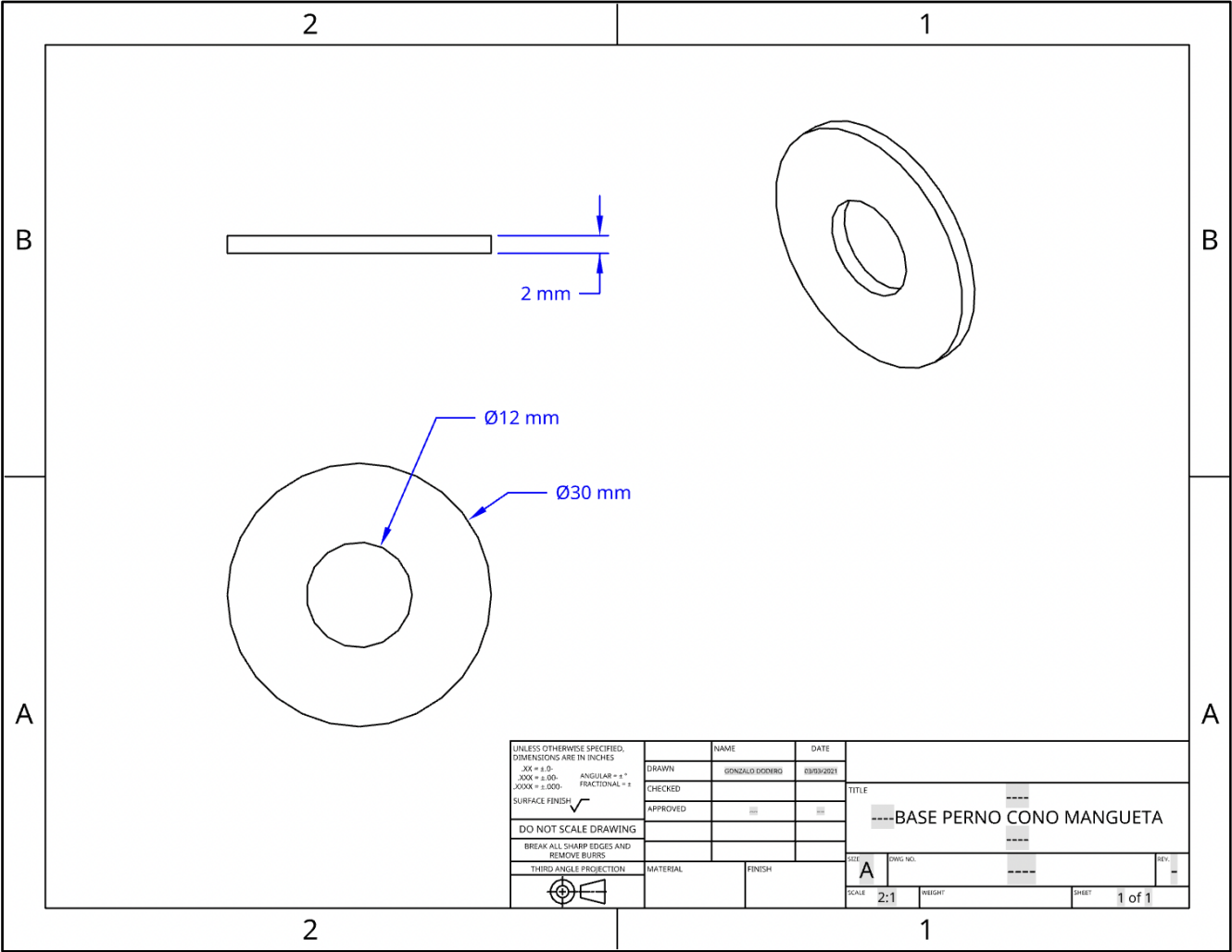


Figura A2 25 - Plano de base para el perno de anclaje de la rótula sobre la mangueta.

