



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULO DE LA FACULTAD

POR

Diego Nicolás Hormazábal Recabal

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:
Dr. Felipe Andrés Vásquez Stuardo

Marzo 2024
Concepción (Chile)

© 2024 Diego Nicolás Hormazábal Recabal

© 2024 Diego Nicolás Hormazábal Recabal

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

A mis padres por permitirme estudiar la carrera que yo quería.

A mis tíos y primos por aceptarme en su departamento los primeros años universitarios.

A mis amistades durante la universidad por apoyarme en lo que fue el proceso de estos 6 años.

Al grupo FIRT UdeC por recibirme de tan buena manera durante el semestre y brindarme su apoyo incondicional.

A Felipe Vásquez por darme la oportunidad de desarrollar el tema y entender los problemas personales que ocurrieron durante el semestre.

Esta memoria está dedicada...

A Dagoberto Recabal, uno de tus sueños era un hijo ingeniero y la vida no lo permitió, Pero reviviste ese sueño en tu nieto. Quizás no estes presente físicamente para este momento, pero puedes descansar tranquilo porque otro sueño tuyo se cumplió.

Resumen

En la presente memoria se busca diseñar los amortiguadores y resortes adecuados para el vehículo de competición de la facultad de ingeniería de la Universidad de Concepción con el objetivo de tener una suspensión que permita una buena adherencia del vehículo. Se enfoca en cuatro aspectos claves: el coeficiente de rigidez, coeficiente de amortiguamiento, amortiguador invertido y resorte maquinado.

En primer lugar, se recopila la información de suspensiones en general, la distribución de masas del vehículo, la rigidez de las ruedas del vehículo a diferentes presiones de aire y las dimensiones de la estructura del vehículo.

En segundo lugar, se utilizan modelos para analizar la dinámica vertical de un vehículo junto a métodos para tener una suspensión con adherencia óptima, de tal forma de definir el coeficiente de rigidez y coeficiente de amortiguamiento para lograr el óptimo de adherencia en cada rueda.

En tercer lugar, se diseña un amortiguador invertido para disminuir la deflexión del amortiguador al enfrentar las cargas producto de las maniobras del vehículo y de esta forma controlar el camber de la rueda. Diseñando su interior de tal forma que cumpla con el coeficiente de amortiguamiento óptimo.

Por último, se propone un resorte maquinado de tal forma que se pueda fabricar en la universidad que cumpla con el coeficiente de rigidez óptimo.

Con este diseño se tiene una propuesta de suspensión completamente enfocada en aumentar la adherencia del vehículo de competición de la facultad.

Palabras clave: Coeficiente de rigidez, coeficiente de amortiguamiento, amortiguador invertido y resorte maquinado.

Abstract

This report seeks to design the appropriate shock absorbers and springs for the competition vehicle of the engineering faculty of the Universidad de Concepción with the objective of having a suspension that allows a good handling of the vehicle. It focuses on four key aspects: stiffness coefficient, damping coefficient, inverted shock absorber and machined spring.

First, information on general suspensions, the mass distribution of the vehicle, the stiffness of the vehicle wheels at different air pressures, and the dimensions of the vehicle structure are collected.

Secondly, models are used to analyze the vertical dynamics of a vehicle along with methods to have a suspension with optimal handling, so as to define the stiffness coefficient and damping coefficient to achieve the optimal handling at each wheel.

Thirdly, an inverted shock absorber is designed to reduce the deflection of the shock absorber when facing the loads resulting from vehicle maneuvers and thus control the camber of the wheel. Designing its interior in such a way that it complies with the optimum damping coefficient.

Finally, a machined spring is proposed in such a way that it can be manufactured at the university that complies with the optimum stiffness coefficient.

With this design we have a suspension proposal completely focused on increasing the adherence of the competition vehicle of the faculty.

Keywords: stiffness coefficient, damping coefficient, inverted shock absorber and machined spring

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	4
Lista de Tablas	6
Lista de Figuras	7
1 CAPÍTULO 1: Introducción.....	8
1.1 Contexto.....	8
1.2 Objetivo principal	8
1.3 Objetivos específicos	8
1.4 Hipótesis	9
1.5 Metodología de trabajo.....	9
2 CAPÍTULO 2: Recolección de información	11
2.1 Conceptos Clave	11
2.2 Condiciones del vehículo.....	16
2.3 Síntesis.....	19
3 CAPÍTULO 3: Definir constantes para un óptimo de adherencia	21
3.1 Recomendaciones según la literatura.	21
3.2 Definición de óptimos para el vehículo.....	26
3.3 Comparación de valores óptimos.	28
3.4 Síntesis.....	32
4 CAPÍTULO 4: Diseño del amortiguador.	33
4.1 Diseño del exterior del tubo del amortiguador.	33
4.2 Diseño del interior del amortiguador.....	44
4.3 Diseño final y planos.	58
4.4 Síntesis.....	63
5 CAPÍTULO 5: Propuestas de resortes.	65
5.1 Resortes mecanizados.....	65
5.2 Condiciones impuestas por el diseño del amortiguador.	66
5.3 Cálculo de los resortes.....	67
5.4 Síntesis.....	69
6 Capítulo 6: Conclusiones.	70
Trabajos Futuros.....	71
Referencias	72
Anexo A: Explicación del espectro en frecuencia en el Quarter car model.....	73

Anexo B: Condición crítica de manejo.	77
Anexo C: Deflexión del amortiguador.	82
Anexo D: Teoría del interior del amortiguador.....	88
Anexo E: Planos.	94
Anexo F: Generación del listado de materiales.....	136
Anexo G: Tablas de las constantes para resortes de espira rectangular.	139

Lista de Tablas

Tabla 2.1: Clasificación de amortiguadores según tipo y velocidad de respuesta. [4]	15
Tabla 2.2: Valores medidos del vehículo [1].	18
Tabla 2.3: Tabla de rigidez de neumáticos según presión [1].	18
Tabla 2.4: Dimensiones de la suspensión del vehículo.	19
Tabla 3.1: Valores de rigidez y amortiguamiento para los tres procedimientos analizados.	28
Tabla 3.2: RMS de aceleraciones verticales de la masa suspendida según caso y velocidad lineal del vehículo.	30
Tabla 3.3: RMS de fuerza normal de la rueda según caso y velocidad lineal del vehículo.	31
Tabla 3.4: Valores para diseñar componentes de la suspensión.	32
Tabla 4.1: Pérdidas de espacio en el amortiguador.	38
Tabla 4.2: Largos según variación del SAG objetivo en el amortiguador delantero.	38
Tabla 4.3 Largos según variación del SAG objetivo en el amortiguador trasero.	39
Tabla 4.4: Fuerza axial y radial en la unión amortiguador – chasis.	41
Tabla 4.5: Transformación de óptimos de rueda a óptimos en el amortiguador.	46
Tabla 4.6: Valores de óptimos unidireccionales con un factor de asimetría 0,1.	47
Tabla 4.7: Presión de gas y fuerza máxima para tener una velocidad máxima de 4 [m/s].	48
Tabla 4.8: Valores característicos para una densidad de 850 [kg/m ³] y una velocidad de diseño de 1 [m/s].	49
Tabla 4.9: Perforaciones en los pistones y áreas.	52
Tabla 4.10: Presiones de apertura y apertura máxima para la válvula de los pintones.	53
Tabla 4.11: Sellos para cada componente.	58
Tabla 4.12: Materiales a cotizar para poder fabricar los cuatro amortiguadores.	61
Tabla 4.13: Componentes comerciales.	62
Tabla 5.1: Condiciones establecidas para los resortes.	67
Tabla 5.2: Geometría de los resortes.	69

Lista de Figuras

Figura 2.1: Componentes principales de la suspensión de un vehículo. [3]	11
Figura 2.2: Sistema de suspensión independiente vs dependiente. [3]	12
Figura 2.3: Estructuras más usadas en competición. [3]	13
Figura 2.4: Tipos de resortes. [3]	14
Figura 2.5: Amortiguadores de tubo simple y tubo doble. [4]	16
Figura 2.6: Participación del vehículo del grupo FIRT UdeC en el campeonato regional de automovilismo 2023.	17
Figura 2.7: Forma de medir sistema MacPherson.	19
Figura 3.1: Quarter Car Model. [5]	22
Figura 3.2: Half car model. [5].....	23
Figura 3.3: Nodos fijos P1 y P2 de los dos modos naturales en caso de amortiguación proporcional. [5]	24
Figura 3.4: Densidad espectral de frecuencia para la aceleración vertical de la masa suspendida a 10 m/s.	29
Figura 3.5 Densidad espectral de frecuencia para la aceleración vertical de la masa suspendida a 40 m/s.	29
Figura 3.6: Densidad espectral de frecuencia para la fuerza normal en la rueda a 10 m/s.	30
Figura 3.7 Densidad espectral de frecuencia para la fuerza normal en la rueda a 40 m/s.	31
Figura 4.1: Suspensión de rally GR50 para Mistubishi Lancer [7].....	34
Figura 4.2: Bosquejo del amortiguador.	35
Figura 4.3: Transformación del sistema original a uno equivalente para analizar fuerzas.	39
Figura 4.4: Diagramas de cuerpo libre del conjunto rueda-portamasa-amortiguador.....	40
Figura 4.5: Amortiguador como viga para análisis de deflexión.	42
Figura 4.6: Deflexión y pendiente del amortiguador sometido a la carga máxima.	44
Figura 4.7:Esquema representativo de la relación de instalación. [1].....	45
Figura 4.8: Configuración general de un amortiguador.	48
Figura 4.9: Modelo básico de válvulas. [4].....	50
Figura 4.10: Características del área variable. [4].....	50
Figura 4.11: Características de transición de P(Q). [4]	51
Figura 4.12: Modos de doblarse de las válvulas de lámina. [4]	52
Figura 4.13: Comportamiento ideal de las válvulas del amortiguador delantero.....	53
Figura 4.14: Comportamiento ideal de las válvulas del amortiguador trasero.....	53
Figura 4.15: Curva P vs Q y F vs V del amortiguador delantero.....	54
Figura 4.16: Curva P vs Q y F vs V del amortiguador trasero.....	54
Figura 4.17: Perfiles de la aguja delantera y trasera.	56
Figura 4.18: Conjunto amortiguador delantero.	60
Figura 4.19: Conjunto amortiguador trasero.	60
Figura 5.1: Resorte helicoidal tradicional y resorte helicoidal maquinado. [8]	65

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto

El equipo Firt de la Universidad de Concepción está desarrollando un vehículo de competición para participar en el Campeonato Regional Cady Yumbel. Durante el primer semestre de 2023, el equipo instaló una jaula antivuelco con el objetivo de mejorar la rigidez torsional del chasis y, así, incrementar la adherencia de los neumáticos a la superficie del circuito [1]. Sin embargo, se detecta la necesidad de implementar una suspensión que permita un mejor desempeño.

Un kit de amortiguador con resorte básico para la suspensión de un vehículo de competición está alrededor de un millón de pesos chilenos, lo que es más costoso que el propio vehículo del equipo FIRT y no asegura una ventaja con respecto a los otros equipos de carrera que cuenten con la misma suspensión o mejor.

Dentro de las falencias de la suspensión básica del vehículo, está que permite una variación del ángulo de la rueda muy grande al momento de tomar curvas, no tiene coeficientes de rigidez y de amortiguamiento óptimos para una buena adherencia del vehículo, tampoco permite variar la fuerza del amortiguador o variar el SAG del resorte.

Dado que el presupuesto del equipo es limitado y la facultad cuenta con un taller de fabricación mecánica, en el cual se ha trabajado en el desarrollo de sistemas similares a los amortiguadores, como disipadores de energía [2], se ha decidido diseñar un amortiguador que evite lo mayor posible la flexión al momento de enfrentar curvas, que tenga un sistema en su interior que permita un coeficiente de amortiguamiento adecuado, un sistema para regular la fuerza y una propuesta de resorte de rigidez óptima, para ser fabricados en la universidad en el futuro.

1.2 Objetivo principal

Diseñar un amortiguador de una vía que permita ajustar el rebote junto a propuestas de resortes que en conjunto generen un óptimo de adherencia para el vehículo de competición del equipo Firt de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción.

1.3 Objetivos específicos

Recopilar información sobre suspensiones y parámetros del vehículo de competición.

Determinar los coeficientes de amortiguamiento y rigidez verticales para las suspensiones delanteras y traseras del vehículo.

Diseñar el amortiguador de una vía que permita ajustar el rebote y no permita una variación del ángulo de la rueda al momento de virar.

Proponer un resorte que cumpla con los coeficientes de rigidez y sea posible fabricar en la universidad.

1.4 Hipótesis

La optimización de la suspensión enfocada a una mejor adherencia del vehículo definirá el coeficiente de rigidez del resorte y el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador a diseñar. Lo que se traducirá en un mejor desempeño del vehículo en el Campeonato Regional Cady Yumbel, a pesar de un posible sacrificio en la comodidad del conductor.

1.5 Metodología de trabajo

La metodología para realizar el diseño del amortiguador y las propuestas de resorte pensados en el vehículo de la facultad se llevará a cabo en cuatro etapas.

La primera etapa consiste en entregar las definiciones de lo que es una buena suspensión y sus componentes, mencionando diferentes tipos junto a sus ventajas y desventajas. Luego se presentan y detallan las especificaciones del vehículo de la facultad. En particular los parámetros medidos en el primer semestre que son la distribución de masa del vehículo, la relación de instalación de la suspensión, la rigidez de los neumáticos actuales para distintas presiones y se agrega el espacio disponible para la suspensión.

La segunda etapa consistiría en definir las constantes de amortiguamiento y de rigidez de la suspensión. Para esto se expondrán tres métodos para buscar valores óptimos, no obstante, ninguno de estos métodos permite definir todas las variables de diseño, si no que se deben complementar parcialmente entre ellos. Al combinarlos, los resultados varían con la secuencia en la que se utilicen, por lo que se revisan 3 secuencias para determinar los valores óptimos. Para la selección final se considera como criterio el que genere el menor rms de la fuerza normal.

La tercera etapa consiste en el diseño estructural de los amortiguadores para generar los respectivos planos, lista de componentes y materiales. Para esto se definen las fuerzas que debe soportar el amortiguador en un caso crítico. Posteriormente se realizará un diseño conceptual, con el que se definirán los largos iniciales para el vástago y los tubos del amortiguador. Luego se definen posibles diámetros de los componentes y se calcula la deflexión de los componentes según la carga crítica, para elegir la mejor opción de diámetros. Terminado el dimensionamiento, se procede a diseñar el pistón, válvulas y cámara de gas. Ya con la información de las presiones, velocidades y fuerzas normales se seleccionan los sellos, con los cuales se diseñan las tapas necesarias. Finalmente se

ajustan los largos del vástago y tubos según los espacios ocupados por las tapas, para realizar planos, listado de materiales y presupuesto para cada versión.

La última etapa consistiría en proponer dimensiones para los resortes. Se inicia considerando que el resorte tiene que ser posible de fabricar en la universidad. Luego se definen restricciones geométricas a partir de los espacios disponibles por el diseño del amortiguador. A continuación, se calcula un resorte de tal forma que no supere su esfuerzo de fluencia en compresión máxima y permita el coeficiente de rigidez adecuado. Finalmente se entrega una propuesta de la geometría del resorte óptimo para el vehículo.

CAPÍTULO 2: Recolección de información

En este capítulo se define el objetivo y características generales de las suspensiones de un vehículo, para posteriormente mencionar los principales componentes y sus tipos. Se complementa con la información del vehículo de competición.

2.1 Conceptos Clave

La suspensión de un vehículo tiene como función conectar las ruedas con el chasis, reduciendo los grados de libertad de la rueda de seis grados, a dos grados en el caso de las ruedas traseras, y tres grados de libertad en el caso de las ruedas delanteras. Teniendo los 2 objetivos que busca la suspensión son una conducción suave (confort), al mismo tiempo que garantiza que las ruedas permanezcan en contacto con el suelo (adherencia).

Para lograr los objetivos anteriores, la suspensión se compone de tres componentes principales: estructura, resorte y amortiguador como se muestra en la Figura 2.1.

La estructura de la suspensión podrá contener uno o varios brazos que conectan la rueda a la carrocería del vehículo, transfiriendo las cargas de la rueda en diferentes direcciones en la carrocería del vehículo. La estructura determina algunas de las características más importantes de la suspensión, como la geometría de la suspensión, los ángulos de las ruedas y los movimientos relativos.

Por otro lado, el resorte es el encargado de soportar el peso del vehículo y hace que la suspensión sea tolerable para los pasajeros. Cuando se utilizan resortes de alta rigidez, el vehículo muestra una buena adherencia al suelo y manejo en carretera, pero el confort se reduce drásticamente, esto genera un conflicto al momento de elegir una rigidez de resorte adecuada.

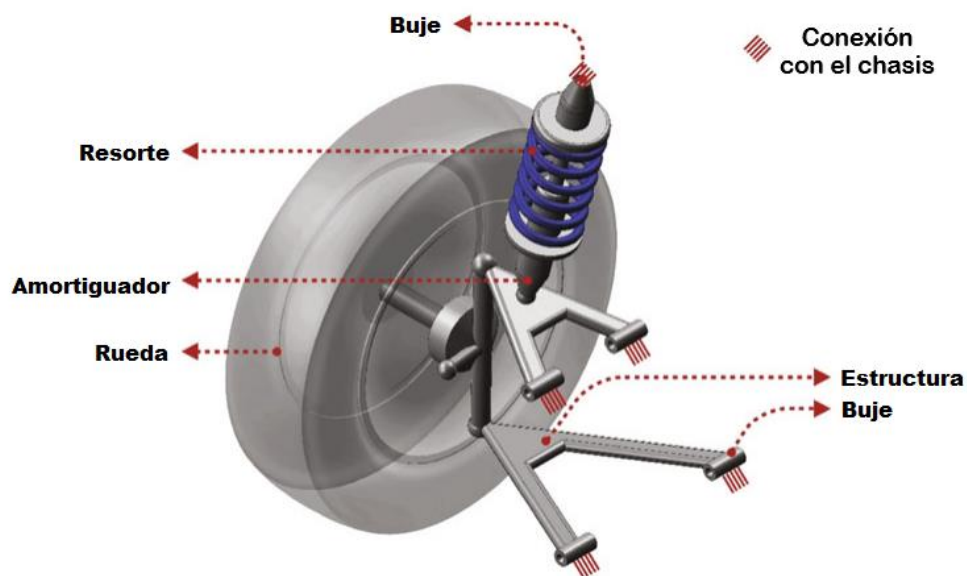


Figura 2.1: Componentes principales de la suspensión de un vehículo. [3]

Por otro lado, el amortiguador es un dispositivo mecánico o hidráulico para amortiguar los impulsos. Un coeficiente de amortiguamiento muy alto compromete la calidad de conducción, ya que amortigua inmediatamente los impulsos reduciendo la adherencia de la rueda.

La unión de estos tres componentes busca cumplir características como:

Buen control de camber: El Camber es el ángulo de la rueda respecto a su eje longitudinal. La variación de este ángulo genera fuerzas laterales entre la rueda y el suelo, por lo que las variaciones imprevistas del camber pueden generar giros inestables del vehículo.

Buen control del balanceo del chasis: Cada sistema de suspensión tiene un centro de balanceo, donde el vehículo pivotea durante las maniobras en curvas. El diseño de la geometría de la suspensión debe tener en cuenta la mejor ubicación del eje para optimizar el movimiento de balanceo de la carrocería del vehículo.

Independencia entre ruedas: Es deseable que el movimiento de una rueda en un lado del eje sea independiente del movimiento de la rueda al otro lado del eje, ya que mejora la comodidad en marcha, la adherencia y manejabilidad del vehículo. En la Figura 2.2 se muestra la ventaja de una suspensión independiente en comparación a una dependiente al circular por un bache a alta velocidad, mostrando ventajas en el balanceo y control del camber de la rueda.

Buena eficiencia del espacio: El espacio utilizado por una suspensión puede crear dificultades para la instalación de otros componentes del vehículo. El sistema de suspensión debe dejar suficiente espacio para un motor y otros componentes debajo del capó.

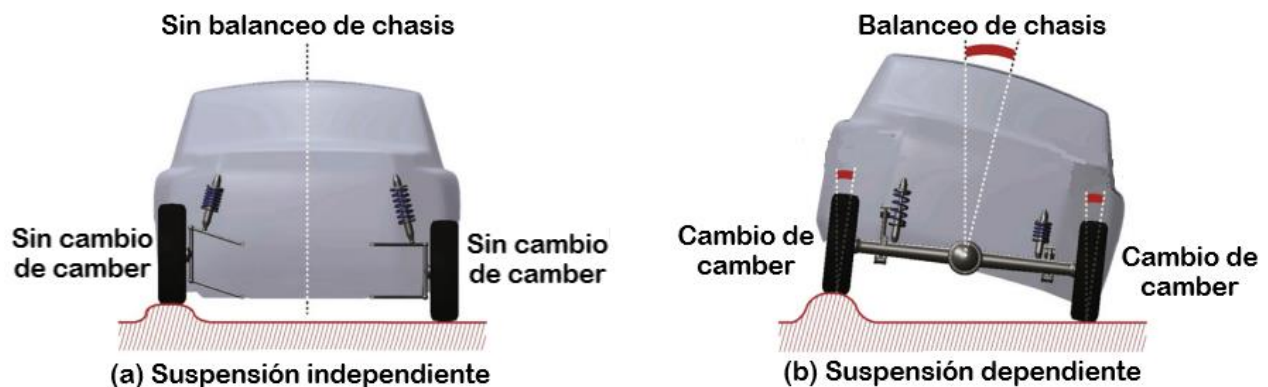


Figura 2.2: Sistema de suspensión independiente vs dependiente. [3]

Buena eficiencia estructural: El sistema de suspensión debe ser capaz de manejar el peso del vehículo y todas las fuerzas y momentos aplicados en la zona de contacto entre la rueda y la carretera. La estructura de la suspensión debe introducir cargas en la carrocería de forma bien distribuida e impedir la transferencia de fuerzas concentradas al chasis del vehículo.

Buen aislamiento: Mejorar la calidad de conducción y aislar la rugosidad de la carretera es una de las tareas más importantes de un sistema de suspensión.

Bajo peso: Debido a las irregularidades de la carretera, la energía cinemática de un sistema de suspensión es proporcional a su masa. Una mayor energía cinemática da como resultado choques transmitidos más fuertes al chasis del vehículo. Este efecto disminuye claramente la calidad de conducción. Para minimizar este efecto negativo, debemos minimizar la masa de la suspensión mediante el uso de diseños optimizados y/o material ligero. Los materiales ligeros pueden aumentar el coste y, por lo tanto, se necesita un diseño equilibrado para cualquier sistema de suspensión.

Larga vida útil: A nadie le gusta tener que reparar su coche con frecuencia, por lo que la suspensión debe ser tan duradera como cualquier otra parte de un automóvil.

Bajo costo: Si bien definir un costo lo suficientemente bajo es una cuestión subjetiva, la suspensión como el subsistema del vehículo debe ser asequible. Los sistemas de suspensión de alto rendimiento son más caro y utilizado principalmente en vehículos premium. El uso de una gran cantidad de bujes y materiales livianos sin duda mejora la calidad de conducción, el aislamiento del ruido y el rendimiento del sistema, pero también aumentan el costo del producto.