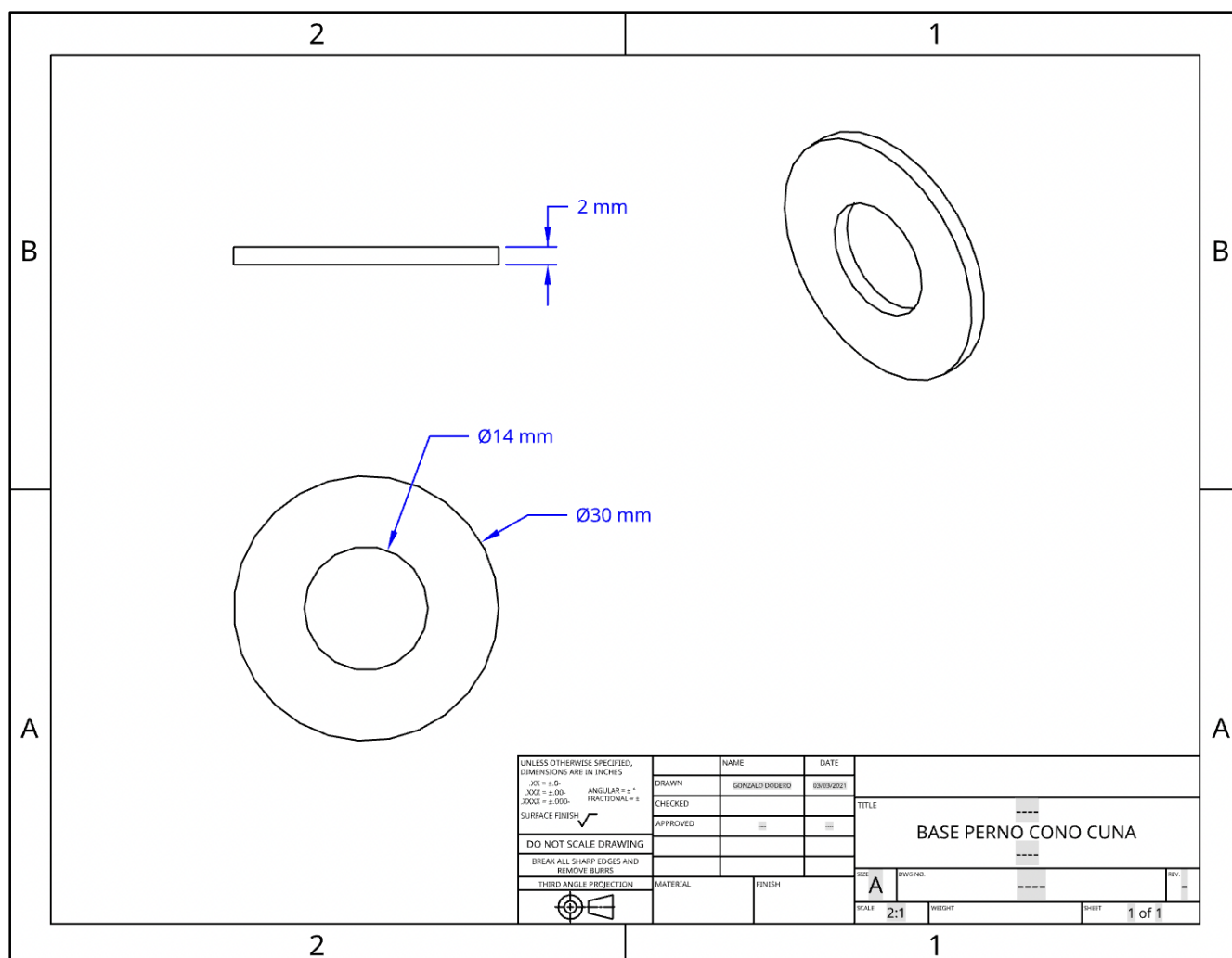


Figura A2 26 - Plano de base para el perno de anclaje de la rótula sobre la cuna del motor.