Para lograr las características anteriores se han creado diferentes tipos de estructuras, resortes y amortiguadores. Por lo que se mencionarán los tipos que existen y se especificará más en los presentes en el vehículo de la facultad.

2.1.1 Tipos de estructuras

Dentro de los tipos de estructura se encuentran: ejes sólidos, barras de torsión, barra estabilizadora, brazos de arrastre, Mc Pherson, doble bandeja y multi-link. Donde las más usada dentro de los vehículos de competición corresponden a la suspensión Mc Pherson, doble bandeja y multi-link que se muestran en la Figura 2.3.

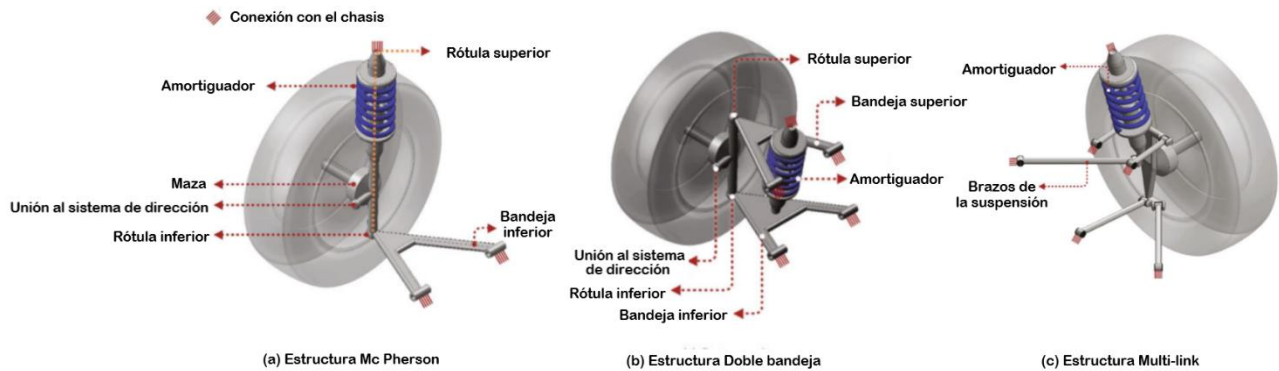


Figura 2.3: Estructuras más usadas en competición. [3]

La razón por la que son las más utilizadas es que las tres son suspensiones independientes, donde la más sofisticada es la Multi-link, que, al ser varias barras para distribuir las fuerzas, permite establecer el camber, eje de balanceo, utilización de espacio y peso desde el diseño, pero es la estructura más costosa y también requiere más mantención que las otras. Por lo mismo generalmente

se utilizan doble bandeja o Mc Pherson, donde la doble bandeja permite variar el camber y eje de balanceo cambiando el largo de las bandejas, pero tiene la desventaja de necesitar mucho espacio y ser más costosa que la Mc Pherson. Mientras que la suspensión Mc Pherson no permite mucha variación del camber y el eje de balanceo a través de la configuración inicial, además de solo contar con tres puntos de apoyo que generan un momento flector en el amortiguador, resultando en una mayor variación en el camber de la rueda durante la conducción. A pesar de estas desventajas, la estructura Mc Pherson es la suspensión independiente más utilizada en los autos comerciales por su precio y espacio que utiliza.

2.1.2 Resortes

Hay tres tipos de resortes para el automovilismo: ballestas, barra de torsión y resortes helicoidales. Los cuales se pueden observar en la Figura 2.4. Las ballestas generalmente solo se ocupan en vehículos de carga como los camiones. Mientras que los vehículos comerciales generalmente traen resortes helicoidales y algunos modelos deportivos están equipados con barra de torsión.

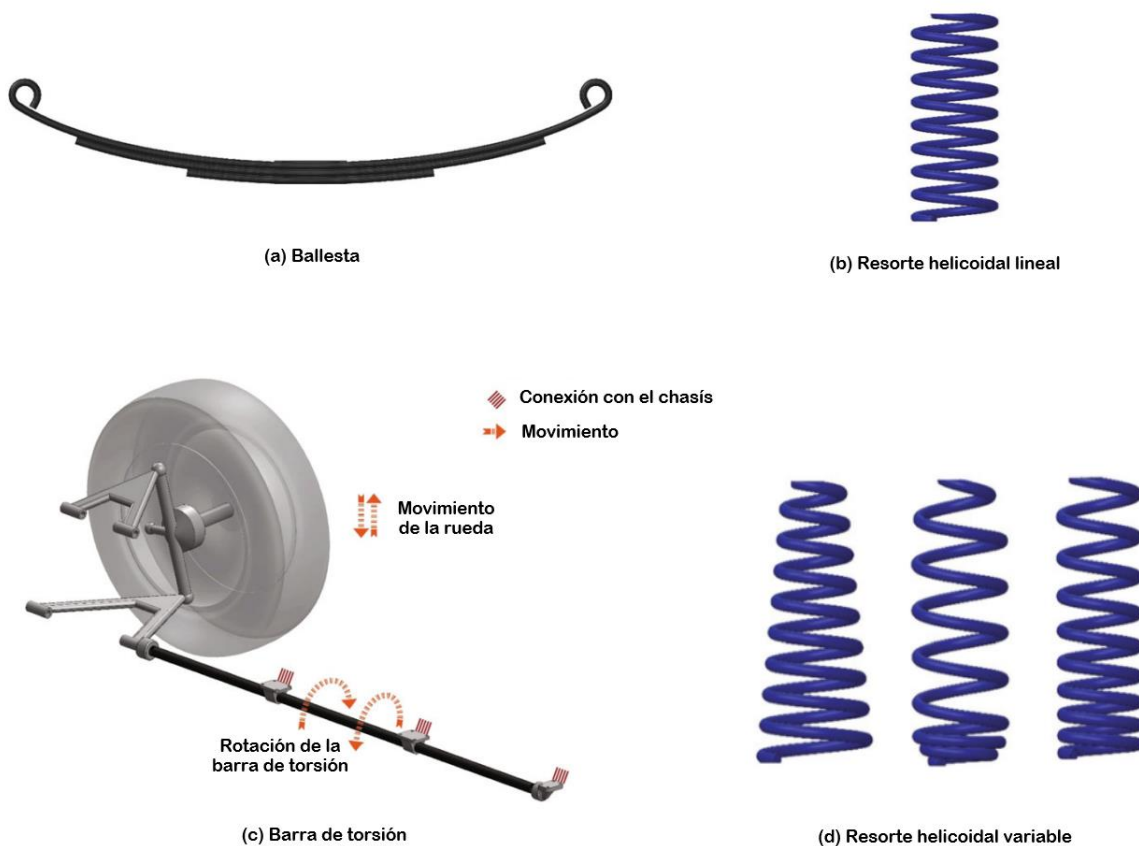


Figura 2.4: Tipos de resortes. [3]

El resorte helicoidal trae muchas ventajas en precio y disponibilidad, pero por su tipo de fabricación se generan esfuerzos residuales junto a dimensiones inexactas, lo que modifica la linealidad del

resorte y coeficiente de elasticidad. Es por esto, que la opción de resortes helicoidales maquinados, los cuales presenta una mayor precisión en el coeficiente de rigidez y mejor aproximación a un comportamiento lineal, pero significando un costo mayor de fabricación.

La barra de torsión tiene la ventaja de poder modificar su coeficiente de rigidez al variar la distancia del punto de unión con el chasis. Esto toma importancia al momento de querer modificar el vehículo, ya que se puede ajustar la rigidez sin tener que fabricar el resorte desde cero como es el caso de los resortes helicoidales.

2.1.3 Tipos de amortiguadores

Un amortiguador o absorbedor, usualmente tiene un pistón dentro de un cilindro sellado y lleno de aceite. En el pistón hay válvulas unidireccionales que permiten que el aceite fluya lentamente de una cámara a otra. En un vehículo en marcha, los amortiguadores absorben las vibraciones para controlar el manejo del vehículo y el confort de marcha.

Los autos comerciales normalmente no vienen equipados con amortiguadores que permitan variar el comportamiento del vehículo, pero en vehículos pensados para competición es de suma importancia para poder optimizar las características de amortiguamiento a diferentes condiciones del camino, estilos de manejo e incluso a condiciones climáticas.

Para ello se han creado varias formas de ajustar el amortiguador como por ejemplo de forma manual que tiene opciones con el amortiguador montado en el vehículo y otras que requieren retirarlo, de forma remota desde el asiento del piloto o de forma automática que corresponde a los sistemas adaptativos.

Los amortiguadores pueden ser clasificados según su tipo y velocidad de respuesta como se muestra en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1: Clasificación de amortiguadores según tipo y velocidad de respuesta. [4]

Según tipo de respuesta	Según velocidad de respuesta	Característica
Pasiva	Lenta	Ajustes manuales
Semi activa	Lenta	Rugosidad y velocidad
	Rápida	Según baches individuales
Activa	Muy lenta	Según nivel de carga
	Lenta	Rugosidad y velocidad
	Rápida	Según baches individuales

Lo más accesible por precios son los amortiguadores con configuraciones pasivas, que generalmente son amortiguadores de tubo simple o de tubo doble como se ve en la Figura 2.5, pero con sistemas que permiten regular válvulas sin tener que desarmar todo el amortiguador.

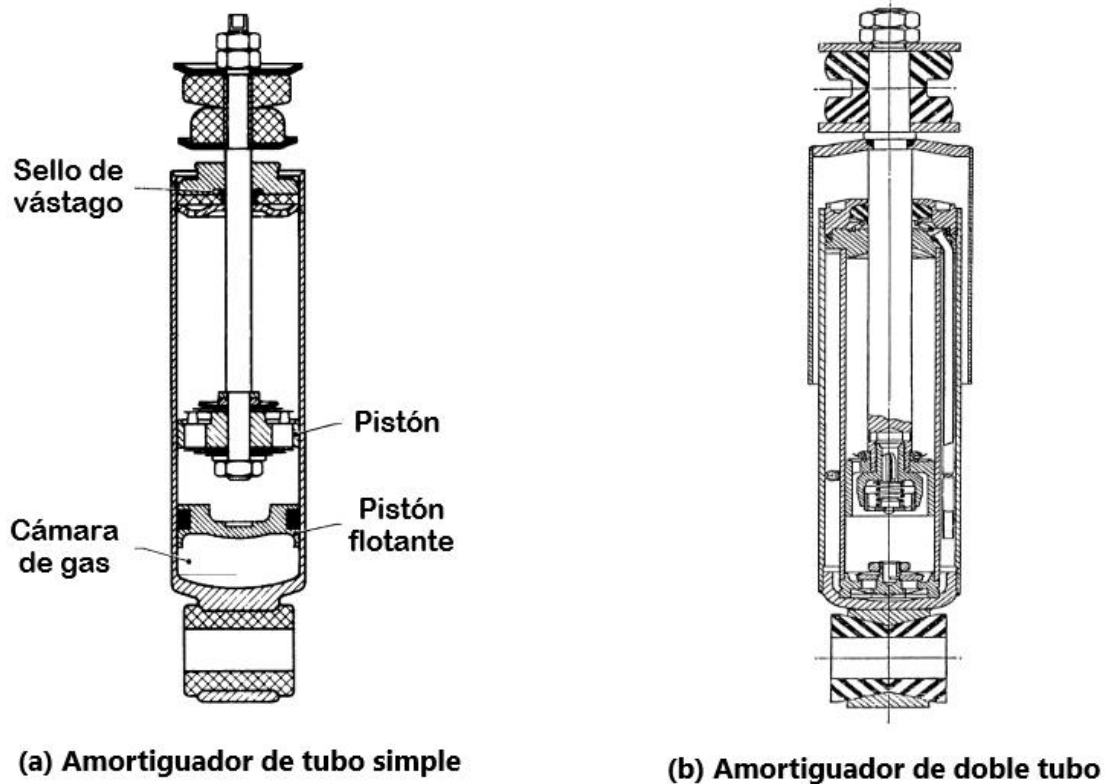


Figura 2.5: Amortiguadores de tubo simple y tubo doble. [4]

2.2 Condiciones del vehículo

El Nissan V16 o también llamado Nissan Tsuru, es un automóvil compacto fabricado por la marca japonesa Nissan. Caracterizado por ser muy popular en varios mercados, especialmente en México. Este vehículo se encuentra equipado con un motor de cuatro cilindros y 1.6 litros de capacidad con 105 hp, además cuenta con una carrocería de tipo monocasco y una suspensión Mcpherson en sus cuatro ruedas. Por otro lado, cuenta con frenos de disco en las ruedas delanteras y de tambor en las traseras. [1]

Actualmente el vehículo de la facultad se encuentra con jaula de seguridad y cumple con el reglamento para la categoría de 1600 cc estándar del campeonato regional de automovilismo 2023 que se realiza en el autódromo CADY de Yumbel, donde ha participado durante el segundo semestre del actual año, como se puede ver en la Figura 2.6.

El reglamento para la categoría en el que corre actualmente el vehículo no permite mejoras en el motor, por lo que aumentar la potencia del motor no es opción si se quiere seguir corriendo en esa categoría. Pero no restringe suspensión, por lo que se puede modificar desde los resortes y amortiguadores hasta la estructura de la suspensión, por lo que se podría cambiar la actual tipo McPherson por una de tipo doble bandeja.



Figura 2.6: Participación del vehículo del grupo FIRT UdeC en el campeonato regional de automovilismo 2023.

Como el cambiar la estructura podría estar fuera del reglamento en otros campeonatos que tengan la categoría de 1600 cc estándar, no es una buena opción, por lo que solo se va a optar por cambiar los amortiguadores y resortes por unos con coeficientes que permitan una mejor adherencia al momento de recorrer la pista.

Para establecer los valores ideales de la suspensión, se requiere tener medidas de la masa del vehículo, junto a su respectiva distribución, además de los valores actuales de la suspensión para tener un punto de comparación inicial.

Mientras que para poder dimensionar los componentes se necesitan las medidas de la suspensión y la carga que esta soporta.

2.2.1 Antecedentes del vehículo

Durante el primer semestre se midieron las masas suspendidas y no suspendidas del vehículo por rueda, tanto delanteras como traseras, además de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento, junto a la relación de instalación, la cual relaciona el movimiento vertical de la rueda con la compresión o extensión del amortiguador o resorte. Estos valores se encuentran en la Tabla 2.2.

Otro valor que se midió durante el primer semestre y que es de importancia para determinar valores de los coeficientes de la suspensión que generen un óptimo de adherencia, es el coeficiente de rigidez del neumático que tiene equipado el auto para diferentes presiones internas. Los cuales se encuentran en la Tabla 2.3.

Tabla 2.2: Valores medidos del vehículo [1].

Parámetro	Descripción	Valor
M	Masa total del vehículo	963.5 [kg]
$M_{C,f}$	Masa suspendida en una rueda delantera	267.75 [kg]
$M_{C,r}$	Masa suspendida en una rueda trasera	165 [kg]
$M_{U,f}$	Masa no suspendida en una rueda delantera	32.5 [kg]
$M_{U,r}$	Masa no suspendida en una rueda trasera	16.5 [kg]
$K_{S,f}$	Rigidez de la espiral delantera	15648 [N/m]
$K_{S,r}$	Rigidez de la espiral trasera	13993 [N/m]
$C_{S,f}$	Coefficiente de amortiguamiento del absorbedor delantero	540 [Ns/m]
$C_{S,r}$	Coefficiente de amortiguamiento del absorbedor delantero	1440 [Ns/m]
q_f	Relación de instalación del resorte y amortiguador delantero	0.731 [--]
q_r	Relación de instalación del resorte y amortiguador trasero	0.882 [--]
$K_{Z,f}$	Rigidez vertical equivalente de la rueda delantera	8362 [N/m]
$K_{Z,r}$	Rigidez vertical equivalente de la rueda trasera	10836 [N/m]
$C_{Z,f}$	Coefficiente de amortiguamiento vertical de la rueda delantera	288.55 [Ns/m]
$C_{Z,r}$	Coefficiente de amortiguamiento vertical de la rueda trasera	1120.21 [Ns/m]

Tabla 2.3: Tabla de rigidez de neumáticos según presión [1].

Presión [PSI]	Rigidez [N/m]
19	143645
24	145883
26	155112
28	161995

2.2.2 Mediciones realizadas.

Para tener las dimensiones de la estructura Mc Pherson del vehículo, se toman las dimensiones desde el punto de referencia O que corresponde a la base de la rueda por la cara interna presente en la Figura 2.7, donde se mide el ancho de la rueda e_R junto a su alto h_R , la distancia longitudinal entre el punto de referencia y la unión portamasa-bandeja e_{PB} junto a la altura respecto al suelo h_{PB} , la distancia longitudinal entre el punto de referencia y la unión portamasa-amortiguador inferior e_{PA1} junto a su altura respecto al suelo h_{PA1} , la distancia longitudinal entre el punto de referencia y la unión portamasa-amortiguador superior e_{PA2} junto a su altura respecto al suelo h_{PA2} , la distancia longitudinal entre el punto de referencia y la unión bandeja-chasis e_{BC} junto a la altura respecto al suelo h_{BC} , y la distancia longitudinal entre el punto de referencia y la unión amortiguador-chasis e_{AC} junto a la altura respecto al suelo h_{AC} . Obteniendo los valores de la Tabla 2.4.

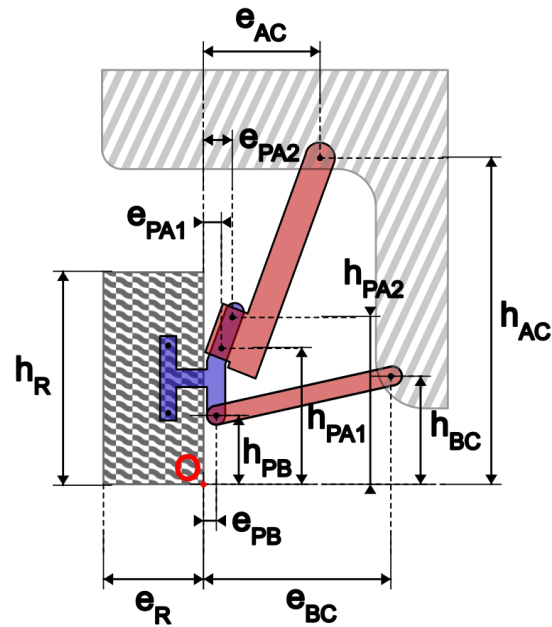


Figura 2.7: Forma de medir sistema MacPherson.

Tabla 2.4: Dimensiones de la suspensión del vehículo.

Parámetro	Delantera [cm]	Trasera [cm]
h_R	56	56
e_R	19	19
h_{PB}	19	20
e_{PB}	-3	0
h_{PA1}	36	30
e_{PA1}	-1	1
h_{PA2}	42	36
e_{PA2}	0	1
h_{BC}	24	36
e_{BC}	25	28
h_{AC}	84	80
e_{AC}	9	4

2.3 Síntesis

En el capítulo se hizo una introducción a los componentes básicos de la suspensión de un vehículo, destacando la estructura McPherson junto a la estructura doble bandeja, los resortes helicoidales contrastándolos con las barras de torsión y mencionando las bases de un amortiguador de tubo simple y un amortiguador de tubo doble.

Posteriormente se menciona la información recolectada durante el primer semestre, con la cual se definen las masas del vehículo y su distribución, junto a los valores utilizados en la suspensión en

estos momentos, concluyendo con la rigidez de los neumáticos. Todos estos valores son importantes para calcular valores óptimos de los componentes en el siguiente capítulo.

Se finaliza presentando las mediciones de la geometría de la estructura McPherson que tiene el vehículo, para poder calcular las dimensiones de los componentes en futuros capítulos.

CAPÍTULO 3: Definir constantes para un óptimo de adherencia

En esta sección se definen los conceptos de la adherencia y el confort, para posteriormente mencionar los procedimientos existentes para calcular los óptimos para adherencia, no obstante, ninguno de estos métodos permite definir todas las variables de diseño, si no que se deben complementar parcialmente entre ellos. Al combinarlos, los resultados varían con la secuencia en la que se utilicen, por lo que se revisan 3 secuencias para determinar los valores óptimos. Posteriormente se analiza las rms de la fuerza normal del neumático y la rms de la aceleración vertical del chasis, eligiendo los valores del procedimiento que genera la menor variación de la fuerza como los coeficientes a obtener.

3.1 Recomendaciones según la literatura.

Hay varios modelos que simulan el comportamiento vertical del auto, de los cuales se desprenden relaciones que permiten mejorar el desempeño del vehículo según la rigidez del resorte y el coeficiente de amortiguamiento del absorbedor de la suspensión.

Cuando se habla de optimizar la suspensión, entran en conflicto los conceptos de confort y adherencia, por esto se define el enfoque de cada concepto para posteriormente mencionar las relaciones que permiten optimizar el vehículo a lo deseado.

3.1.1 Adherencia vs Confort.

Las carreteras reales distan mucho de ser planas. Incluso las carreteras recién asfaltadas tienen pequeñas imperfecciones que interactúan con la dinámica del vehículo excitando sus vibraciones verticales. Alterando el contacto de la rueda con el camino e interactuando con las sensaciones de los pasajeros del vehículo.

Para definir la comodidad de los pasajeros dentro del vehículo, se define el concepto de confort, el cual apunta a las sensaciones que generan las irregularidades del suelo en los pasajeros. Como las sensaciones son un parámetro subjetivo que evita que sea medible, hay que centrarse en que sentido se altera para generar esos estímulos. Los humanos somos incapaces de sentir la velocidad, pero si tenemos la capacidad de percibir aceleraciones, por lo que el confort se hace medible con las aceleraciones que genera el suelo en el pasajero. Mientras menos aceleraciones experimente un pasajero, mayor debería ser la comodidad de su viaje. Por lo que, optimizar el confort significa lograr que el estímulo del suelo genere la menor cantidad de variaciones en la aceleración del pasajero.

Por otro lado, la adherencia del vehículo está relacionada con el contacto de la rueda con el piso que genera el roce entre ambos componentes, permitiendo acelerar, frenar o maniobrar con el vehículo. Como el roce está directamente relacionado con la fuerza normal entre los componentes, al

aumentar la fuerza normal aumenta la capacidad de generar el roce entre estas superficies. Los estímulos del suelo generan que la rueda se comprima o se despegue del terreno, alterando la capacidad de la rueda para generar fuerzas de roce y con ello la capacidad del vehículo de maniobrar. Cuando se habla de optimizar la adherencia se trata de reducir la fluctuación de la fuerza normal entre la rueda y el suelo, e idealmente evitando que la rueda se despegue del suelo.

Los principales parámetros que afectan tanto al confort como a la adherencia en carretera son la rigidez y la amortiguación de la suspensión [5]. Cuando se optimiza la adherencia, se minimiza en cierta cantidad el confort y viceversa. En este caso, como el vehículo está enfocado a competir y no a un uso prolongado, el enfoque de la suspensión tiene que ser en búsqueda de una mejor adherencia, despreciando un poco las pérdidas de confort, pero no sin dejarlo completamente de lado ya que esto podría generar daños en el conductor.

Para analizar la dinámica vertical del vehículo a los estímulos del suelo, de tal forma de buscar valores de coeficientes de rigidez y amortiguamiento óptimos para el vehículo, se suelen usar los modelos del quarter car model y el half car model.

3.1.2 Modelos para analizar la dinámica vertical del vehículo

El primer modelo se llama Quarter car model, el cual divide el auto en cuatro sistemas equivalentes, uno por cada rueda, lo que permite analizar los desplazamientos, velocidades y aceleraciones de cada rueda y sector del chasis de forma independiente, permitiendo un modelo simple.

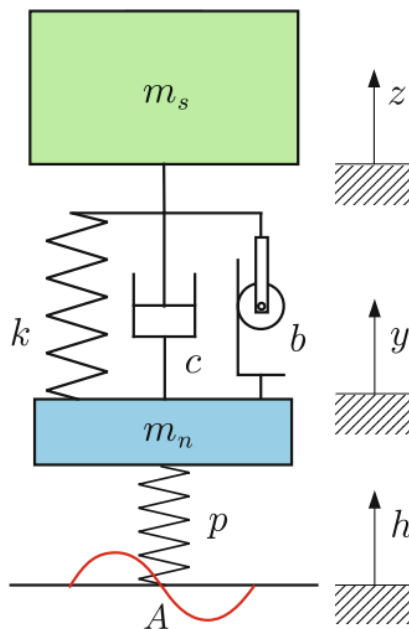


Figura 3.1: Quarter Car Model. [5]

Este modelo considera la masa suspendida del chasis m_s como la masa equivalente que debería haber en cada rueda, lo que viene de la distribución de masa del vehículo, sobre la masa no suspendida m_n que corresponde a la masa de la rueda y el sistema de la suspensión, las cuales se encuentran unidas por un resorte con una rigidez vertical k , un amortiguador con coeficiente de amortiguamiento vertical c y un inerter que genera una fuerza proporcional a la aceleración relativa b . También considera la rigidez del neumático p y las variaciones del camino h como se muestra en la Figura 3.1.

Cuando se habla de coeficientes verticales, nos referimos al coeficiente de rigidez y amortiguamiento que genera la suspensión en la rueda. En la vida real, el amortiguador y resorte no generan la fuerza directamente sobre la rueda, si no sobre algún punto de la estructura de la suspensión, por lo que el coeficiente de estos componentes no es el mismo que presenta la rueda. Más adelante veremos cómo se relacionan estos valores, por ahora solo es necesario saber que en este capítulo solo se utilizarán coeficientes verticales.

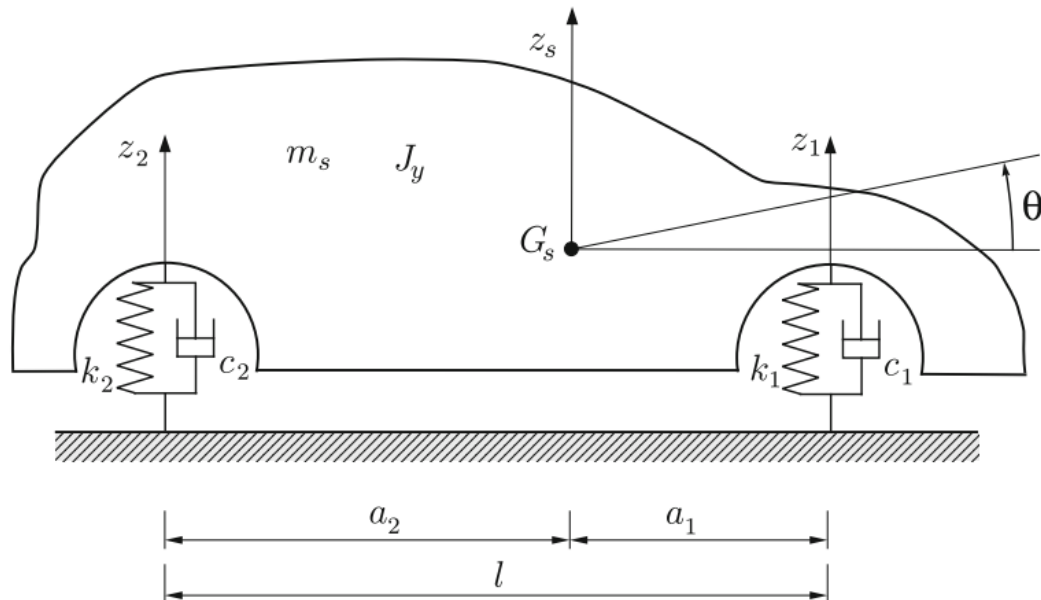


Figura 3.2: Half car model. [5]

Como el quarter car model no permite analizar el efecto de la suspensión delantera sobre la trasera y viceversa, se creó el Half car model, el cual considera la mitad delantera y trasera del vehículo, como se ve en la Figura 3.2, donde se considera el desplazamiento vertical del centro de masa del chasis z_s y la rotación del vehículo θ en el centro de masa G_s , donde la masa de la mitad del vehículo es m_s y tiene un momento de inercia J_y . También considera el desplazamiento vertical de la masa no suspendida delantera z_1 junto al coeficiente de rigidez vertical delantero k_1 y el coeficiente de amortiguamiento vertical delantero c_1 . De forma equivalente tenemos el desplazamiento vertical de la masa no suspendida trasera z_2 junto al coeficiente de rigidez vertical trasero k_2 y el coeficiente de amortiguamiento vertical trasero c_2 . Aparte tenemos la distancia del

centro de masa a la rueda delantera a_1 , la distancia desde el centro de masa a la rueda trasera a_2 y la distancia entre ruedas l .

Este método permite analizar el movimiento de rebote (bounce) y de cabeceo (pitch) como se ve en la Figura 3.3, donde P_1 es el nodo de rebote y P_2 el nodo de cabeceo, mientras que d_1 es la distancia del nodo de rebote al centro de masa del chasis y d_2 la distancia del nodo de cabeceo al centro de masa.

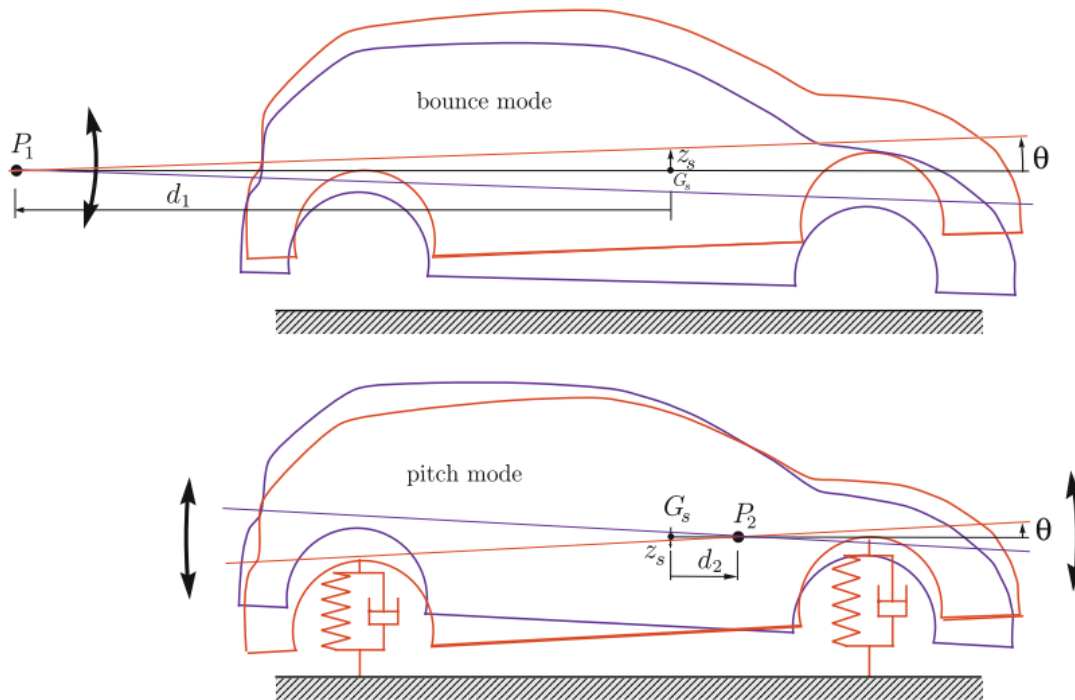


Figura 3.3: Nodos fijos P1 y P2 de los dos modos naturales en caso de amortiguación proporcional. [5]

A través del análisis de estos dos modelos, se definen ciertas recomendaciones para encontrar los valores óptimos de la suspensión.

3.1.3 Recomendación de las frecuencias naturales.

Del análisis del Quarter car model que no considera inercia, se obtienen las frecuencias naturales para la masa suspendida f_{u1} y la frecuencia natural de la masa no suspendida f_{u2} :

$$f_{u1} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_s}} \quad (3.1)$$

$$f_{u2} \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k+p}{m_n}} \quad (3.2)$$

Normalmente los vehículos comerciales tienen una frecuencia natural del chasis alrededor de 1.2 Hz, mientras que los vehículos de Formula 1 están alrededor de los 5 Hz. Mientras que la frecuencia natural de la masa no suspendida cumpliría la relación de $f_{u2}/f_{u1} \approx 10$ en vehículos comerciales, mientras que en la Formula 1 el valor estaría alrededor de los 32 Hz. [5]

Una mayor frecuencia natural significa un menor tiempo de reacción del vehículo, en la Formula 1 los reflejos de los pilotos permiten que puedan manejar un vehículo con una frecuencia natural de 5 Hz, como se quiere una mejor respuesta, se tratará de elevar la frecuencia natural de la masa suspendida a un valor cercano a 1.5 Hz para mejorar el tiempo de reacción del vehículo, pero sin comprometer la seguridad del piloto al entregarle una máquina que no pueda controlar con sus reflejos.

Este método nos permite calcular de forma simple los valores para la rigidez, pero no tiene más información del amortiguamiento óptimo o de cómo se comporta el cabeceo del vehículo.

3.1.4 Recomendación según rigidez del neumático.

Según un análisis al Quarter car model sin inerter, en donde consideran el coeficiente de amortiguamiento como lineal, se obtiene que los valores que permiten un mínimo de variación de la fuerza normal en la rueda se obtienen de las relaciones [6]:

$$k = \frac{m_s m_u}{(m_s + m_u)^2} p \quad (3.3)$$

$$c = \sqrt{\frac{m_s^3 m_u}{(m_s + m_u)^3}} p \quad (3.4)$$

Este método permite el coeficiente de rigidez y amortiguamiento óptimo para adherencia según la rigidez del neumático, pero no establece nada de como elegir la rigidez del neumático la cual como vimos en la Tabla 2.3 varía según la presión de aire en el neumático. Tampoco establece relaciones entre los valores delanteros y traseros.

3.1.5 Recomendación para un buen cabeceo del vehículo.

Este viene del análisis del Half car model, donde se define el amortiguamiento de Rayleigh β y la relación entre las rigideces de los ejes η de la forma:

$$\beta = \frac{c_1}{k_1} = \frac{c_2}{k_2} \quad (3.5)$$

$$\eta = \frac{k_1 a_1}{k_2 a_2} \quad (3.6)$$

Este modelo presenta dos formas de vibrar con un nodo cada una, en el caso de no contar con un amortiguamiento proporcional, que es la definición del amortiguamiento de Rayleigh, los nodos de estos modos de vibrar no permanecen fijos, generando inestabilidad en los movimientos de rebote y cabeceo. Por lo que se recomienda que independiente del valor del amortiguamiento de Rayleigh, este sea igual entre la suspensión delantera y trasera.

Por otro lado, la relación entre las rigideces de los ejes relaciona la distribución de masa del vehículo con la rigidez delantera y trasera, recomendando un valor ideal de 0,95.

Por lo que este método permite relacionar la suspensión delantera con la trasera, pero sin información de que coeficientes de rigidez y amortiguamiento generan una mejor adherencia de la rueda al camino.

3.2 Definición de óptimos para el vehículo.

Como las recomendaciones mencionadas son para algunos parámetros y no para el auto completo, se plantearán tres procedimientos para entrelazarlas para obtener los coeficientes de rigidez y amortiguamiento, tanto para suspensión delantera como para la suspensión trasera. Para posteriormente compararlos y decidir los valores a usar.

3.2.1 Primer procedimiento.

Para el primer caso se inicia estableciendo el valor de la primera frecuencia natural como 1.5 Hz tanto en la suspensión delantera como trasera, para calcular las respectivas rigideces verticales utilizando la ecuación (3.1). Ya con la rigidez vertical, se calcula la rigidez de los neumáticos para generar el óptimo de adherencia con la ecuación (3.3). Posteriormente se calcula el amortiguamiento vertical necesario según la rigidez del neumático según la ecuación (3.4). Para finalmente comprobar si el valor de la relación entre las rigideces de los ejes η es de 0,95 y si el amortiguamiento es proporcional.

Los resultados de este procedimiento se encuentran en la columna 2 y 3 de la Tabla 3.1, donde se puede comentar a primera instancia que la relación entre las rigideces de los ejes es mayor que 0,95, pero está dentro de un valor aceptable. Mientras que la relación de amortiguamiento está cerca de cumplirse. Pero el valor que es preocupante es la rigidez del neumático delantero, ya que según los valores presentados en la Tabla 2.3, este valor no sería posible de lograr con los neumáticos actuales.

3.2.2 Segundo procedimiento.

Como en el procedimiento anterior el mayor problema es la rigidez de los neumáticos, en este caso se empezará estableciendo la rigidez de los neumáticos como el máximo valor conocido tanto en la delantera como en la trasera, que corresponde a la rigidez de neumático a 28 PSI. Entonces se calcula la rigidez vertical y el amortiguamiento según la ecuación (3.3) y ecuación (3.4) respectivamente. Para finalmente revisar la primera frecuencia natural, comprobar si el valor de la relación entre las rigideces de los ejes η es de 0.95 y el amortiguamiento es proporcional.

Los resultados de este procedimiento se encuentran en la columna 4 y 5 de la Tabla 3.1, donde uno se puede cuestionar si la diferencia entre los valores de las frecuencias naturales de la masa suspendida delantera y trasera tendrá algún efecto en la respuesta del vehículo o si es aceptable, pero que la relación de rigideces η esté por debajo de 0,95 y que el amortiguamiento de Rayleigh tenga una diferencia de casi el 20% si presentan una preocupación, ya que afectan directamente el comportamiento del rebote y cabeceo del auto.

3.2.3 Tercer procedimiento.

Como en el intento anterior se vio comprometida la relación entre suspensión trasera y delantera, en este caso se partirá solo con la rigidez del neumático delantero como la rigidez a 28 PSI. A partir de eso se calcula la rigidez y amortiguamiento de la suspensión delantera con las ecuaciones (3.3) y (3.4) respectivamente. Posteriormente se calcula la rigidez vertical trasera respetando la relación entre las rigideces de los ejes η de 0.95, para luego calcular el amortiguamiento vertical considerando un amortiguamiento proporcional. Finalmente se calcula la rigidez necesaria en el neumático trasero con la ecuación (3.3).

Los resultados de este procedimiento se encuentran en la columna 4 y 5 de la Tabla 3.1, de donde podemos concluir que los parámetros están más equilibrados entre la delantera y la trasera. Hay que recordar que el auto tiene la masa concentrada adelante, por lo que debería ser normal que los coeficientes de rigidez y amortiguamiento sean mayores en la delantera. Pero resulta ser el procedimiento con la menor frecuencia natural en la masa suspendida.

3.2.4 Resultados.

Al realizar los tres procedimientos se tienen los valores expuestos en la Tabla 3.1, donde se puede apreciar que el único caso que logra una frecuencia natural de 1,5 Hz es el primer caso, pero se encuentra con el problema de que los neumáticos actuales no son capaces de tener la rigidez

necesaria según el cálculo, por lo que habría que cambiar neumáticos en el caso de ser necesario implementar este caso.

El segundo caso se podría realizar con los neumáticos actuales, pero no cumple con la relación de amortiguamiento, quizás la diferencia no sea tan grande, pero posiblemente es suficiente para que los nodos del análisis con dos grados de libertad no permanezcan fijos, lo que puede significar problemas de cabeceo e inestabilidad.

Finalmente, el tercer caso cumple con el amortiguamiento proporcional, la relación entre las rigideces de los ejes y es realizable con los neumáticos actuales del vehículo, pero presenta las frecuencias naturales más bajas entre los tres casos. Por lo que el caso tres es posiblemente el que tenga un mejor comportamiento del vehículo, pero no tendrá mayor ventaja en el tiempo de reacción.

Tabla 3.1: Valores de rigidez y amortiguamiento para los tres procedimientos analizados.

Parámetro	Primer procedimiento		Segundo procedimiento		Tercer procedimiento	
	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero	Delantero	Trasero
Primera frecuencia natural [Hz]	1,5	1,5	1,216	1,434	1,216	1,248
Rigidez vertical [N/m]	23783,3	14656,4	15636,8	13388,0	15636,8	10143,3
Rigidez del neumático [N/m]	246391,0	177342,0	161995,0	161995,0	161995,0	161995,0
Amortiguamiento [Ns/m]	2383,0	1482,7	1932,2	1417,1	1932,2	1250,4
Relación entre las rigideces de los ejes [--]	1,00	1,00	0,72	0,72	0,95	0,95
Relación de amortiguamiento [--]	0,1001	0,1011	0,1235	0,1058	0,1235	0,1235

3.3 Comparación de valores óptimos.

Para poder comparar cómo se comporta la adherencia y el confort tenemos que analizar las fuerzas normales en la rueda y las aceleraciones verticales, para esto vamos a ocupar el espectro en frecuencia de la fuerza normal entre la rueda y la superficie con el fin de medir la adherencia, junto al espectro en frecuencia de la aceleración vertical de chasis para medir el confort. Se puede revisar el desarrollo para obtener el espectro en frecuencia en el Anexo A: Explicación del espectro en frecuencia en el Quarter car model.

3.3.1 Comparación de las aceleraciones verticales de la masa suspendida.

El autódromo donde corre el vehículo es de tierra, pero está bastante liso, por lo que se puede considerar como un camino de clase B según la norma ISO 8608.

Al realizar el espectro en frecuencia de las aceleraciones verticales del chasis en función de frecuencias entre 0 a 30 Hz para los tres procedimientos analizados y el estado actual de la suspensión, se obtiene los gráficos de la Figura 3.4 y Figura 3.5, donde se analizan los procedimientos a 10 y 40 m/s de velocidad lineal respectivamente.

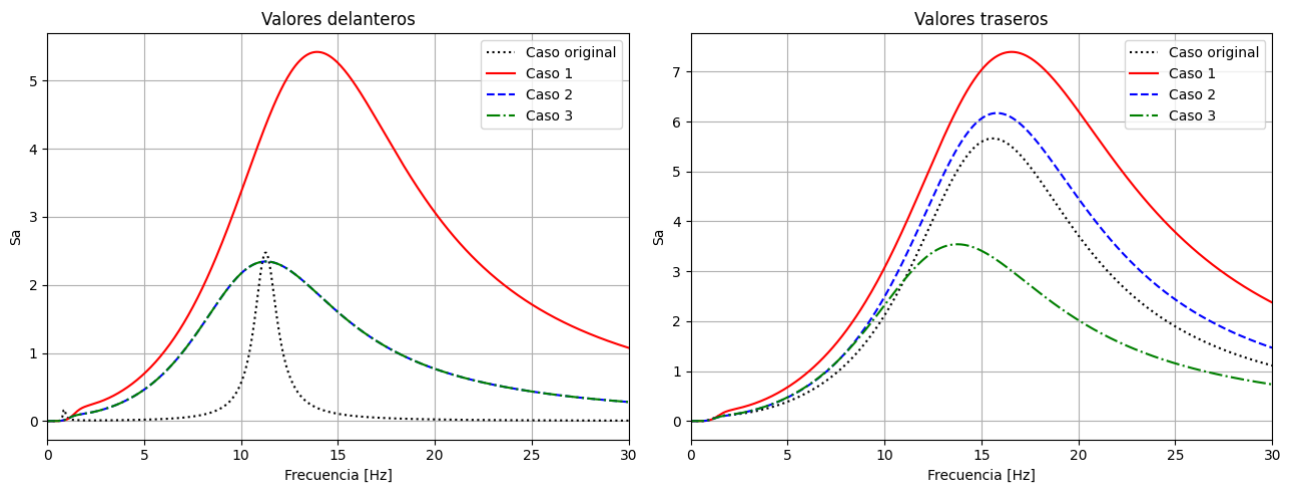


Figura 3.4: Densidad espectral de frecuencia para la aceleración vertical de la masa suspendida a 10 m/s.

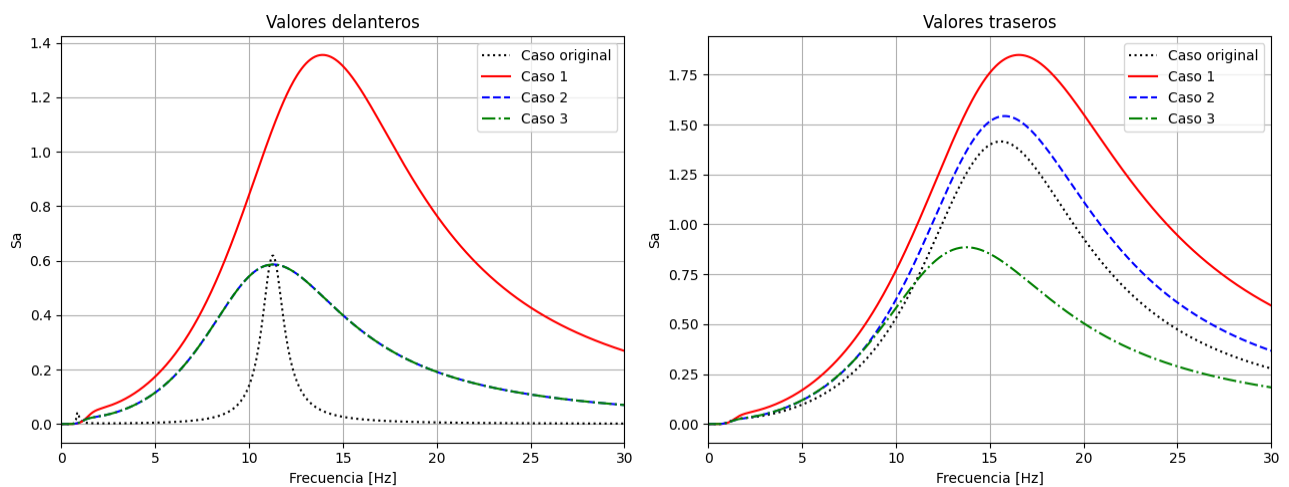


Figura 3.5 Densidad espectral de frecuencia para la aceleración vertical de la masa suspendida a 40 m/s.

En los gráficos se puede apreciar que las curvas mantienen la forma a distintas velocidades, pero la magnitud disminuye a mayor velocidad lineal. También se puede apreciar que la aceleración vertical en la masa delantera es mayor en las suspensiones propuestas, esto es normal porque se está buscando un óptimo de adherencia y no de confort. Mientras que en la rueda trasera el tercer caso presenta una mejora en la aceleración vertical en la masa en comparación a la suspensión original.