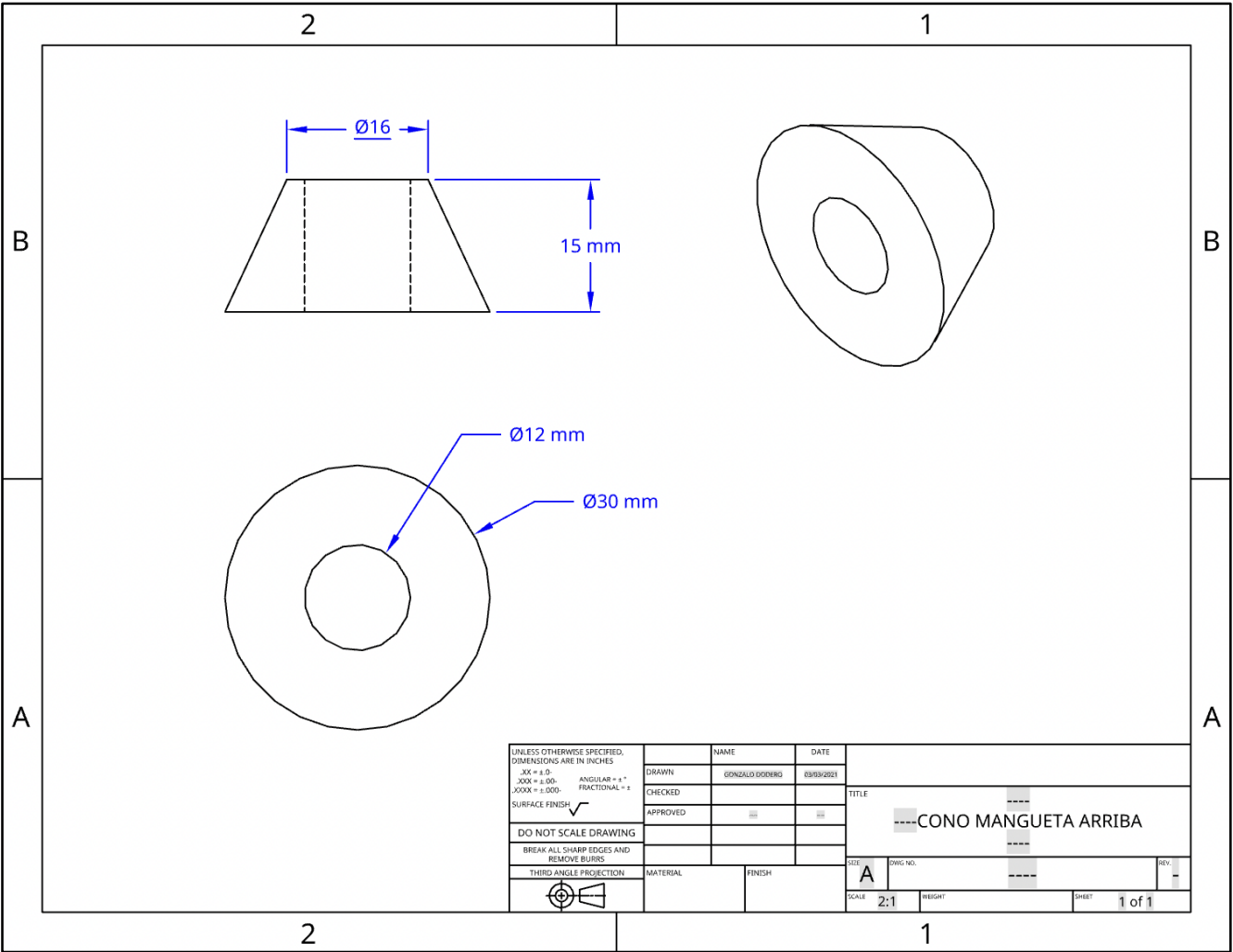


Figura A2 27 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la mangueta.