Para poder analizar de forma numérica que suspensión se comporta de mejor manera a lo largo de las frecuencias del camino, es que se analizan las RMS de las aceleraciones verticales para los tres casos propuesto y el original, considerando las velocidades lineales de 10, 20, 30 y 40 m/s, lo cual se puede ver en la Tabla 3.2, donde se confirma que ninguno de los procedimientos propuestos genera una mejora en el confort delantero, pero también confirma que la tercera propuesta de suspensión genera una mejora en el confort trasero.

Tabla 3.2: RMS de aceleraciones verticales de la masa suspendida según caso y velocidad lineal del vehículo.

Velocidad lineal [m/s^2]	a_{RMS} suspensión delantera [m/s^2]				a_{RMS} suspensión trasera [m/s^2]			
	Original	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Original	Caso 1	Caso 2	Caso 3
10	5.924	24.560	14.607	14.607	24.143	31.514	26.557	20.144
20	4.189	17.366	10.329	10.329	17.071	22.283	18.778	14.244
30	3.420	14.180	8.433	8.433	13.938	18.194	15.332	11.630
40	2.962	12.280	7.303	7.303	12.071	15.757	13.278	10.072

3.3.2 Comparación de las fuerzas normales generadas en la rueda.

Al realizar el espectro en frecuencia de la fuerza normal de la rueda en función de frecuencias entre 0 a 30 Hz para los tres procedimientos analizados y el estado actual de la suspensión, se obtiene los gráficos de la Figura 3.6 y Figura 3.7, donde se analizan a 10 y 40 m/s de velocidad lineal respectivamente.

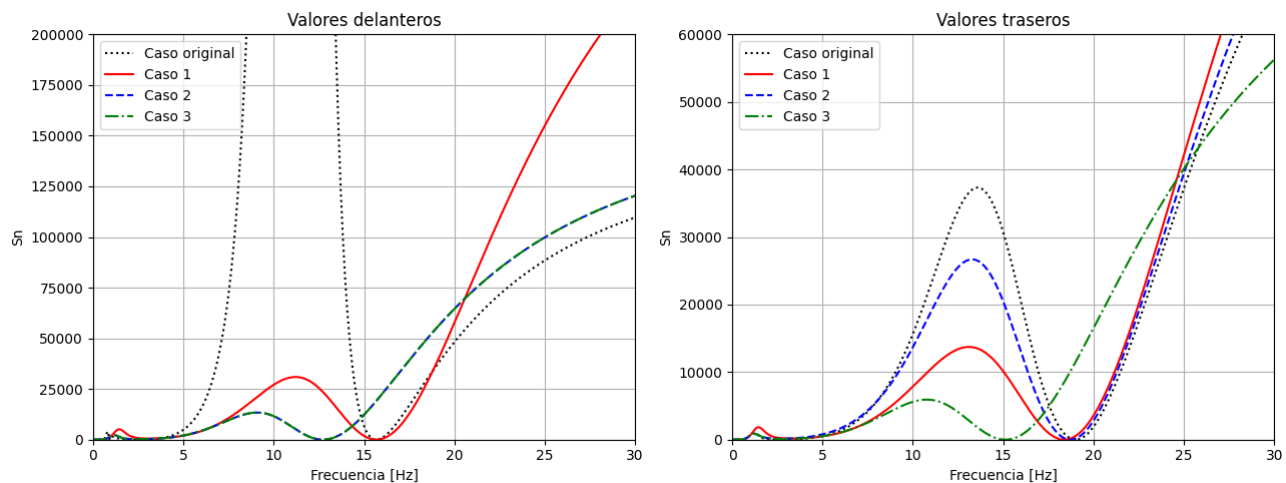


Figura 3.6: Densidad espectral de frecuencia para la fuerza normal en la rueda a 10 m/s.

En los gráficos se puede apreciar que las curvas mantienen la forma a distintas velocidades, pero la magnitud disminuye a mayor velocidad lineal. Se puede apreciar como la suspensión original delantera tiene una gran resonancia entre los 6 y 14 Hz, lo que tiene sentido porque la amortiguación actual es pequeña. También se observa que a simple vista todas las propuestas de suspensión generan una mejora de la adherencia, tanto en la delantera como en la trasera.

Para poder confirmar de forma numérica que suspensión se comporta de mejor manera a lo largo de las frecuencias del camino, es que se analizan las RMS de las fuerzas normales de la rueda para los tres casos propuesto y el original, considerando las velocidades lineales de 10, 20, 30 y 40 m/s, lo cual se puede ver en la Tabla 3.3, donde se puede ver que la RMS del primer procedimiento supera a la del caso original tanto en la suspensión delantera como trasera, lo que podría tener sentido porque ese caso propone una frecuencia natural del chasis de 1.5 Hz, y para lograr eso la rueda tiene que generar una mayor reacción a los estímulos. Por otro lado, la segunda y tercera propuesta genera mejoras en la adherencia del vehículo, donde en la suspensión delantera estarían empatadas, pero en la suspensión trasera, la tercera propuesta presenta una mayor mejora en comparación a la segunda.

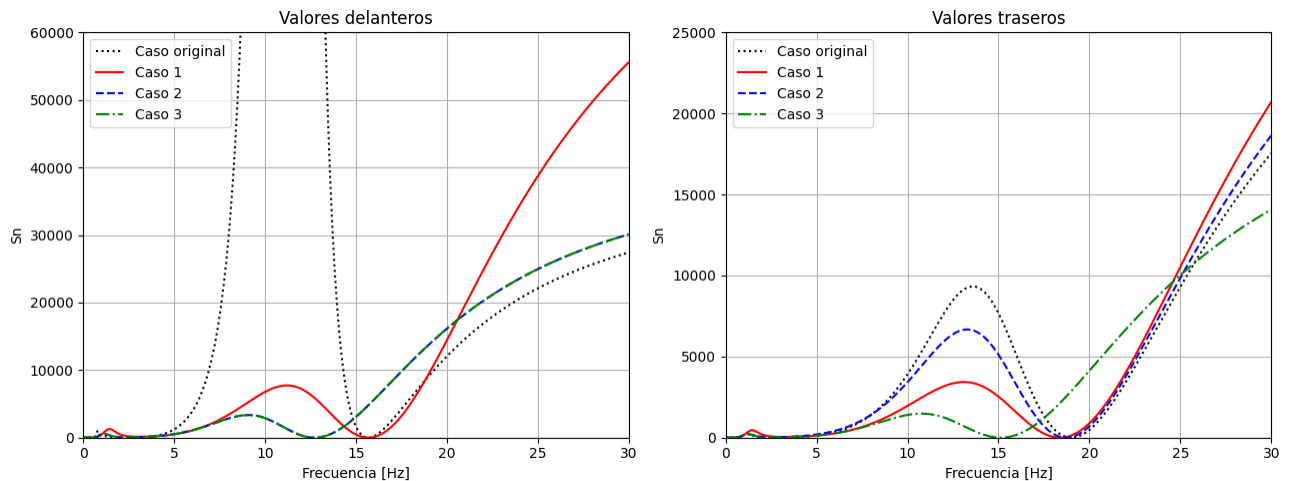


Figura 3.7 Densidad espectral de frecuencia para la fuerza normal en la rueda a 40 m/s.

Tabla 3.3: RMS de fuerza normal de la rueda según caso y velocidad lineal del vehículo.

Velocidad lineal [m/s^2]	N_{RMS} suspensión delantera [N]				N_{RMS} suspensión trasera [N]			
	Original	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Original	Caso 1	Caso 2	Caso 3
10	13831.2	17344.9	11697.2	11697.2	10768.2	12162.6	11199.8	8653.0
20	9780.1	12264.7	8271.2	8271.2	7614.3	8600.3	7919.5	6118.6
30	7985.5	10014.1	6753.4	6753.4	6217.0	7022.1	6466.2	4995.7
40	6915.6	8672.5	5848.6	5848.6	5384.1	6081.3	5599.9	4326.4

3.3.3 Elección de suspensión.

Por lo visto en el punto anterior, se elegirán los valores propuestos por el tercer procedimiento como valores de diseño. Ya que no presenta un mayor problema su aumento de aceleración vertical de la masa delantera y en el caso de la masa trasera se genera una mejora en ese parámetro en comparación a la suspensión original. Mientras que presenta una mejora considerable en la fuerza normal de la rueda, tanto en la suspensión delantera como trasera, generando una mejor adherencia del vehículo, que es el objetivo principal para la suspensión de un vehículo de competición.

Por lo que los valores de diseño serán los presentes en la Tabla 3.4

Tabla 3.4: Valores para diseñar componentes de la suspensión.

Parámetro	Delantero	Trasero
Rigidez vertical: k	15636.8 [N/m]	10143.3 [N/m]
Amortiguamiento vertical: c	1932.2 [Ns/m]	1250.4 [Ns/m]

3.4 Síntesis.

El capítulo empieza definiendo los conceptos de adherencia y confort, explicando que estos son opuestos, por lo que no es posible optimizar uno sin perjudicar el otro. También se presenta el Quarter car model y el Half car model, que son modelos ocupados para entender la dinámica vertical de un vehículo.

Del primer modelo salen dos recomendaciones para optimizar la suspensión del vehículo. La primera se relaciona con la frecuencia natural de la masa suspendida y no suspendida, pero sin dar detalles que como afecta esta elección a la adherencia, mientras que la segunda recomendación entrega valores de rigidez y amortiguamiento para un óptimo de adherencia a partir de la rigidez del neumático. Pero ninguno de los dos métodos relaciona la suspensión delantera con la trasera.

Del segundo modelo se desprende una recomendación para relacionar la suspensión delantera y trasera, de tal manera de asegurar un buen rebote y cabeceo del vehículo, pero sin dar definiciones para definir una rigidez o amortiguamiento que mejoren la adherencia del vehículo.

Como las recomendaciones son puntuales para cierta parte de la dinámica del vehículo, se plantean tres procedimientos que mezclan la información entregada por los métodos. Los cuales se analiza su comportamiento en el espectro en frecuencia de la aceleración vertical del chasis y de la fuerza normal de la rueda, para poder comparar confort y adherencia respectivamente. Luego se analiza la rms generada por estos espectros en frecuencia de tal forma de poder comparar de una manera cuantitativa y así elegir la mejor opción para la suspensión.

Finalmente, se decide que la tercera propuesta será la elegida para diseñar los componentes de la suspensión, cuyos valores se encuentran en la Tabla 3.4.

CAPÍTULO 4: Diseño del amortiguador.

En este capítulo se materializa el coeficiente de amortiguamiento calculado en el capítulo anterior, y además se diseña para evitar el problema de la deflexión mencionado en la introducción. Primero se definen los componentes que debe tener el amortiguador para lograr una deflexión mínima y de tal forma ofrecer un mejor control del camber de la rueda, para luego aproximar los largos de los componentes y en base a esos largos analizar la deflexión para elegir los diámetros. Luego en la segunda parte se diseñarán los componentes interiores del amortiguador, de tal forma que se obtengan los coeficientes de amortiguamiento que definimos en el capítulo anterior. Para finalizar con la tercera parte donde se presentan los planos del diseño junto con su listado de materiales y componentes.

4.1 Diseño del exterior del tubo del amortiguador.

Se iniciará con un diseño conceptual de un amortiguador invertido junto a una leve justificación sobre su elección. Luego se aproxima el largo de los tubos y vástago, para posteriormente analizar la carga que tiene que soportar el amortiguador y en base a la deflexión que genera esta carga definir los diámetros de los tubos y vástagos del diseño.

4.1.1 Diseño conceptual.

En el caso de las estructuras Mc Pherson, el amortiguador es el componente que se lleva fuerzas y momentos para mantener la rueda bien direccionada, situación que no ocurre en otras estructuras que permiten que el amortiguador solo realice fuerza axial para amortiguar las vibraciones que produce el camino. La carga extra para mantener la rueda alineada genera que un amortiguador simple se flecte en el vástago, variando el camber de la rueda de una forma no deseable. Por esto en disciplinas más demandantes como el rally se utilizan amortiguadores invertidos como en la Figura 4.1, donde el vástago va en paralelo a un tubo exterior, el cual se lleva la carga en esa sección evitando deflexiones del amortiguador.

Como el objetivo estructural de nuestro amortiguador es que se flecte lo menos posible, se hace un diseño conceptual según el bosquejo de la Figura 4.2, donde se puede ver la posición, nombre de los componentes y las distancias a tener en consideración para hacer una aproximación de los largos de los tubos y vástago. Como objetivo secundario, es deseable que el amortiguador tenga el mayor recorrido posible, pues evita despegues del suelo o golpes contra el final del recorrido que empeoran la adherencia y el confort respectivamente. Por lo que, los componentes serían:

Placa al chasis: Esta placa es la que irá apernada en el chasis del vehículo, la idea es que tenga una ranura por la que pueda deslizar el soporte de la rótula, permitiendo variar el ángulo del amortiguador y con eso ajustar el camber de la rueda.

Soporte rótula: Este hará de cojín para la rótula, por lo que tendrá una forma que permita introducir la rótula y después encerrarla con una tapa. Respetando también la forma de la placa al chasis y con perforaciones para fijar el soporte con pernos.



Figura 4.1: Suspensión de rally GR50 para Mistubishi Lancer [7]

Tapa rótula: Es una placa que va apernada al soporte de la rótula, cuya misión será evitar que la rótula salga de su soporte sin perder la opción de desmontarla cuando haya que hacer mantención o cambiarla.

Tapa tubo amortiguador – chasis: Esta es la tapa que se instalará en el extremo superior del tubo amortiguador, siendo apoyada por un anillo de retención y apretada por una tuerca en el otro sentido. Su función será hacer de apoyo para el soporte del resorte y eje para la rótula. Además, deberá tener una perforación que pase de lado a lado junto a un sistema para inflar la cámara de gas. Por lo que tendrá que llevar un O-ring que selle el aire dentro del tubo.

Tuerca tubo amortiguador – chasis: Tendrá la rosca hembra para enroscarse en la tapa tubo amortiguador – chasis, apoyándose en la superficie del tubo amortiguador, haciendo fuerza contraria al anillo de retención de la tapa para evitar desplazamientos axiales.

Soporte resorte-chasis: Es donde irá apoyado el resorte y el tubo amortiguador por un extremo, mientras que por el otro está en contacto con la rótula.

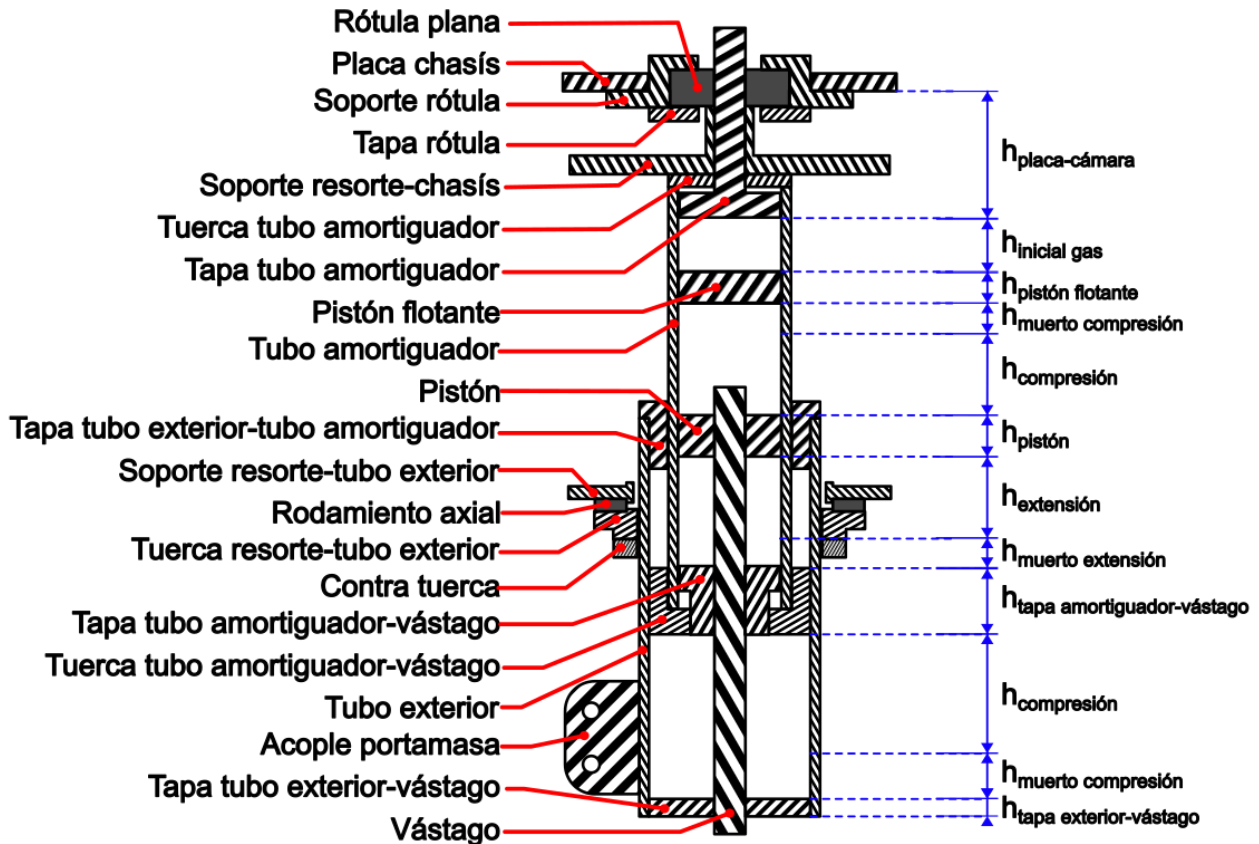


Figura 4.2: Bosquejo del amortiguador.

Tubo amortiguador: Es el que irá lleno de líquido y aire. Su pared interior debe ser bruñida, ya que por ahí deslizarán dos pistones, en el caso de no tener el acabado superficial adecuado fallarán los sellos. Mientras que su pared exterior tiene que ser cromada ya que por ella deslizará el tubo exterior.

Pistón flotante: Este es el encargado de evitar que se mezcle el aire y el líquido dentro del tubo amortiguador. Debido a que se desliza en el interior, llevará un sello guía y un O-ring. Como la velocidad de desplazamiento de este pistón es considerablemente menor, el O-ring debería ser capaz de mantener sellada la cámara de gas.

Pistón: Este irá conectado al vástago y es el que separa el fluido en dos cámaras a través de válvulas unidireccionales. Por su diámetro exterior irá un sello guías que deslice con la pared interior del tubo interior. No es necesario que lleve sellos especiales que aseguren la separación de las cámaras.

Vástago: Es una barra que une el pistón con el tubo exterior. Tiene que ser cromada porque por ella deslizarán sellos guías, de vástago y limpiadores. En este caso se requiere que tenga una perforación que permita conectar las dos cámaras junto a un sistema que regule su apertura.

Tapa tubo amortiguador-vástago: Es la tapa que va por el interior del tubo amortiguador, apoyada en un anillo de retención. Por el otro extremo llevará una rosca macho, que permita poner la tapa tubo exterior-tubo amortiguador para evitar movimientos axiales. Tiene que llevar un O-ring en la cara que toque el tubo amortiguador y una perforación en su eje que permita el paso del vástago, además de tener el espacio para poner sellos guía, vástago y limpiador.

Tuerca tubo amortiguador-vástago: Tendrá la rosca hembra para enroscarse en la tapa tubo amortiguador-vástago. Tendrá que quedar apoyada en el tubo amortiguador y tener una ranura en la superficie exterior para el sello guía que deslizará por el interior del tubo exterior.

Tubo exterior: Es el tubo que se llevará la carga de flexión en vez del vástago. En su cara exterior deberá tener rosca para el apoyo del resorte, la idea de la rosca es poder modificar la precarga del resorte una vez que éste se encuentre instalado. Mientras que la cara interior tiene que ser bruñida para que deslice el sello guía de la tuerca tubo amortiguador – tubo exterior. En un extremo deberá llevar soldadas dos acoples para el portamasa de la rueda.

Tapa tubo exterior-tubo amortiguador: Esta tapa va en el borde del tubo exterior y desliza por el tubo amortiguador, por lo que tiene que llevar un sello guía y limpiador. Para evitar movimientos axiales de la tapa, se harán dos perforaciones roscadas en el tubo exterior, por donde se podrán pernos sin cabeza que sujeten la tapa.

Tapa tubo exterior-vástago: Ira en el extremo inferior del tubo exterior y contará con una perforación en el centro para insertar el vástago. La unión tapa y tubo será roscada, mientras que el vástago tendrá que ir apoyado y fijado por un perno.

Acople portamasa: Se hará a partir de platinas de acero. Debe tener una ranura que permita modificar el camber de la rueda.

SopORTE resorte-tubo exterior: Es donde se apoyará la parte inferior del resorte, para luego apoyarse en un rodamiento axial que permita el giro provocado por la compresión de un resorte helicoidal.

Tuerca resorte-tubo exterior: Es la tuerca que ira en el tubo exterior, donde se apoyara el otro extremo del rodamiento axial.

Contra tuerca: Es una tuerca que evitará que la tuerca resorte-tubo exterior se afloje por la fuerza del resorte.

4.1.2 Largos de los tubos y vástago.

Para tener los largos principales de los tubos y vástago, se parte de las dimensiones de la Figura 2.7, donde se puede calcular el largo total del amortiguador una vez sometido a las cargas estáticas del auto con la relación:

$$L_{amortiguador} = \sqrt{(e_{AC} - e_{PA1})^2 + (h_{AC} - h_{PA1})^2} + L_{extra} \quad (4.1)$$

Donde L_{extra} es un aproximado del largo del amortiguador desde el perno inferior del portamasa al extremo inferior del amortiguador.

A partir de la relación (4.1) se tiene que el largo del amortiguador delantero tiene que ser de 530 [mm] y el amortiguador trasero tiene que ser de 522 [mm].

El SAG es la relación de cuanto recorrido queda disponible para extensión una vez que el amortiguador se comprime por la carga estática del vehículo, de tal forma que se puede expresar como:

$$SAG = \frac{h_{extensión}}{L_{recorrido}} \quad (4.2)$$

Definiendo una altura perdida por espacios de tapas y espacios que se dejan para evitar golpes de componentes, se tiene:

$$h_{perdida} = h_{placa-cámara} + h_{inicial\ gas} + h_{pistón\ flotante} + 2h_{muerto\ compresión} + h_{pistón} + h_{muerto\ expansión} + h_{amortiguador-vástago} + h_{exterior-vástago} \quad (4.3)$$

Donde la definición y valor de cada variable se encuentra en la Tabla 4.1.

Luego se relaciona el largo del amortiguador con los espacios perdidos y los recorridos de la forma:

$$L_{amortiguador} - h_{perdidas} = 2h_{compresión} + h_{expansión} \quad (4.4)$$

De las relaciones (4.2) y (4.4) se obtienen las siguientes relaciones para el recorrido de expansión y compresión al definir un SAG en específico.

$$h_{expansión} = \frac{SAG(L_{amortiguador} - h_{perdidas})}{2 - SAG} \quad (4.5)$$

$$h_{compresión} = 2h_{expansión} \left(\frac{1}{SAG} - 1 \right) \quad (4.6)$$

Luego se pueden definir un largo de vástago, largo de tubo amortiguador, junta al espacio entre el apoyo del pistón y el apoyo del vástago de la forma:

Tabla 4.1: Pérdidas de espacio en el amortiguador.