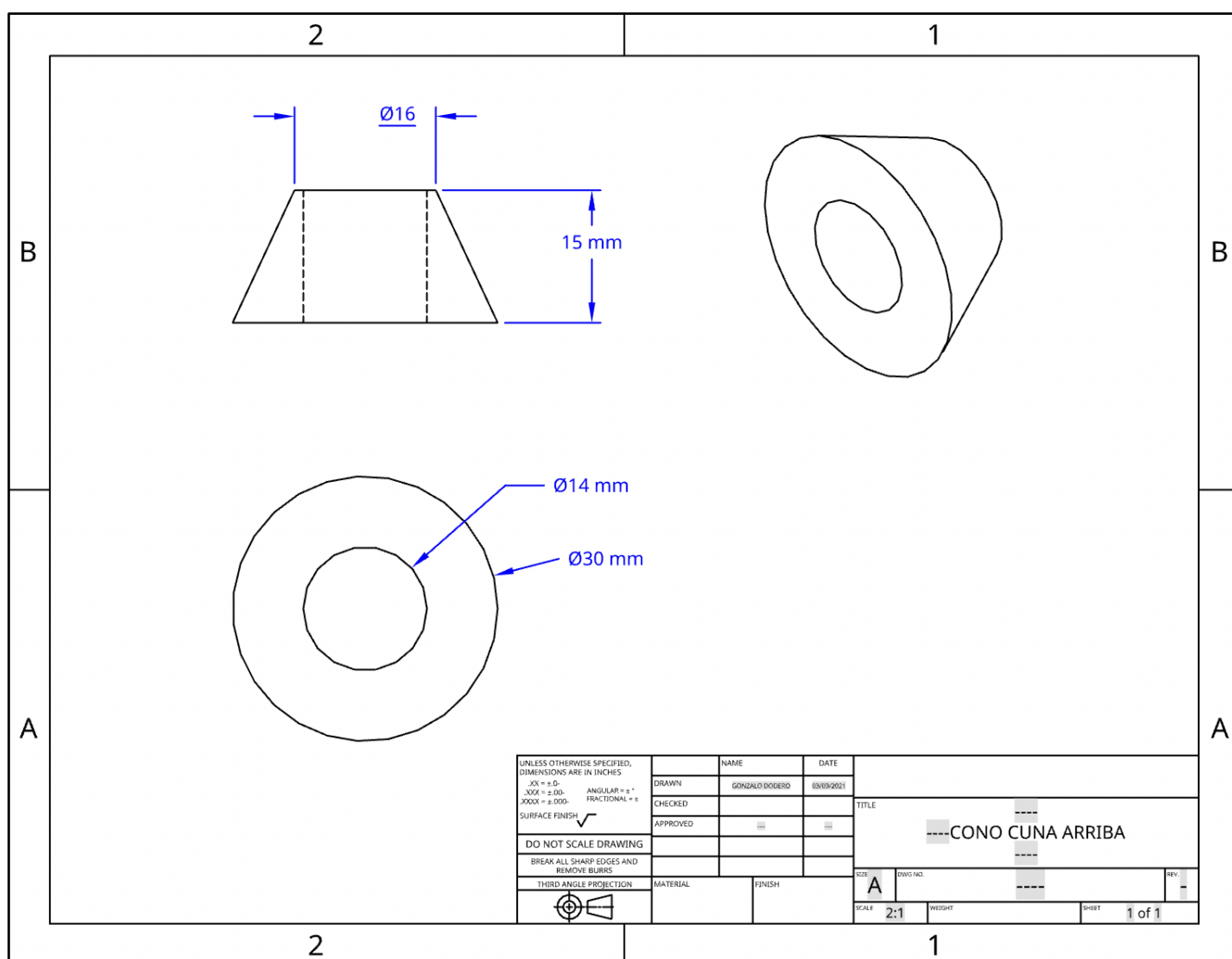


Figura A2 28 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la cuna del motor.

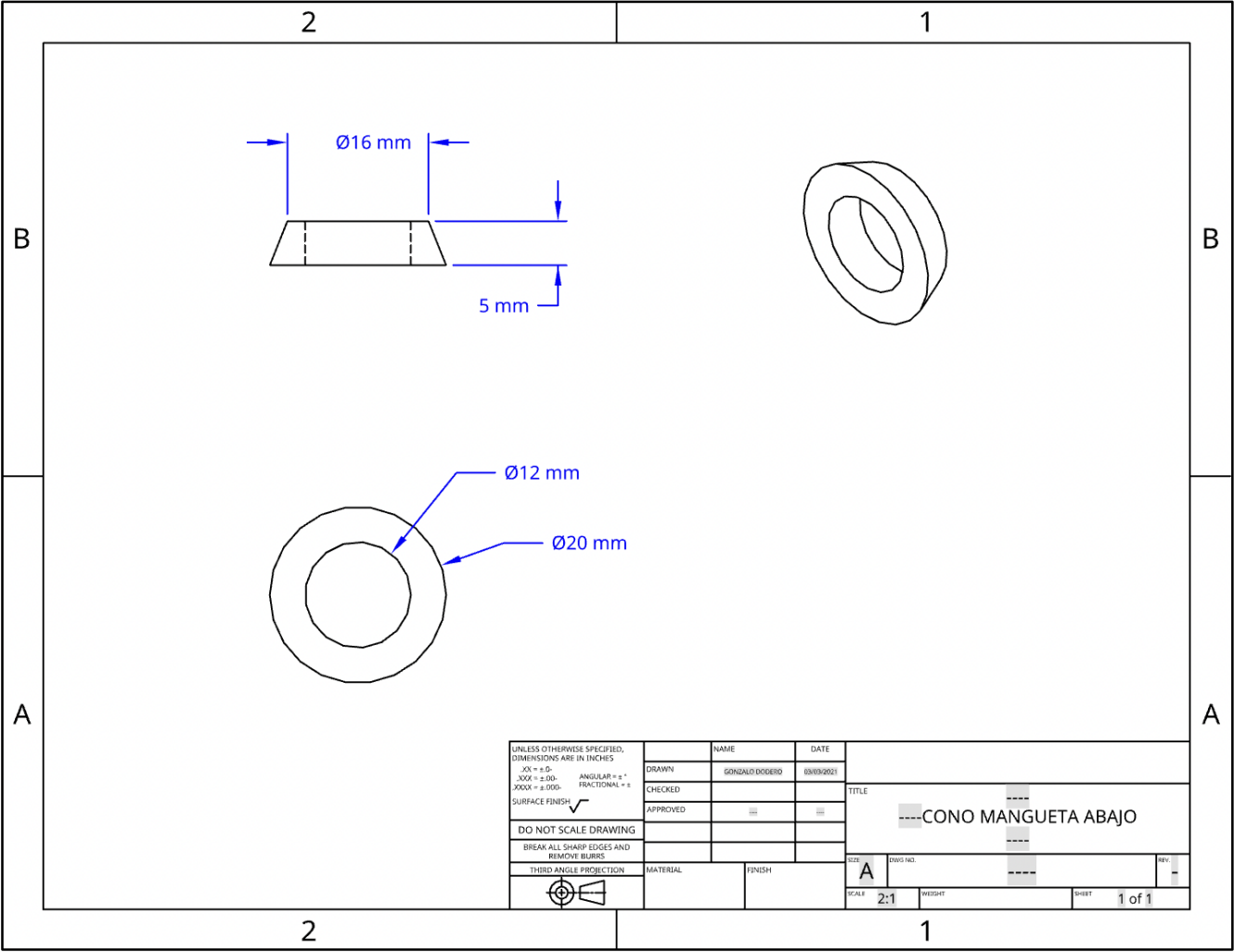


Figura A2 29 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la mangueta.