Variable	Definición	Valor [mm]
$h_{placa-cámara}$	Altura perdida entre la placa de apoyo y el inicio de la cámara de gas.	59
$h_{gas\ inicial}$	Altura perdida por la cámara de gas inicial.	40
$h_{pistón\ flotante}$	Altura perdida por el pistón flotante.	17
$h_{muerto\ compresión}$	Altura perdida por el espacio muerto de compresión.	25
$h_{pistón}$	Altura perdida por el pistón.	38
$h_{muerto\ expansión}$	Altura perdida por el espacio muerto de expansión.	25
$h_{amortiguador-vástago}$	Altura perdida por la tapa tubo amortiguador-vástago.	25
$h_{exterior-vástago}$	Altura perdida por la tapa tubo exterior-vástago	8

$$L_{vástago} = h_{pistón}/2 + h_{expansión} + h_{muerto\ expansión} + h_{amortiguador-vástago} + h_{compresión} + h_{muerto\ compresión} + h_{exterior-vástago} \quad (4.7)$$

$$L_{tubo\ amort.} = h_{placa-cámara} + h_{inicial\ gas} + h_{pistón\ flotante} + h_{compresión} + h_{muerto\ compresión} + h_{pistón} + h_{expansión} + h_{muerto\ expansión} + h_{amortiguador-vástago}/2 \quad (4.8)$$

$$h_{pistón-vást.} = h_{placa-cámara} + h_{inicial\ gas} + h_{pistón\ flotante} + h_{muerto\ compresión} + h_{pistón} + h_{muerto\ expansión} + h_{amortiguador-vástago} + h_{exterior-vástago} \quad (4.9)$$

Se obtiene la Tabla 4.2 y

Tabla 4.3 de probar diferentes tipos de SAG, donde se puede comparar la carrera de cada SAG objetivo.

Tabla 4.2: Largos según variación del SAG objetivo en el amortiguador delantero.

SAG	Largo de carrera	Recorrido expansión	Recorrido compresión	Largo del vástago	Largo del amortiguador	Espacio entre apoyos del pistón y vástago
0,2	149,1	29,8	119,2	251,1	365,6	86,3
0,3	157,8	47,3	110,5	259,8	374,3	103,8
0,4	167,7	67,1	100,6	269,7	384,2	123,6
0,5	178,9	89,4	89,4	280,9	395,4	145,9
0,6	191,6	115	76,7	293,6	408,1	171,5

Si bien es cierto que el aumentar el SAG objetivo aumenta la carrera total, reduce la carrera disponible de compresión. Considerando que el auto tendrá que enfrentar mayoritariamente estímulos que generen una compresión de la suspensión, se decide seguir con las dimensiones resultante de un SAG objetivo de 0,4.

Tabla 4.3 Largos según variación del SAG objetivo en el amortiguador trasero.

SAG	Largo de carrera	Recorrido expansión	Recorrido compresión	Largo del vástago	Largo del amortiguador	Espacio entre apoyos del pistón y vástago
0,2	144,3	28,9	115,4	246,3	360,8	85,4
0,3	152,7	45,8	106,9	254,7	369,2	102,3
0,4	162,3	64,9	97,4	264,3	378,8	121,4
0,5	173,1	86,6	86,6	275,1	389,6	143,1
0,6	185,5	111,3	74,2	287,5	402	167,8

4.1.3 Diámetros de los tubos y vástago.

De un análisis de la dinámica de frenado, acelerado y giro del vehículo, se concluye que el caso crítico para el vehículo se logra con un frenado y giro a máxima capacidad. Considerando un roce de 1,5 y las distribuciones de masa se obtiene que el caso crítico es equivalente a que la rueda delantera soporte una masa equivalente a 749 [kg]. El análisis de la dinámica de vehículo se encuentra en el Anexo B: Condición crítica de manejo.

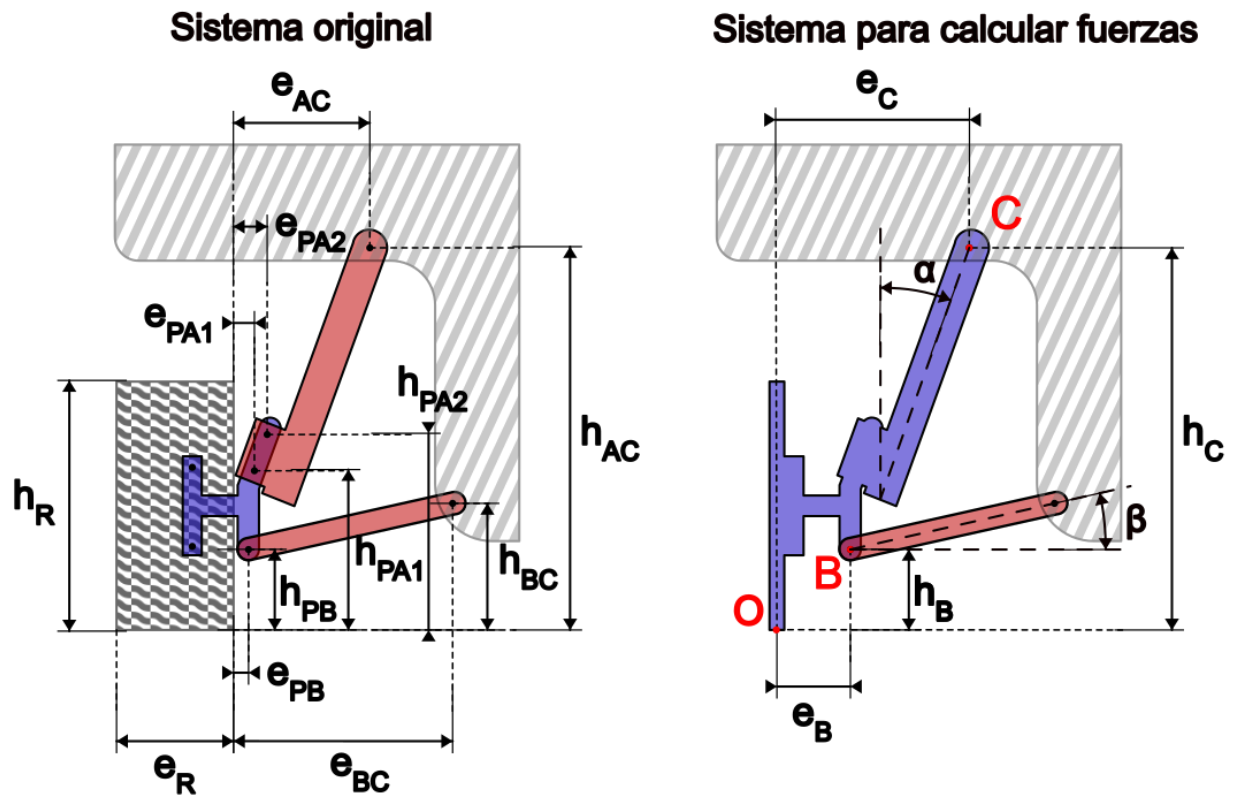


Figura 4.3: Transformación del sistema original a uno equivalente para analizar fuerzas.

Para analizar las fuerzas que debe soportar el amortiguador, se parte del análisis de fuerzas sobre la estructura de la suspensión buscando obtener las fuerzas en el acople del amortiguador al chasis. Por el tipo de unión entre la rueda, portamasa y amortiguador, se puede considerar el conjunto de estos tres componentes como un único componente, lo que se puede apreciar en la Figura 4.3, donde tenemos el sistema original que medimos en el capítulo 2, junto al sistema equivalente, en el cual el punto O está ubicado en la mitad de la rueda, el punto B es la unión del conjunto a la bandeja inferior y C es la unión del conjunto con el chasis. Donde se define la altura desde la base de la rueda hasta la unión con la bandeja h_B junto a su distancia longitudinal e_B , de forma similar se define la altura desde la base de la rueda hasta la unión con el chasis h_C junto a su distancia longitudinal e_C . También se define el ángulo de inclinación del amortiguador respecto a la vertical α , y el ángulo de la bandeja respecto a la horizontal β .

Como el ángulo de la bandeja es muy pequeño, podemos considerar $\beta = 0^\circ$, de tal forma de tener los diagramas de cuerpo libre de la Figura 4.4, donde están las fuerzas que ejerce el camino sobre el conjunto F_Z , F_Y y F_X , las fuerzas que ejerce la bandeja en el conjunto B_Y y B_X y las fuerzas que ejerce el chasis en el conjunto C_Y y C_X .

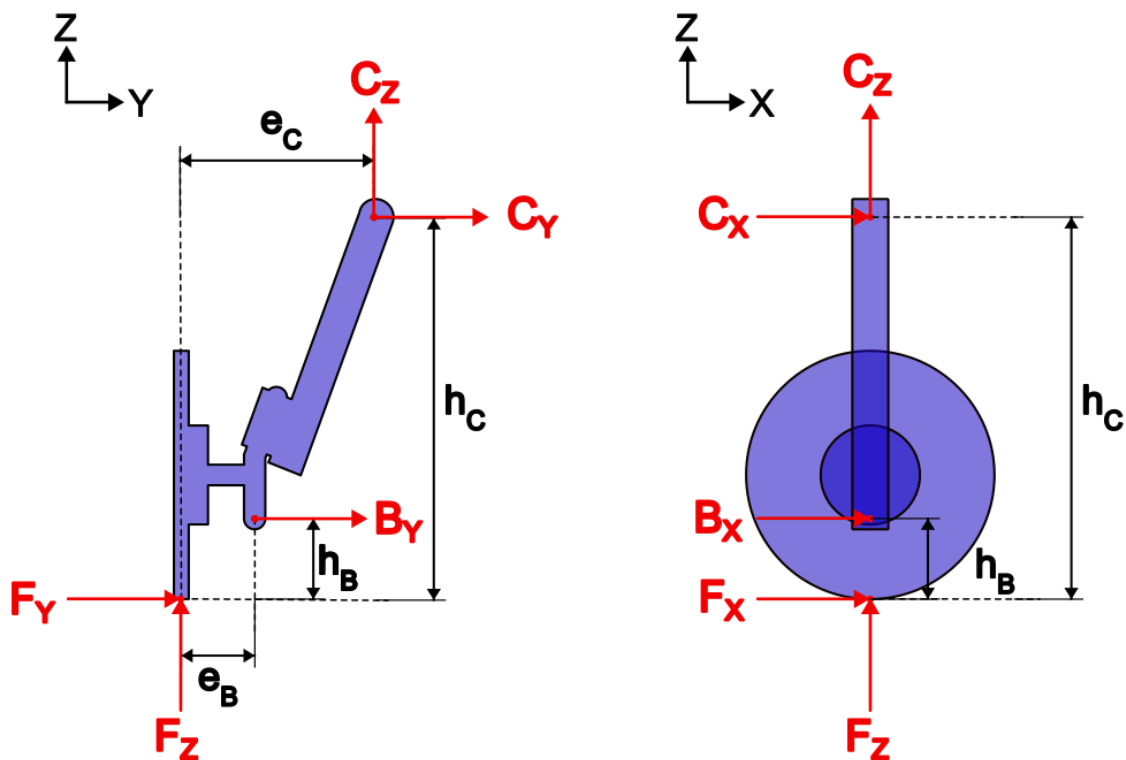


Figura 4.4: Diagramas de cuerpo libre del conjunto rueda-portamasa-amortiguador.

Como estamos analizando el caso en el que una rueda delantera soporta los 749 [kg] con freno y giro a máxima capacidad en una superficie con coeficiente de roce 1,5, tenemos que las fuerzas del camino son:

$$F_z = m_{eq}g \quad (4.10)$$

$$F_x = \mu_x F_z = \mu_x m_{eq}g \quad (4.11)$$

$$F_y = \mu_y F_z = \mu_y m_{eq}g \quad (4.12)$$

De la sumatoria en el eje z y la sumatoria de momento con respecto a B tenemos:

$$\sum F_z = F_z + C_z = 0 \rightarrow C_z = -F_z \quad (4.13)$$

$$\sum M_B = C_z(e_C - e_B) - F_z e_B + F_y h_B - C_y(h_C - h_B) = 0 \rightarrow C_y = \frac{F_y h_B - F_z e_C}{(h_C - h_B)} \quad (4.14)$$

Si hacemos sumatoria de fuerzas en la dirección x y sumatoria de momento con respecto a R del diagrama de cuerpo libre, tenemos:

$$\sum F_x = C_x + B_x + F_x = 0 \rightarrow C_x = -(B_x + F_x) \quad (4.15)$$

$$\sum M_R = B_x(h_C - h_B) + F_x h_C = 0 \rightarrow B_x = \frac{-F_x h_C}{(h_C - h_B)} \quad (4.16)$$

Ocupando las dos relaciones anteriores se obtiene la ecuación para C_x

$$C_x = -F_x \left(1 - \frac{h_C}{h_C - h_B} \right) \quad (4.17)$$

Ahora para pasar las fuerzas C_z y C_y a fuerzas en la dirección axial y radial del amortiguador, se ocupan las siguientes relaciones.

$$C_n = C_z \cos \alpha + C_y \sin \alpha \quad (4.18)$$

$$C_{r1} = -C_z \sin \alpha + C_y \cos \alpha \quad (4.19)$$

Como C_x ya se encuentra en la otra dirección radial del amortiguador, se puede calcular la fuerza radial total como:

$$C_r = \sqrt{C_{r1}^2 + C_x^2} \quad (4.20)$$

Obteniendo las fuerzas en la unión amortiguador-chasis en las direcciones principales del amortiguador en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Fuerza axial y radial en la unión amortiguador – chasis.

Dirección	Fuerza [N]
-----------	------------

Axial	6958.7
Radial	14471.1

Como la carga que genera flexión en el amortiguador es la fuerza radial, hay que analizar la flexión del tubo producto de esta fuerza. Por lo cual se analizará el amortiguador como se muestra en la Figura 4.5, donde en la parte superior se ve el amortiguador como tres componentes, el tubo amortiguador, tubo exterior y vástago, considerando las fuerzas exteriores al amortiguador como la fuerza radial del chasis sobre el tubo amortiguador C_r , la fuerza del acople al portamasa F_A y el momento que se hace en este acople M_A , si bien es cierto que el acople al portamasa es en realidad dos perforaciones y por ende solo dos fuerzas, se considera con este sistema equivalente para no tener que dividir la viga en muchas secciones al momento de analizar la deflexión, por lo que se define el espacio entre el extremo del tubo amortiguador y el punto del acople e_A como el espacio entre el extremo del tubo y el punto medio entre los dos acoples originales. Además, se define el espacio entre las guías e_G como el espacio entre la guía del pistón y la guía del vástago.

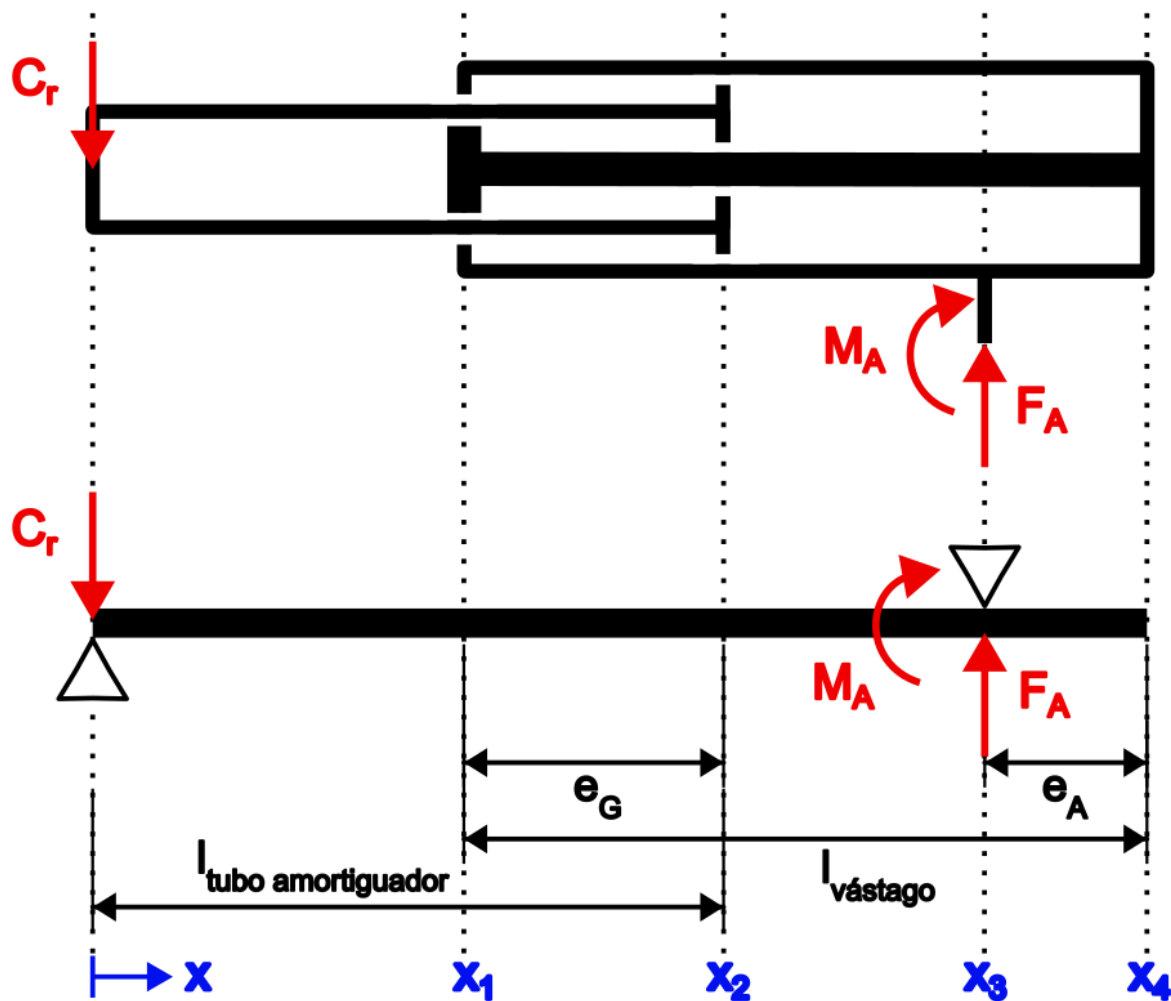


Figura 4.5: Amortiguador como viga para análisis de deflexión.

Para analizar la deflexión se considera el amortiguador como una única viga que cuenta con tres secciones diferentes, como se ve en la parte inferior de la Figura 4.5. Donde el primer tramo es desde el punto C o $x = 0$ hasta x_1 , donde el momento de inercia de esa sección I_1 es el correspondiente al momento de inercia del tubo amortiguador $I_{t,a}$. Luego el momento de inercia del segundo tramo I_2 que va desde x_1 hasta x_2 corresponde a la suma entre el momento de inercia del tubo amortiguador $I_{t,a}$, del tubo exterior $I_{t,e}$ y el vástago I_v . Mientras que el momento de inercia de la tercera sección I_3 que va desde x_2 hasta x_4 corresponde a la suma entre el momento de inercia del tubo exterior $I_{t,e}$ y el vástago I_v . Además, se consideran apoyos simples, ya que en el punto C el amortiguador está apoyado en la rótula plana que, si permite variar el ángulo y en el punto A, que corresponde al acople con el portamasas, también se puede variar el ángulo, lo que corresponde a la variación del camber de la rueda que queremos evitar con la estructura de un amortiguador invertido. Por lo que el enfoque principal del análisis es que el ángulo en el punto C varíe lo menos posible.

Para analizar la deflexión en la viga se utiliza la ecuación diferencial de la curva elástica, cuyo desarrollo se encuentra en el Anexo C: Deflexión del amortiguador.

En este caso, después de probar diferentes dimensiones para los tubos y vástago, se decide utilizar un diámetro de 18 [mm] para el vástago, ya que un diámetro menor deja poco espacio para hacer la perforación de extremo a extremo pensada para el sistema de regulación del amortiguador, mientras que la perforación será de 5 [mm] de diámetro para no complicar mucho la fabricación de la pieza. Por otro lado, el tubo del amortiguador será de 40 [mm] de diámetro interior por 45 [mm] de diámetro exterior, pensado en que se puede fabricar a partir de un tubo cromado de 25x45 [mm]. Mientras que el tubo exterior se define con 60 [mm] de diámetro interior y 65 [mm] de diámetro exterior, para que se fabrique a partir de un tubo bruñido de 60x75 [mm]

La deflexión y pendiente a lo largo del amortiguador para los diámetros seleccionados se pueden ver en la Figura 4.6, donde se puede apreciar que la deflexión máxima no pasaría los 3,5 [mm] y la pendiente en el acople del amortiguador es de 1,5 [°], lo que es una variación de camber muy baja considerando que hablamos de la carga máxima en condiciones de manejo extremas.

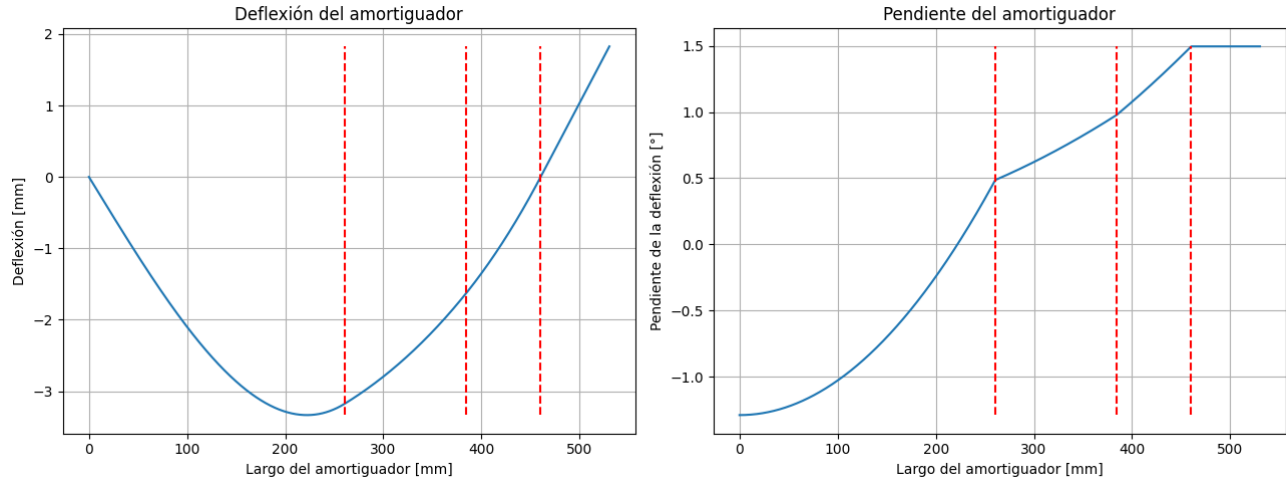


Figura 4.6: Deflexión y pendiente del amortiguador sometido a la carga máxima.

4.2 Diseño del interior del amortiguador.

Se iniciará transformando el coeficiente de amortiguamiento seleccionado en el capítulo anterior de coeficiente vertical a coeficiente de la suspensión. Luego se definirá la presión de la cámara de gas, las perforaciones del pistón junto a la definición de sus válvulas y el diseño de la aguja de regulación del amortiguador. Finalizando con la selección de los sellos de tal forma que cumplan con las velocidades, presiones y fuerzas que tendrá que resistir.