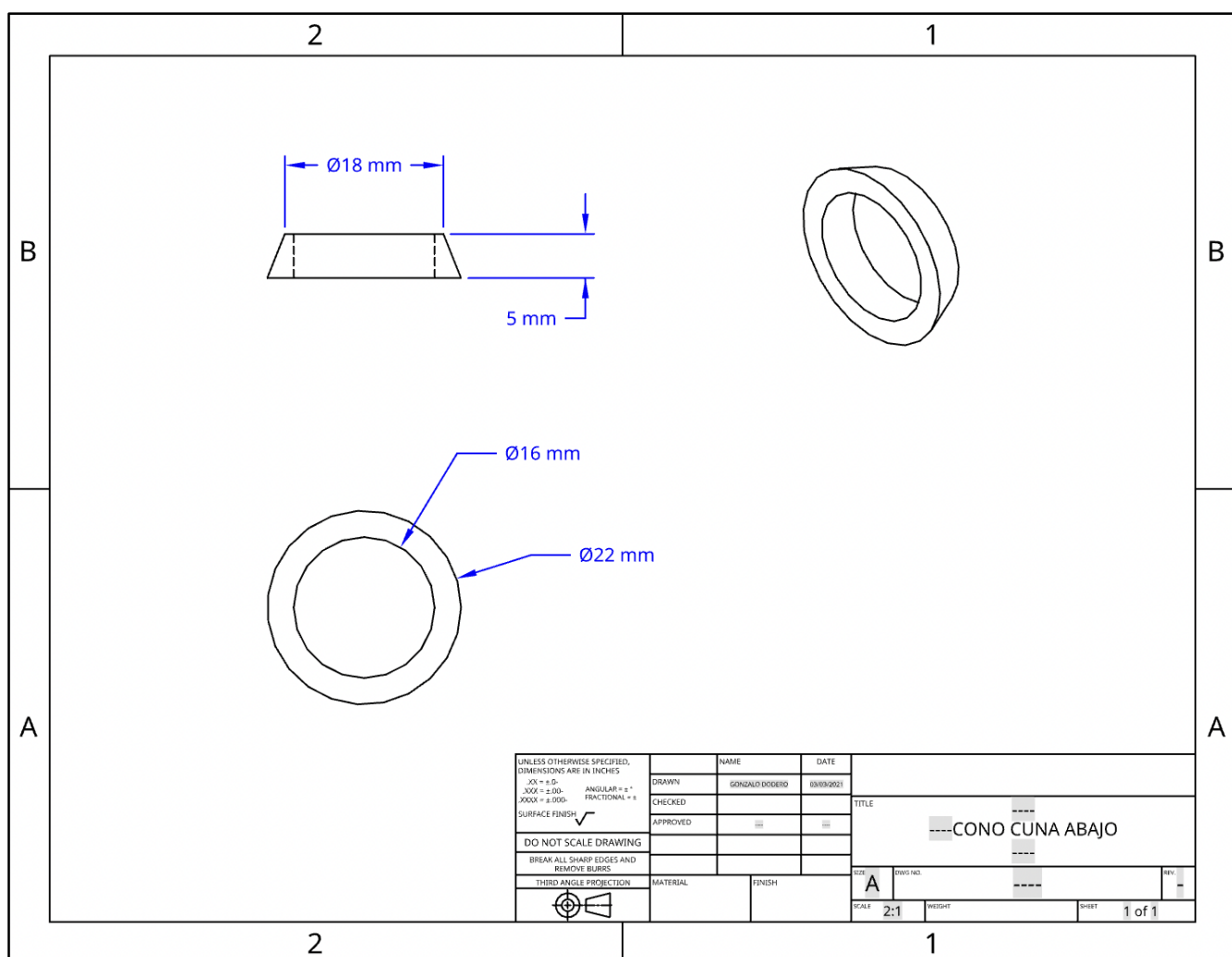


Figura A2 30 - Plano de cono para apoyo sobre rótula de la cuna del motor.