4.2.1 Relación de instalación.

En el capítulo anterior se definieron los valores óptimos para coeficiente de rigidez y amortiguamiento vertical en cada rueda. Pero como el amortiguador y resorte no actúan desde el centro de la rueda, lo que sube la rueda no es la misma cantidad que se comprime el amortiguador o resorte. Por lo que se define la relación de instalación 'q'.

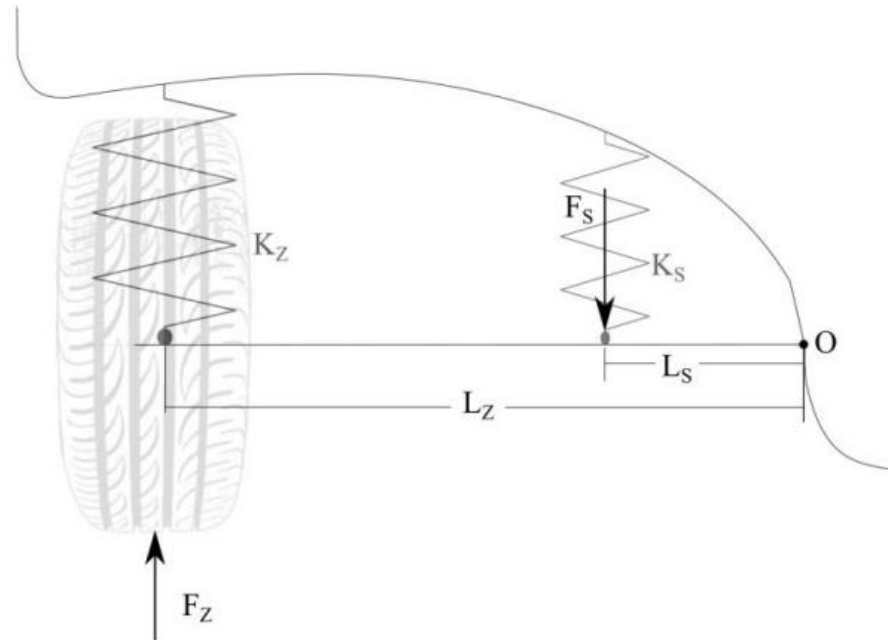


Figura 4.7: Esquema representativo de la relación de instalación. [1]

De la Figura 4.7 se obtiene la relación:

$$q = \frac{L_s}{L_z} = \frac{S}{Z} \quad (4.21)$$

Donde S representa el movimiento en la dirección de la espiral y Z el movimiento en dirección de la rueda.

En este caso, la relación de instalación es la misma para el resorte y el amortiguador ya que estas piezas están en conjunto, lo que no quita que hay casos en las que el amortiguador tiene una relación y el resorte tiene otra relación.

Del análisis vectorial de momento con respecto a O se tiene:

$$\sum M_O : L_s F_s = L_z F_z \quad (4.22)$$

$$L_s (K_s L_s) = L_z (K_z L_z) \quad (4.23)$$

$$K_s = K_z \left(\frac{L_z}{L_s} \right)^2 \quad (4.24)$$

$$K_s = \frac{K_z}{q^2} \quad (4.25)$$

Al hacer el mismo desarrollo con la fuerza del amortiguador, se tiene:

$$C_s = \frac{C_z}{q^2} \quad (4.26)$$

De esta manera podemos definir el coeficiente de amortiguamiento óptimo para cada amortiguador, obteniendo los valores presentes en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5: Transformación de óptimos de rueda a óptimos en el amortiguador.

Amortiguador	Coefficiente óptimo en la rueda [Ns/m]	Relación de instalación	Coefficiente óptimo en el amortiguador [Ns/m]
Delantero	1932,24	0,731	3615,98
Trasero	1253,41	0,882	1611,22

4.2.2 Coeficiente asimétrico.

Por simplicidad se suele considera el coeficiente de amortiguamiento como lineal, pero generalmente el comportamiento de los amortiguadores es asimétrico. Por lo que se definen dos coeficientes de amortiguamiento (modelo bilineal), de tal forma que, si se considera una fuerza de compresión positiva por parte de la cámara de gas F_{DG} , se puede definir la fuerza del amortiguador en extensión F_{DE} y la fuerza del amortiguador en compresión F_{DC} de la forma [4]:

$$F_{AE} = -F_{DG} + C_{DE}V_{DE} \quad (4.27)$$

$$F_{AC} = F_{DG} + C_{DC}V_{DC} \quad (4.28)$$

Donde C_{DE} es el coeficiente de amortiguamiento en la dirección de expansión y C_{DC} el coeficiente en compresión.

De manera que se puede definir el coeficiente de amortiguamiento promedio con la relación:

$$C_D = \frac{C_{DE} + C_{DC}}{2} \quad (4.29)$$

Por lo que se define el factor de asimetría e_D de la forma:

$$e_D = \frac{C_{DE} - C_{DC}}{2C_D} = \frac{C_{DE} - C_{DC}}{C_{DE} + C_{DC}} \quad (4.30)$$

Por lo que los coeficientes unidireccionales se pueden definir como:

$$C_{DE} = C_D(1 + e_D) \quad (4.31)$$

$$C_{DC} = C_D(1 - e_D) \quad (4.32)$$

Comúnmente, la relación C_{DC}/C_{DE} es de 30/70% con un factor de asimetría $e_D = 0,4$. Pero en este caso queremos que el amortiguador se comporte lo más lineal posible para que sea más predecible, por lo que se calculan los coeficientes direccionales con un factor de asimetría $e_D = 0,1$. Lo que da como resultado los valores de la Tabla 4.6.

Se estima que la fuerza del amortiguador aumenta entre un 10 a 20% producto de los roces presentes en el movimiento, por lo que se hará una distinción de lo que son los valores objetivo y los valores de diseño. Donde el valor objetivo es el que se espera en el amortiguador funcionado, mientras que el valor de diseño es el coeficiente considerando una disminución del 15% con respecto al objetivo, que permitirá diseñar las válvulas y perforaciones.

Tabla 4.6: Valores de óptimos unidireccionales con un factor de asimetría 0,1.

Amortiguador	Coeficiente promedio de amortiguamiento [Ns/m]	Coeficiente de amortiguamiento de extensión [Ns/m]		Coeficiente de amortiguamiento de compresión [Ns/m]	
		Objetivo	Diseño	Objetivo	Diseño
Delantero	3615,98	3977,58	3380,94	3254,43	2766,23
Trasero	1611,22	1772,35	1506,49	1450,10	1232,59

4.2.3 Cámara de gas.

El amortiguador posee varias cámaras según muestra la Figura 4.8, una de las cuales es la de gas, cuya presión y variaciones respecto al valor nominal, se determinan en esta sección.

Se puede observar el flujo de la válvula de pie cuando el amortiguador se comprime Q_{FC} , el flujo de la válvula de pie cuando el amortiguador se extiende Q_{FE} , el flujo de la válvula del pistón cuando el amortiguador se comprime Q_{PC} y el flujo de la válvula del pistón cuando el amortiguador se extiende Q_{PE} .

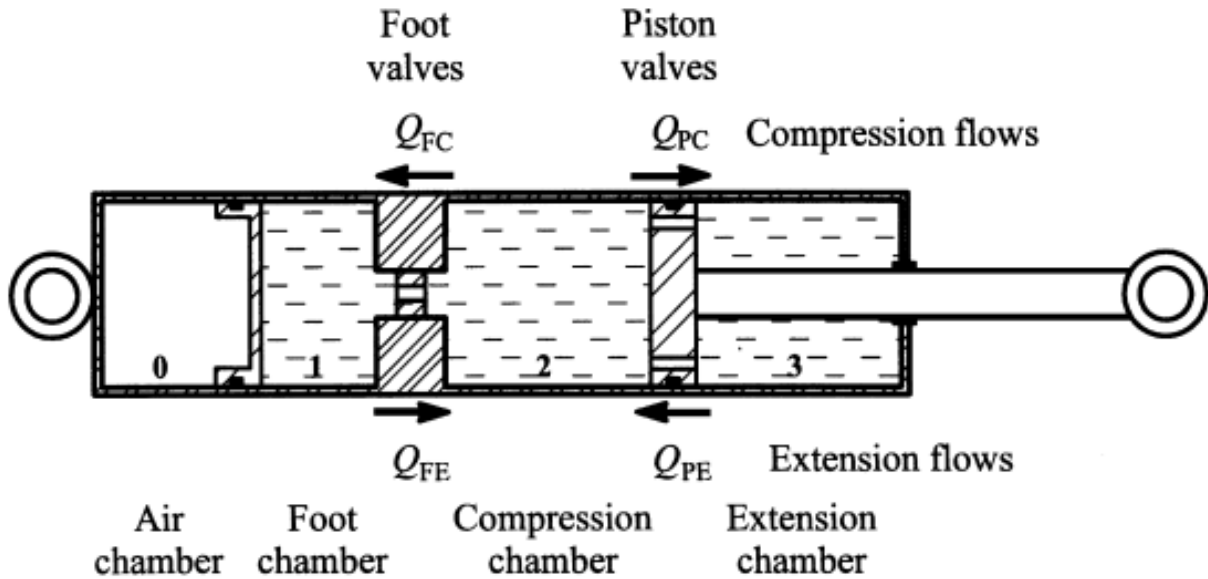


Figura 4.8: Configuración general de un amortiguador.

El análisis de las presiones de cada cámara y como se relaciona con la fuerza del amortiguador, se encuentra en el Anexo D: Teoría del interior del amortiguador. Dentro de la información de ese anexo, se encuentran dos ecuaciones importante para un amortiguador monotubo presurizado (Sin válvula de pie), que son las que relacionan la presión del gas con la velocidad y fuerza máxima de compresión que puede generar el pistón antes de generar cavitación en el fluido del amortiguador, las cuales son:

$$P_G = \frac{C_{DC} V_{DC,máx}}{A_{PA}} \quad (4.33)$$

$$F_{DC,máx} = P_G A_P \quad (4.34)$$

Donde P_G es la presión de la cámara de gas, C_{DC} es el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador en compresión, $V_{DC,máx}$ es la velocidad máxima del amortiguador en compresión, A_{PA} es el área anular del pistón, $F_{DC,máx}$ es la fuerza máxima en compresión y A_P es el área del pistón.

Al definir la velocidad máxima como 4 [m/s] y ocupando los valores de la Tabla 4.6, se obtiene los valores de la Tabla 4.7, definiendo la presión de la cámara de gas en estado básico.

Tabla 4.7: Presión de gas y fuerza máxima para tener una velocidad máxima de 4 [m/s].

Amortiguador	Presión de gas [MPa]	Fuerza máxima [kN]
Delantero	13,0	16,32
Trasero	5,8	7,27

4.2.4 Pistón.

El pistón tiene perforaciones que son lo que efectivamente generan el coeficiente de amortiguamiento. Mas aún, dado que los coeficientes de compresión y expansión son distintos, existen dos sets de perforaciones. En esta sección se determina el diámetro de estas perforaciones a partir de un análisis de las caídas de presiones del fluido de trabajo.

Para diseñar las válvulas, se parte de la definición del área efectiva total requerida para generar el coeficiente de amortiguamiento que queramos para cierta velocidad de la forma:

$$A_T^* = \sqrt{\frac{\rho A_{PA}^3 V_D}{2C_D}} \quad (4.35)$$

Donde ρ es la densidad del fluido dentro del amortiguador, el cual suele tener un valore entre 850 y 900 [kg/m^3].

En este caso se considerará la densidad como 850 [kg/m^3] y la velocidad de diseño como 1 [m/s], obteniendo los valores de la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Valores característicos para una densidad de 850 [kg/m^3] y una velocidad de diseño de 1 [m/s].

Amortiguador	Dirección	Caudal característico [L/s]	Presión característica [MPa]		Área efectiva total de perforaciones [mm^2]	
			Objetivo	Diseño	Objetivo	Diseño
Delantero	Expansión	1,002	3,969	3,374	10,37	11,25
	Compresión	1,002	3,247	2,760	11,46	12,44
Trasero	Expansión	1,002	1,769	1,503	15,54	16,85
	Compresión	1,002	1,447	1,229	17,18	18,63

Como queremos un sistema que permita variar el comportamiento del amortiguador, aparte de las perforaciones de las válvulas del pistón, el vástago también tendrá una perforación que conecte una cámara con la otra. Por lo que se ocupará el modelo básico de válvulas presente en la Figura 4.9, donde se comunica la cámara 1 con la cámara 2 a través de dos perforaciones, la perforación A_P^* corresponde al área efectiva del orificio paralelo, que en nuestro caso corresponde a la perforación del vástago. Mientras que la perforación A_V^* es el área efectiva de la apertura de la válvula, la cual alcanza un valor máximo A_M^* cuando se encuentra la válvula completamente abierta, lo que corresponde a las perforaciones presentes en el pistón.

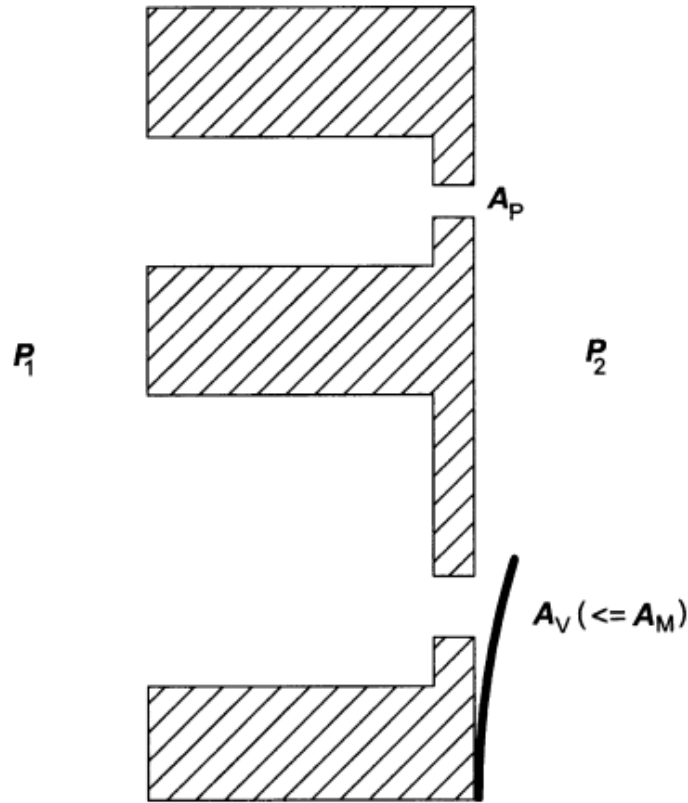


Figura 4.9: Modelo básico de válvulas. [4]

El comportamiento de la apertura de la válvula se puede considerar como el gráfico de la Figura 4.10, donde se consideran tres etapas, la primera es con la válvula cerrada la cual dura hasta que la presión alcance la presión de apertura de la válvula cerrada P_{vfc} . Luego está la segunda etapa consiste en el área variable, donde a medida que aumenta la presión, aumenta la apertura de la válvula hasta llegar a la presión de apertura máxima de la válvula P_{vfo} . En la tercera etapa, por más que se aumente la presión, el área de la válvula no aumenta. Lo que genera que el amortiguador se comporte como el gráfico de la Figura 4.11

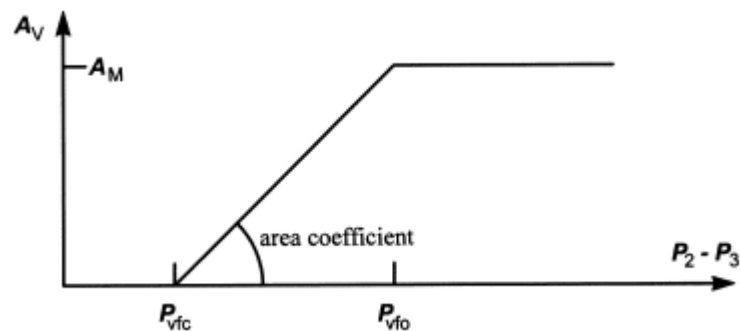


Figura 4.10: Características del área variable. [4]

De forma que si se considera una válvula lineal se puede expresar el caudal total entre una cámara y la otra de la forma:

$$Q = A_P^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P < P_{vfc} \quad (4.36)$$

$$Q = \left(A_P^* + \frac{P - P_{vfc}}{P_{vfo} - P_{vfc}} A_M^* \right) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P_{vfc} < P < P_{vfo} \quad (4.37)$$

$$Q = (A_P^* + A_M^*) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P_{vfo} < P \quad (4.38)$$

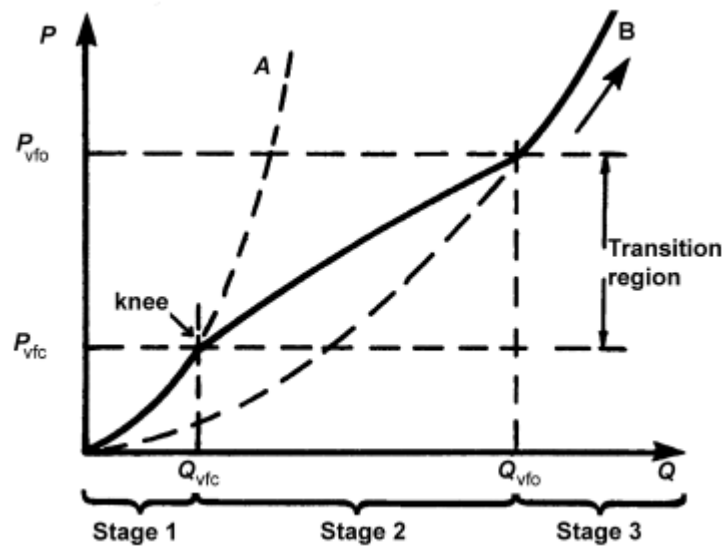


Figura 4.11: Características de transición de P(Q). [4]

Luego tenemos la ecuación que relaciona el área máxima de la válvula A_M corresponde al área de todas las perforaciones del pistón hacia esa dirección, con el diámetro de las perforaciones D_M y la cantidad de esas perforaciones z :

$$A_T^* = C_d \left(A_P + f_{VO} \frac{\pi}{4} D_M^2 z \right) \quad (4.39)$$

En la Figura 4.12 se muestran cómo se espera que sea la apertura de la lámina de una válvula según el apoyo del vástago y el diámetro de la lámina. En nuestro caso, podemos suponer una apertura del tipo (b), ya que el diámetro de vástago es menor a 0,5 veces el diámetro del pistón, por lo que se hay que considerar una cantidad de perforaciones que sean par.

Como se necesita más área en la dirección de compresión y para que el pistón sea fácil de distinguir la dirección de cada cara, la dirección de compresión tendrá 4 perforaciones y la dirección de expansión tendrá 2.

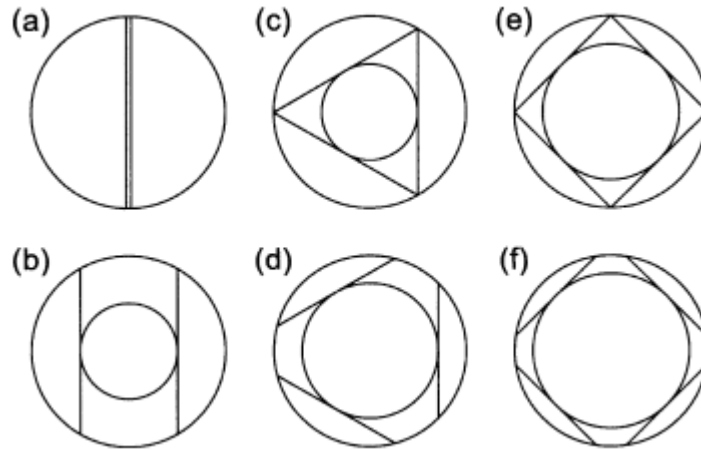


Figura 4.12: Modos de doblarse de las válvulas de lámina. [4]

Para que las dos direcciones se comporten lo más parecidas posible, se calcula el área necesaria en la perforación paralela considerando el área total de diseño de compresión y que la relación de apertura de la válvula de compresión es de 0,3. Para posteriormente ocupar esa área paralela para buscar el diámetro de la perforación de expansión que logre la relación de apertura más cercana a 0,3. De esta forma se obtienen los valores de la Tabla 4.9.

Tabla 4.9: Perforaciones en los pistones y áreas.

Amortiguador	Dirección	Área efectiva total de perforaciones [mm ²]	Cantidad de perforaciones	Diámetro de perforación [mm]	Área paralela [mm ²]	Área apertura máxima válvula [mm ²]
Delantero	Expansión	11,25	2	5,0	4,156	39,27
	Compresión	12,44	4	3,8	4,156	45,36
Trasero	Expansión	16,85	2	6,5	3,984	66,37
	Compresión	18,63	4	4,9	3,984	75,43

Para definir las presiones de apertura y apertura completa de las válvulas, se partirá definiendo la presión de apertura como un porcentaje de la presión de diseño, en este caso vamos a considerar un 80% de la presión de diseño como la presión de apertura de la válvula.

Luego a través de la definición de coeficiente de área:

$$m_A = \frac{A_M^*}{P_{vfo} - P_{vfc}} = \frac{f_{vO} A_V^*}{P - P_{vfc}} \quad (4.40)$$

Podemos calcular el coeficiente de área con la apertura de 0,3 de la válvula con la que diseñamos las perforaciones, para luego calcular la presión para la apertura completa de la forma:

$$P_{vfo} = \frac{A_M^*}{m_A} + P_{vfc} \quad (4.41)$$

De tal forma que se obtienen los valores de la Tabla 4.10, los cuales definen a las curvas de las válvulas delanteras presente en la Figura 4.13 y la curva de las válvulas traseras presentes en la Figura 4.14.

Tabla 4.10: Presiones de apertura y apertura máxima para la válvula de los pintones.

Amortiguador	Dirección	Presión de apertura [MPa]	Presión de apertura completa [MPa]
Delantero	Compresión	2,208	4,048
	Extensión	2,699	4,922
Trasero	Compresión	0,984	1,804
	Extensión	1,203	2,196

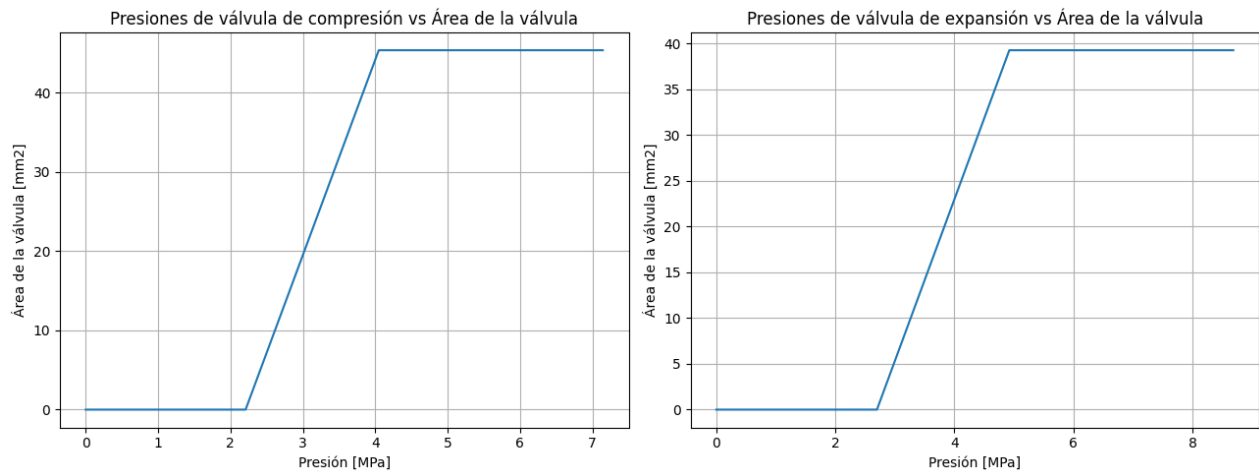


Figura 4.13: Comportamiento ideal de las válvulas del amortiguador delantero.

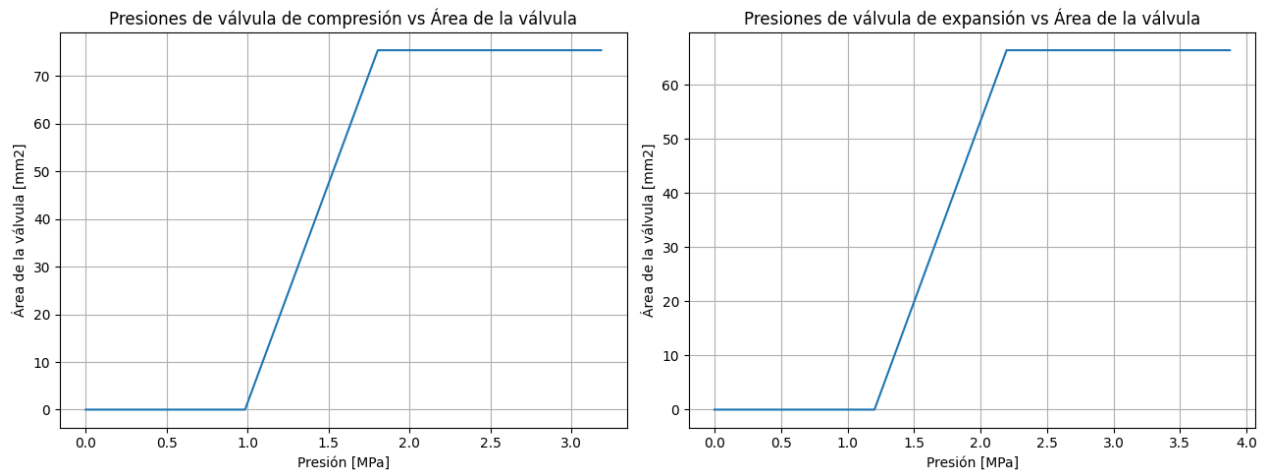


Figura 4.14: Comportamiento ideal de las válvulas del amortiguador trasero.

se puede graficar la presión vs el caudal esperada en el pistón tanto como para compresión como para extensión. Considerando la curva anterior y las siguientes ecuaciones:

$$F_E = P_E A_{PA} - P_G A_R \quad (4.42)$$

$$V_E = Q_E A_{PA} \quad (4.43)$$

$$F_C = P_C A_{PA} + P_G A_R \quad (4.44)$$

$$V_C = Q_C A_{PA} \quad (4.45)$$

Se obtienen los gráficos de la Figura 4.15 y Figura 4.16, que, si bien es cierto que no representan de forma fidedigna la realidad del amortiguador, ya que la presión del gas varía según la posición del pistón, permite una idea simple de cómo se comportará la fuerza para distintas velocidades con las perforaciones y válvulas calculadas.

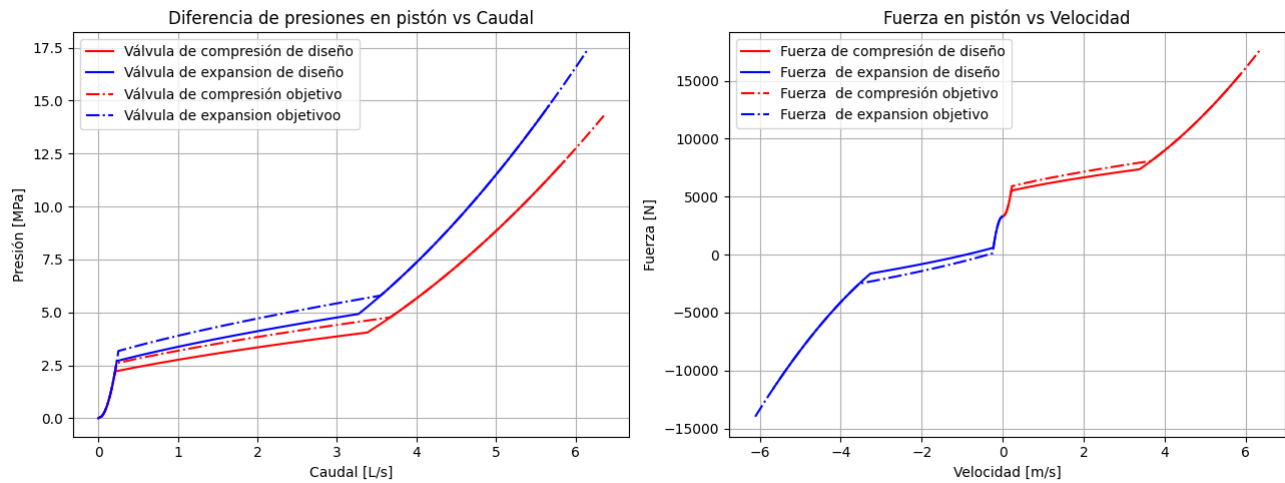


Figura 4.15: Curva P vs Q y F vs V del amortiguador delantero.

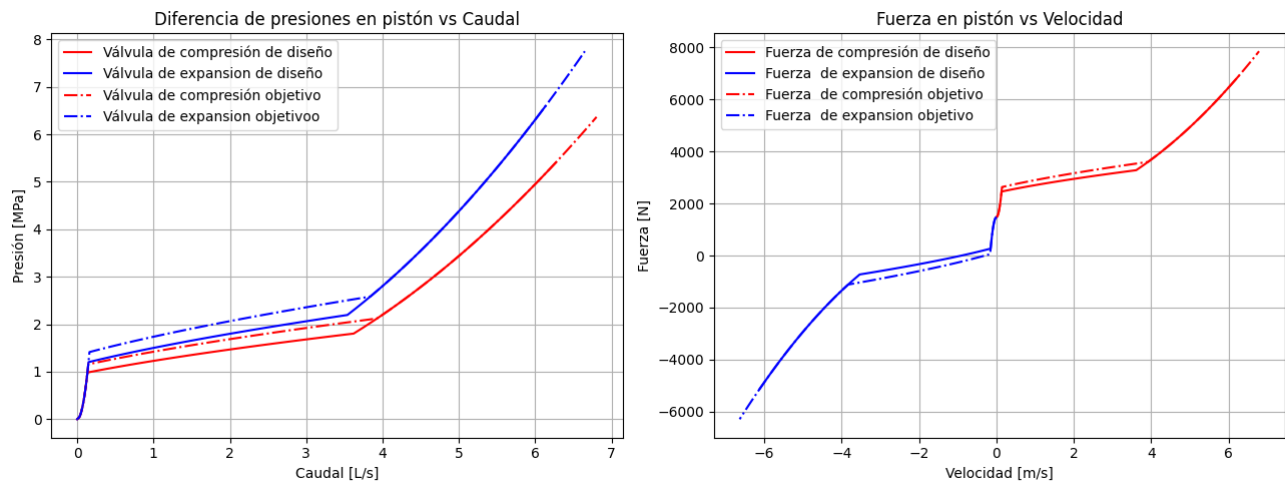


Figura 4.16: Curva P vs Q y F vs V del amortiguador trasero.

Hay que aclarar que acá se definen todos los valores ideales para los óptimos definidos en el capítulo anterior, pero para cumplir con estos valores se depende del diseño de las láminas de las válvulas, lo cual no se hará en este trabajo porque se requiere un banco de ensayo para probar diferentes configuraciones de las láminas, cambiando diámetros, espesores, cantidad de láminas, etc.

4.2.5 Aguja de regulación.

Dado que es deseable regular o modificar levemente el coeficiente de amortiguación para adaptarse a cambios de escenarios, se incorpora un sistema para regularlo sin necesidad de abrir el amortiguador. Consiste en una aguja que regula el área paralela. En esta sección se calcula la geometría de la cabeza de la aguja.

Para poder diseñar la cabeza de la aguja nos fijaremos en la primera etapa del amortiguador, donde solo hay flujo por la perforación del vástago. Reemplazando la ecuación (4.36) en la ecuación (4.44), se tiene:

$$F_C = \left(\frac{Q}{A_P^*} \right)^2 \frac{\rho}{2} A_{PA} + P_G A_R \quad (4.46)$$

Como la fuerza depende del caudal que se considere, se va a considerar el caudal generado a una presión al 80% de la presión de apertura de la válvula de compresión. De tal forma que se tiene la fuerza de referencia de la forma:

$$F_{ref} = \left(\frac{Q_{(0,8P_{vfc,compresión})}}{A_P^*} \right)^2 \frac{\rho}{2} A_{PA} + P_G A_R \quad (4.47)$$

De tal forma que se pueden definir las siguientes constantes para la fuerza de referencia:

$$K_V = \frac{Q_{(0,8P_{vfc,compresión})}^2 \rho A_{PA}}{2} \quad (4.48)$$

$$K_G = P_G A_R \quad (4.49)$$

Si queremos disminuir la fuerza original en un 25% y aumentar la máxima el mismo porcentaje, se define la fuerza mínima y máxima de la forma:

$$F_{min} = 0,75 F_{ref} \quad (4.50)$$

$$F_{máx} = 1,25 F_{ref} \quad (4.51)$$

Si queremos que la fuerza varíe de forma lineal en función al avance de la aguja x , se tiene:

$$F_C(x) = ax + b \quad (4.52)$$

Donde se tiene que cumplir:

$$x = 0: F_C = F_{min} \rightarrow F_{min} = b \quad (4.53)$$

$$x = l: F_C = F_{m\acute{a}x} \rightarrow F_{m\acute{a}x} = al + b \quad (4.54)$$

Por lo que las constantes a y b se definen como:

$$b = F_{min} = 0,75F_{ref} \quad (4.55)$$

$$a = \frac{F_{m\acute{a}x} - F_{min}}{l} = \frac{1,25 - 0,75}{l} F_{ref} = \frac{0,5}{l} F_{ref} \quad (4.56)$$

Al igualar la fuerza de referencia con la fuerza en funci3n al desplazamiento de la v\alvula, se tiene:

$$\frac{K_V}{(C_d A_P)^2} + K_G = \frac{0,5}{l} F_{ref} x - 0,75 F_{ref} \quad (4.57)$$

Al despejar el \u00e1rea paralela, se obtiene:

$$A_P = \sqrt{\frac{K_V}{\frac{0,5}{l} F_{ref} x - 0,75 F_{ref} - K_G}} / C_d \quad (4.58)$$

Como el \u00e1rea paralela ser\u00eda la diferencia de \u00e1reas entre la perforaci3n del v\u00e1stago y el di\u00e1metro de la aguja, tenemos:

$$A_P = \frac{\pi}{4} (D_{perforaci3n}^2 - D_{Aguja}^2) \quad (4.59)$$

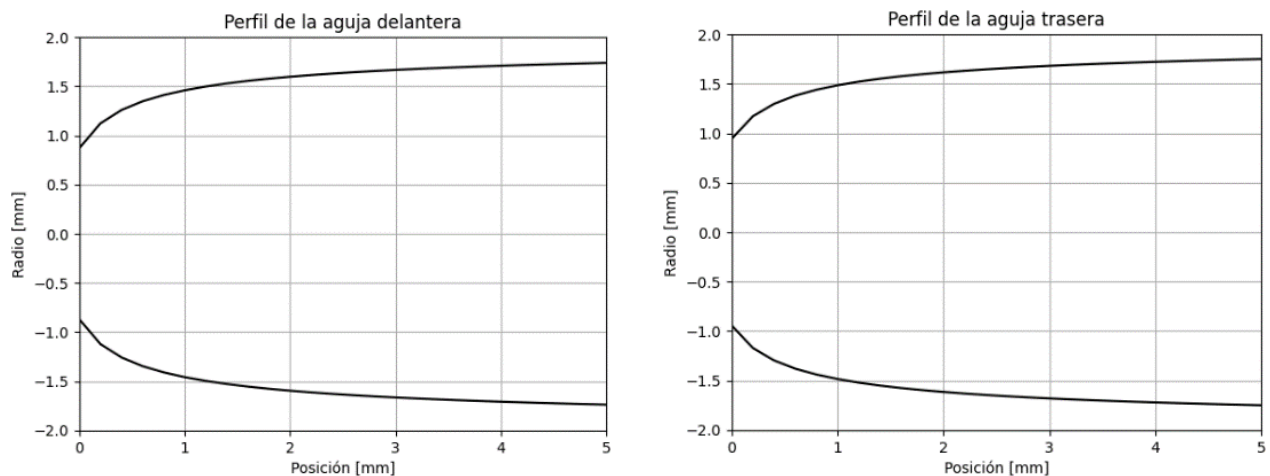


Figura 4.17: Perfiles de la aguja delantera y trasera.

Al despejar el diámetro de la aguja se obtienen los perfiles para la aguja delantera y trasera, que se encuentran en la Figura 4.17.

4.2.6 Selección de sellos.

Ahora que tenemos presiones internas máximas, diámetros y fuerzas normales, estamos en condiciones de seleccionar los sellos. Específicamente en esta sección explicaremos la selección de los sellos barredores, de vástago, guía y o-rings.

En el caso de los sellos barredores o limpiadores, estos solo tienen que soportar la velocidad máxima de 4 [m/s], por lo que se seleccionan los sellos Hallite 38 que son los únicos disponibles en los diámetros requeridos y que soportan la velocidad requerida.

Del análisis de las válvulas se obtiene que la presión máxima en el cilindro debería ser de 20 [MPa] en el caso del cilindro delantero, y de 9 [MPa] en el trasero. Lo que se vuelve criterio para seleccionar el sello de vástago y los O-ring. En el caso del sello de vástago se utilizará el sello Hallite R16 que es el único modelo que cumple con la velocidad y presión requerida. Mientras que los O-ring se pueden usar los de nitrilo seleccionando los diámetros correctos para cada posición.

Para los sellos guías solo tenemos que cumplir con la carga normal. El catálogo de SFK ofrece la siguiente relación para calcular el ancho de la guía para pistón:

$$L = \frac{Ff}{pD} + 2 \quad (4.60)$$

Y la relación para guías de vástago sería:

$$L = \frac{Ff}{pd} + 2 \quad (4.61)$$

Donde F es la fuerza radial en [N], f es el factor de seguridad que se recomienda un valor de al menos 2 para casos de temperatura de hasta 80 [°C], p es la presión de carga máxima para el sello guía [N/mm], D es el diámetro interior del cilindro y d es el diámetro del vástago.

En este caso se seleccionan sellos guías Hallite 506, que tienen una presión de carga máxima de 58 [N/mm] a 80 [°C].

De tal forma que se seleccionan los sellos de la Tabla 4.11 para cada componente.

Tabla 4.11: Sellos para cada componente.

Pieza	Tipo de sello	
Tapa tubo amortiguador-chasis	O-ring	Parker 2-126 N70
Pistón flotante	O-ring	Parker 2-126 N70
Tapa tubo amortiguador-vástago	Sello barredor	Hallite 38 d18 D24 L7
	Sello vástago	Hallite R16 d25,5 D18 L3,2
	Sello guía	Hallite 506 d18 D23 L5,6
	O-ring	Parker 2-126 N70
Tuerca tubo amortiguador-vástago	Sello guía	Hallite 506 d55 D60 L5,6
Aguja de regulación	O-ring	Parker 2-006 N70
Pistón	Sello guía	Hallite 506 d35 D40 L5,6
Tapa tubo exterior-tubo amortiguador	Sello barredor	Hallite 38 d18 D24 L7
	Sello guía	Hallite 506 d45 D50 L13

4.3 Diseño final y planos.

La tercera parte consiste en hacer planos del diseño, y en base a eso calcular el listado de materiales y componentes.

4.3.1 Planos del amortiguador.

Luego de diseñar cada pieza, se generan los planos como se ve en la

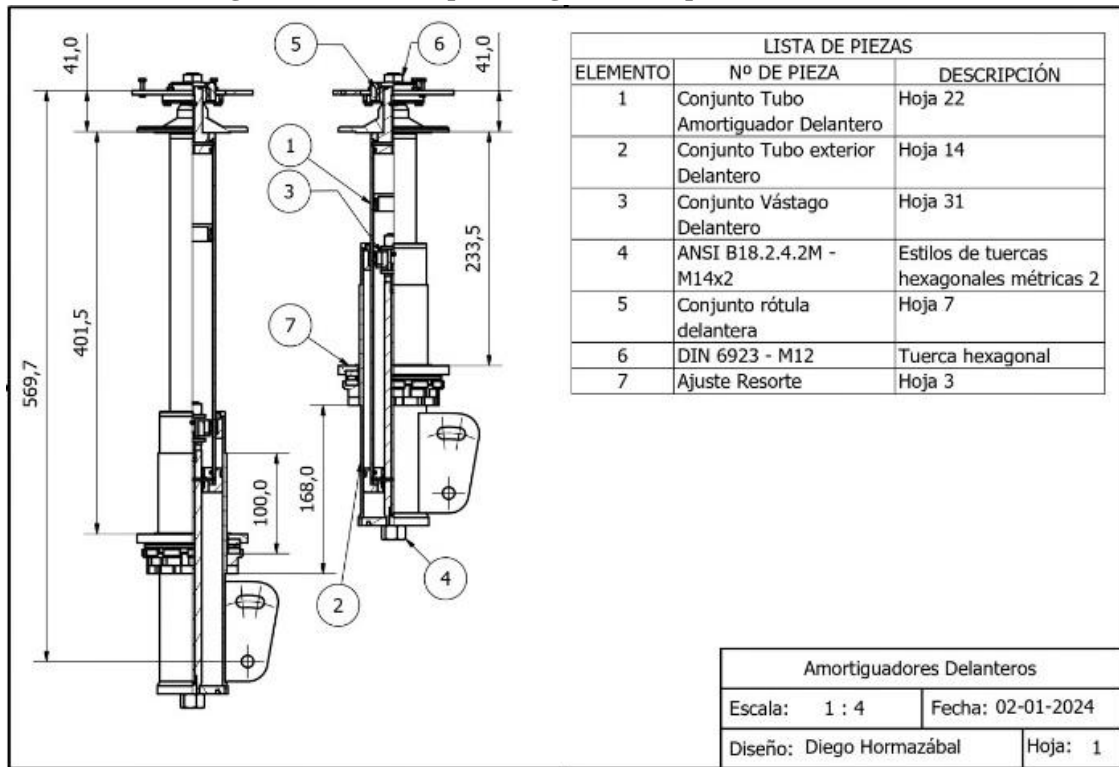


Figura 4.18 y Figura 4.19. Todos los planos se encuentran en

Anexo E: Planos.

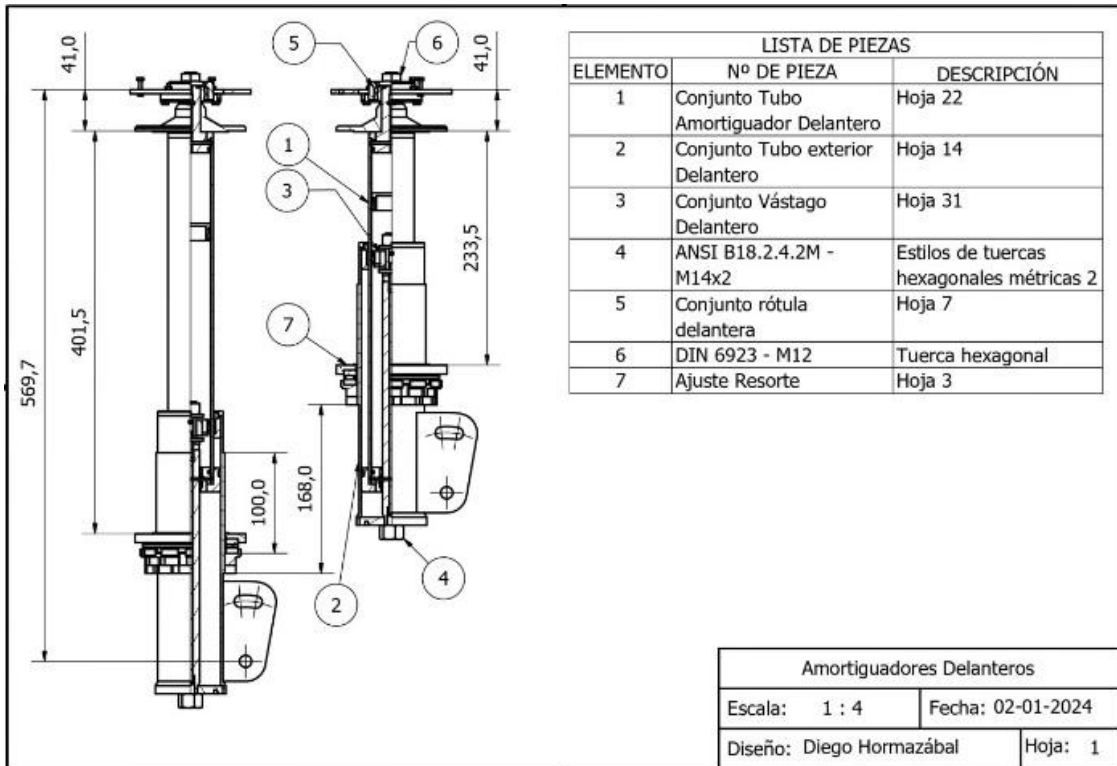


Figura 4.18: Conjunto amortiguador delantero.

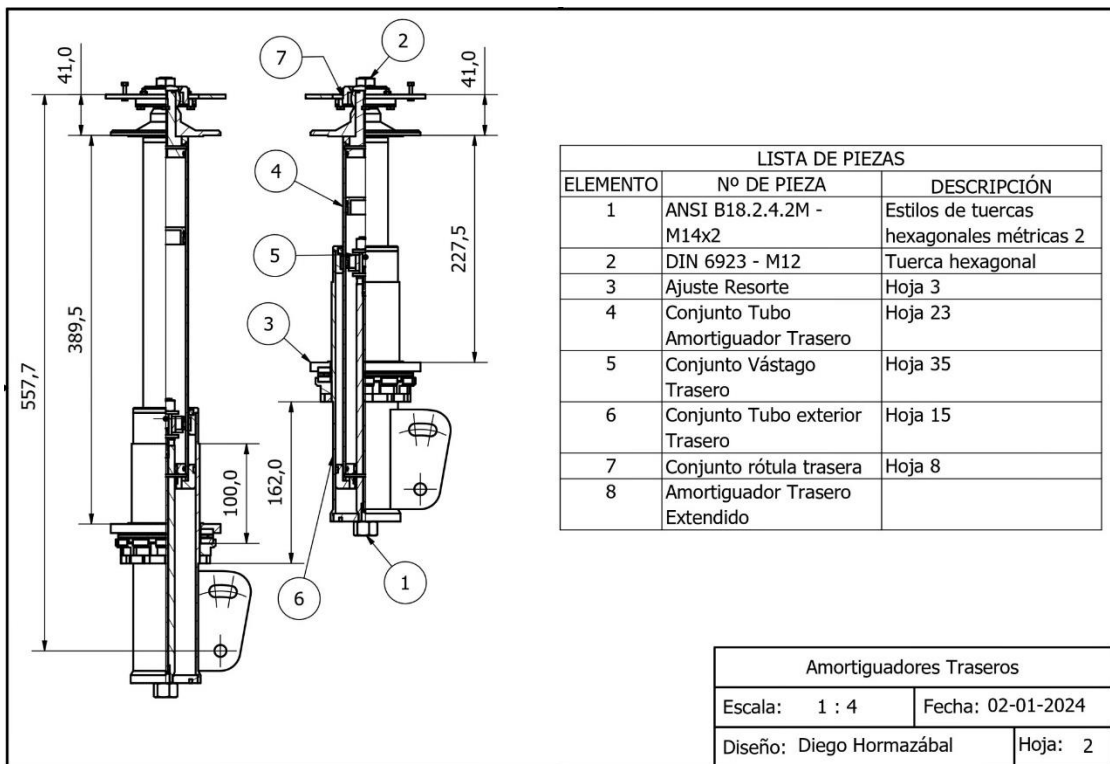


Figura 4.19: Conjunto amortiguador trasero.

4.3.2 Listado de materiales.

Del análisis realizado en el Anexo F: Generación del listado de materiales. Se obtiene el listado de todos los materiales necesarios para fabricar los cuatro amortiguadores, presente en la Tabla 4.12.

Tabla 4.12: Materiales a cotizar para poder fabricar los cuatro amortiguadores.

Material	Diámetro [mm]	Largo a cotizar [mm]
Barra acero SAE 1045	65	10
Barra acero SAE 1045	90	38
Barra acero SAE 1045	95	86
Barra acero SAE 1045	100	77
Barra acero SAE 1045	110	48
Barra acero SAE 1045	120	19
Barra Aluminio	16	139
Barra Aluminio	40	667
Barra Aluminio	50	38
Barra Aluminio	65	187
Barra Aluminio	115	144
Tubo Cromado	45x25	1642
Tubo bruñido	60x70	1315
Barra cromada	18	1450
Pletina acero 5 [mm] espesor	75 mm de ancho	960

4.3.3 Listado de componentes.

Los componentes utilizados en los amortiguadores delanteros son los mismos que en los traseros, por lo que la cantidad de componentes de cada amortiguador es la mismo, por esto en la Tabla 4.13 se tienen los componentes comerciales junto a su cantidad si se quiere hacer un amortiguador o los cuatro juntos.

Tabla 4.13: Componentes comerciales.

Componente	Cantidad para un amortiguador	Cantidad total
Tuerca M14x2	1	4
Tuerca con golilla incorporada M12x1,75	1	4
Tuerca M3x0,5	7	28
Tuerca M12x1,25	1	4
Arandela plana para M12	2	8
Perno M4x0,7 de 8 mm de largo	4	16
Perno M3x0,5 de 16 mm de largo	7	28
Perno sin cabeza M4x0,7 de 5 mm de largo	2	8
Perno sin cabeza M8x1,25 de 30 mm de largo	1	4
Perno sin cabeza M8x1,25 de 25 mm de largo	1	4
Rótula plana SKF GE 20 C	1	4
Arandela universal SKF LS 7095	2	8
Rodamiento axial SKF AXK 7095	1	4
Sello de vástago R16 d25,5 D18 L3,2	1	4
Sello de barrido Hallite 38 d45 D55,6 L7	1	4
Sello de barrido Hallite 38 d18 D24 L7	1	4
Sello guía Hallite 506 d45 D50 L13	1	4
Sello guía Hallite 506 d18 D23 L5,6	1	4
Sello guía Hallite 506 d55 D60 L5,6	1	4
Sello guía Hallite 506 d35 D40 L5,6	2	8
O-ring Parker 2-126 N70	3	12
O-ring Parker 2-006 N70	1	4
Anillo de retención interior de 40 mm	2	8

4.4 Síntesis.

Primero se diseña la parte exterior del vehículo y luego los interiores. Para el exterior se decide la configuración de un amortiguador invertido porque este posee un tubo exterior en paralelo al vástago, generando una deflexión menor. A partir del diseño conceptual y las mediciones de espacio se definen largos para los tubos y vástagos. Aplicando la ecuación diferencial de la curva elástica al amortiguador se seleccionan los diámetros de 40x45 [mm] para el tubo del amortiguador, 60x65 [mm] para el tubo exterior y un vástago de 18 [mm] con una perforación de 5 [mm].

Para los interiores, primero se aplica la relación de instalación para pasar del coeficiente de amortiguamiento en la rueda al coeficiente de amortiguamiento del amortiguador. Valor que se ocupa con las definiciones de válvulas para definir la cantidad de perforaciones en los pistones, presiones de apertura inicial y completa de las válvulas y el perfil de la aguja de regulación. Si bien se definen las presiones de apertura de la válvula, no se diseñan la cantidad de láminas para lograr estos valores.

Finalmente se generaron los planos presentes en el

Anexo E: Planos. En base a los planos se genera la lista de materiales necesarios para la fabricación en la Tabla 4.12 y la lista de componentes comerciales de la Tabla 4.13.

CAPÍTULO 5: Propuestas de resortes.

En este capítulo se define un resorte helicoidal mecanizado, para luego definir las características que deben cumplir los resortes del vehículo y entregar una opción que cumpla con los requisitos.

5.1 Resortes mecanizados.

Hay dos objetivos principales de los resortes, el primero es que cumplan con el coeficiente de rigidez definido en el capítulo 2 para tener un óptimo de adherencia, mientras que el segundo objetivo es que idealmente sean fabricables en la universidad.

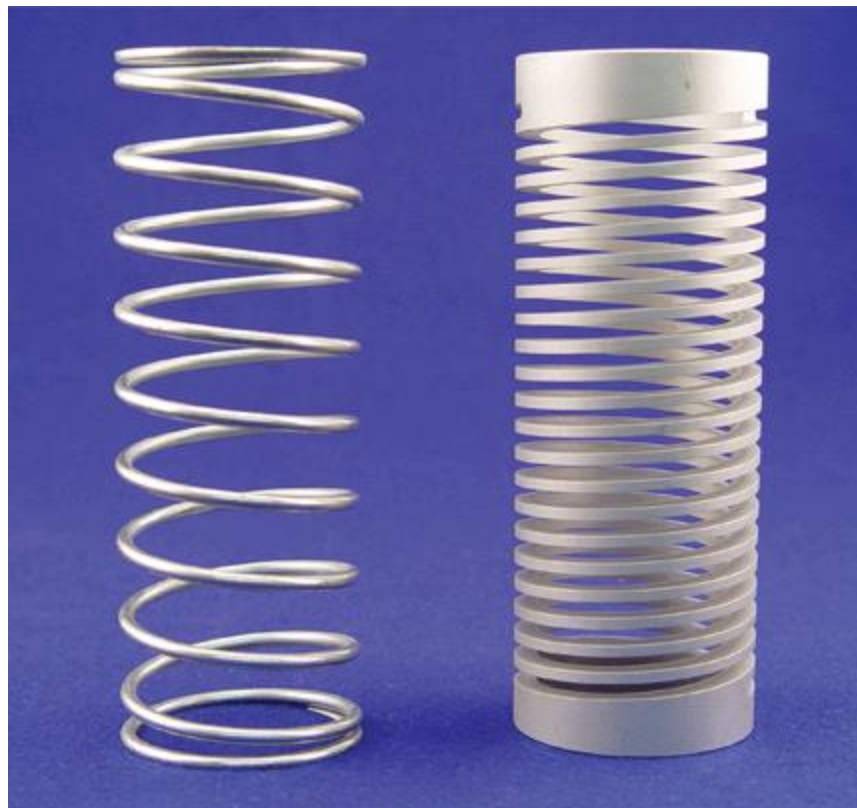


Figura 5.1: Resorte helicoidal tradicional y resorte helicoidal maquinado. [8]

Los resortes helicoidales convencionales son fabricados a partir de una barra de metal la cual se enrosca dándole la forma helicoidal, para lo cual existen máquinas especiales para darle la forma, máquinas con las que no cuenta la universidad. Es por esto que se opta por un resorte helicoidal maquinado, que se encuentra a la derecha de la Figura 5.1, el cual se hace a partir de un cilindro que se mecaniza en fresadoras con el accesorio que permite hacer pasos helicoidales o en CNC de cinco

ejes. En el caso de la universidad, se encuentra disponible una fresadora con el accesorio, por lo que si es una opción que pueda ser fabricada en las instalaciones.

Una gran ventaja del resorte maquinado es la precisión en su coeficiente de rigidez, ya que un resorte maquinado bien diseñado y fabricado ofrece una precisión de 1%, la cual puede llegar a 0,1% si se hace un postprocesado correcto. Pero su mayor desventaja es el costo, que por cantidad de material base y por tipo de mecanizado, es muy superior al costo de un resorte tradicional. [8]

Como en este caso la propuesta es para poder ser fabricado en la universidad, se diseñará pensando en un resorte helicoidal maquinado.

5.2 Condiciones impuestas por el diseño del amortiguador.

El diseño del amortiguador es el que define la carrera y espacio para el resorte. Mientras que el coeficiente de rigidez que queremos encontrar es respecto a lo calculado en el capítulo 3.

De la Figura 4.18 tenemos la carrera del amortiguador, la carrera del SAG, el largo sólido máximo, diámetro interior del resorte y diámetro exterior máximo del resorte para el amortiguador delantero, mientras que de la Figura 4.19 extraemos los mismos valores, pero para el amortiguador trasero. Por otro lado, tenemos los valores que queremos para la extensión en estado de compresión por carga estática, que corresponden a los valores de la Tabla 4.2 y Tabla 4.3 para el caso de SAG 0,4.

Al igual que como hicimos para los coeficientes de amortiguamiento, la rigidez que tiene que estar presente en el resorte para cumplir con la rigidez óptima de la rueda se obtiene con la relación de instalación, con la formula:

$$K_S = \frac{K_Z}{q^2} \quad (5.1)$$

De la misma relación de instalación se obtiene la fuerza de compresión estática en el resorte de la forma:

$$F_{S,estática} = \frac{F_{Z,estática}}{q} = \frac{Mg}{q} \quad (5.2)$$

De forma que podemos obtener la cantidad de largo que se comprime el resorte de la forma:

$$\Delta L_{estático} = \frac{F_{S,estática}}{K_S} = \frac{Mg}{qK_S} \quad (5.3)$$

Con esto podemos definir el largo de precarga y el largo libre del resorte de la forma:

$$L_{precarga} = \Delta L_{estático} - L_{extensión} \quad (5.4)$$

$$L_{libre, \acute{o}pt} = L_{recorrido \text{ amort.}} + L_{precarga} + L_{SAG} \quad (5.5)$$

De tal forma que se tienen los valores de la Tabla 5.1.

Tabla 5.1: Condiciones establecidas para los resortes.

Variable	Delantera	Trasera
Largo del recorrido del amortiguador [mm]	168	162
Largo de variación del SAG [mm]	100	100
Largo sólido máximo del resorte [mm]	133,5	127,5
Diámetro interior del resorte [mm]	75	75
Diámetro exterior máximo del resorte [mm]	110	110
Largo de extensión [mm]	67	65
Rigidez óptima del resorte [N/m]	29262,6	13038,9
Variación de largo por carga estática [mm]	122,8	140,7
Largo de precarga [mm]	55,8	75,7
Largo libre óptimo del resorte [mm]	323,8	337,7

5.3 Cálculo de los resortes.

Como la sección de la hélice se vuelve rectangular después del mecanizado, se calculará el resorte como si fuera un resorte helicoidal fabricado a partir de una barra rectangular.

En este caso partimos comprobando si la sección definida soporta el esfuerzo máximo sin entrar en fluencia, para esto se parte calculando la fuerza máxima del resorte de la forma:

$$F_{m\acute{a}x} = K_{S, \acute{o}ptimo} L_{libre, \acute{o}pt} \quad (5.6)$$

Luego se obtiene el esfuerzo máximo de un resorte helicoidal de sección rectangular de la forma [9]:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{K_{rw} K_2 F_{m\acute{a}x} D}{bh^2} \quad (5.7)$$

Donde K_{rw} es una relación entre el esfuerzo local máximo de cortante en la sección y el esfuerzo normal, K_2 es el segundo factor de forma de este tipo de resortes, D es el diámetro medio de la espiral, b y h son las dimensiones de la sección transversal rectangular con h paralela al eje de la espiral.

Este esfuerzo se compara con el esfuerzo de fluencia de un acero SAE 4340 con revenido a 250°C. Inicialmente se consideró un acero SAE 1045 porque es más barato, pero su esfuerzo de fluencia es bajo, por lo que si se quería usar la espira tenía que ser muy grande. En el caso del acero SAE 4340

también se necesita una espira muy grande si no se hace un postratamiento como el revenido a 250°C.

Si el esfuerzo del resorte es menor se procede con la siguiente relación para la rigidez del resorte:

$$k = K_1 \frac{bh^3G}{D^3N_a} \quad (5.8)$$

Donde N_a es el número de espiras activas, G es el módulo de corte y K_1 es otro factor de forma.

Los valores de los factores de forma K_1 , K_2 y la relación entre el esfuerzo local máximo de cortante en la sección y el esfuerzo normal K_{rw} según relación entre ancho y alto de la espira, se encuentran en el Anexo G: Tablas de las constantes para resortes de espira rectangular.

Como ya teníamos el coeficiente elástico y la definición de la sección, se despeja el número de espiras activas de la ecuación (5.8), así se obtiene el número de espiras activas específico para tener el coeficiente óptimo. Luego este número de espiras se aproxima un número que sea posible de fabricar y se recalcula el coeficiente elástico del resorte.

Por el tipo de forma que tienen los resortes maquinados se tiene la siguiente relación para el número de espiras totales:

$$N_t = N_a + 1 \quad (5.9)$$

Con el número de espiras totales se puede calcular el largo sólido como:

$$L_s = N_t h \quad (5.10)$$

Como tenemos un largo sólido máximo por restricciones geométricas que vienen del diseño del amortiguador, en el caso de que el resorte seleccionado sea superior a ese valor, se cambia la espira por una con menos altura, por eso la sección que se ocupa tiene una altura de espira menor que su ancho.

La diferencia entre el largo sólido máximo y el obtenido se tiene que sumar al recorrido, por lo que:

$$L_{\text{libre,}\delta\text{opt}} = L_{\text{recorrido amort.}} + L_{\text{precarga}} + L_{\text{SAG}} + L_{s,\text{max}} - L_s \quad (5.11)$$

Con esta nueva definición se obtiene el paso óptimo de la espira para tener el largo libre de la forma:

$$p_{\text{opt}} = L_{\text{libre,}\delta\text{opt}} / N_t \quad (5.12)$$

Este valor de paso se aproxima al entero mayor más cercano, para luego recalculer el largo libre del resorte, luego se vuelve a comprobar que el esfuerzo no sobrepase el esfuerzo de fluencia para la rigidez y paso libre final.

Con este procedimiento se obtienen los valores de la Tabla 5.2.

Tabla 5.2: Geometría de los resortes.

Variable	Delantero	Trasero
Diámetro interior [mm]	75	75
Ancho de espira [mm]	15	10
Altura de espira [mm]	9	8
Paso [mm]	31	31
Cantidad de espiras activas	10,5	11
Cantidad de espiras total	11,5	12
Largo sólido [mm]	103,5	96
Largo libre [mm]	356,5	372
Largo total [mm]	460	468
Rigidez óptima [N/m]	29262,6	13038,9
Rigidez del resorte [N/m]	29115,8	12920,3
Error en la rigidez [%]	0,5	0,9

5.4 Síntesis.

Se decide usar un resorte maquinado por la posibilidad de fabricarlo en la universidad y la mayor facilidad de generar el coeficiente de rigidez correcto.

Del análisis del diseño del amortiguador se extraen las dimensiones que debe cumplir el resorte, mientras que de la relación de instalación se transforma el coeficiente de rigidez vertical óptimo a el coeficiente óptimo que debe tener cada resorte.

Se obtienen las características de los resortes de la Tabla 5.2, donde hay una opción para el resorte delantero que presenta un error del 0,5% en comparación al óptimo, junto a una opción para el resorte trasero con un error de 0,9% en contraste al óptimo.

Capítulo 6: Conclusiones.

Debido a que la estructura del vehículo de competición de la facultad es Mc Pherson, el amortiguador tiene doble función en el sistema, ya que aparte de amortiguar los estímulos del camino, tiene una función estructural que es soportar fuerzas y momentos para mantener la rueda con el camber adecuado.

Para desarrollar todo el proceso de diseño se necesita de manera obligatoria la distribución de masa del vehículo, las relaciones de instalación y las dimensiones de la estructura. Ya que son la base para calcular los coeficientes de rigidez y amortiguamiento óptimos en la suspensión, junto con definir las dimensiones y cargas que pueden tener el resorte y el amortiguador. Mientras que de manera opcional resulta útil tener la rigidez del neumático a diferentes presiones de aire, ya que sirve de criterio para definir los coeficientes óptimos de la suspensión.

Hay modelos que permiten el análisis de la dinámica vertical del vehículo, de los cuales se desprenden métodos para definir los coeficientes de rigidez y amortiguamiento. Como los métodos no apuntan a todos los parámetros del vehículo, hay que relacionarlos para obtenerlos.

Se relacionan los métodos con tres procedimientos para obtener todos los parámetros del vehículo. Los cuales al comparar las rms de las fuerzas normales en la rueda, se obtiene que el procedimiento que genera una menor variación de las fuerzas, es decir, una mejor adherencia, es el tercer procedimiento. Obteniendo como óptimo un coeficiente de rigidez vertical y de amortiguamiento vertical de 15636,8 [N/m] y 1932,2 [Ns/m] respectivamente para la suspensión delantera, junto a 10143,3 [N/m] y 1250,4 [Ns/m] para la rueda trasera.

La estructura del amortiguador es invertida, la cual tiene un tubo exterior en paralelo al vástago para disminuir la deflexión. Luego de un análisis de las dimensiones disponibles en el vehículo, se logran los largos de los componentes para tener una carrera de 168 [mm] en el amortiguador delantero y de 162 [mm] en el trasero. Los cuales para tener una variación máxima de 1,5 [°] de camber en la rueda delantera, tendrán diámetros de 40x45 [mm] para el tubo del amortiguador, 60x65 [mm] para el tubo exterior y un vástago de 18 [mm] con una perforación de 5 [mm].

Para tener un coeficiente de amortiguamiento cercano al óptimo, la cámara de gas delantera debe tener una presión inicial de 13,0 [MPa], mientras que la trasera solo debe tener 5,8 [MPa]. El pistón delantero tiene 2 perforaciones de 5,0 [mm] de diámetro para la dirección de expansión y 4 perforaciones de 3,8 [mm] para compresión, con el ideal de que las válvulas se comporten como en la Figura 4.13. Mientras que el pistón trasero tiene 2 perforaciones de 6,5 [mm] de diámetro para la dirección de expansión y 4 perforaciones de 4,9 [mm] para compresión, con el ideal de que las válvulas se comporten como en la Figura 4.14. Además, se definen los perfiles de las agujas de regulación de la Figura 4.17, que permiten variar la fuerza de la primera etapa del amortiguador entre 0,75 y 1,25 veces la fuerza objetivo.

Se realizan los planos presentes en el Anexo E respetando todas las características mencionadas, junto a la lista de componentes comerciales presente en la Tabla 4.13 y los materiales necesarios que se encuentran en la Tabla 4.12, de tal forma que solo falta cotizar.

En la universidad solo se pueden fabricar resortes helicoidales mecanizados. Por lo que se propone hacer resortes a partir de acero SAE 4340 con un revenido a 250°C post mecanizado, los cuales deben tener 75 [mm] de diámetro interior, 15 [mm] de ancho en la espira, 9 [mm] de alto de espira, paso de 31 [mm] y 10,5 espiras activas para los resortes delanteros. Mientras que los traseros deben tener 75 [mm] de diámetro interior, 10 [mm] de ancho en la espira, 8 [mm] de alto de espira, paso de 31 [mm] y 11 espiras activas. De tal forma que hay un error inferior al 1% entre el coeficiente de los resortes y el óptimo.

Trabajos Futuros.

Como trabajos futuros está el diseño de las válvulas, ya que solo se definió el comportamiento ideal de ellas, hay que probar varias configuraciones de diámetros y cantidad de láminas para tener un comportamiento parecido al ideal.

En el caso de que se fabrique el amortiguador, hay que probar como se comporta en realidad, ya que las fuerzas de roce y la variación de la presión de la cámara de gas por el movimiento del pistón flotante evitarán que se comporte como el caso ideal graficado. Esto podría significar otra variación de la configuración de las laminas de las válvulas para tener un comportamiento parecido al propuesto.

La estructura fue pensada en la carga crítica que presenta el amortiguador delantero, pero el amortiguador trasero nunca llegara a esta carga, por lo que sería ideal que alguien diseñara la estructura del amortiguador trasero pensando en la carga máxima de este. Esto podría significar que atrás no sea necesario un amortiguador invertido, lo que se podría traducir en una disminución de los costos.

Por temas de costos, es posible que no sea conveniente fabricar un resorte mecanizado. Lo que se puede reemplazar por un resorte helicoidal convencional, el cual habría que calcular para tener el coeficiente de rigidez óptimo para cada rueda.

Si se llega a fabricar la suspensión, sería un buen estudio el analizar el comportamiento del vehículo con la suspensión original y la suspensión fabricada, enfocándose en si la suspensión se traduce en un cambio considerable en los tiempos de vuelta.

Esta memoria puede ser la base para varios proyectos del equipo Firt, hay varios puntos que se pueden debatir y que se pueden mejorar con el tiempo. En este caso se analizo un sistema de suspensión pasiva, que es lo más básico. Pero sería bueno que el equipo no se quede solo con esta idea, que lo tome como base y que apunte a sistemas de suspensión más complejos como una activa o aplicarlo en otros tipos de vehículos.

Referencias

- [1] R. S. Vejar Gutiérrez, «Evaluación, propuesta e implementación de modificaciones dinámicas para mejorar el tiempo de vuelta de un vehículo de competición,» Universidad de Concepción, Concepción, 2023.
- [2] R. V. Uribe Opazo, «Diseño, fabricación y exploración de dispositivo disipador de energía para estructuras en base a fricción en arena,» Universidad de Concepción, Concepción, 2023.
- [3] A. Goodarzi, Y. Lu y A. Khajepour, *Vehicle Suspension System Technology and Design*, Springer, 2023.
- [4] P. F. F. John C. Dixon, *The Shock Absorber Handbook*, : John Wiley & Sons Ltd, 2007.
- [5] M. Guiggiani, *The Science of Vehicle: Handling, Braking, and Ride of Road*, Pisa: Springer, 2018.
- [6] F. Scheibe y M. C. Smith, «Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions,» *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 47, n° 10, pp. 1229-1252, 2009.
- [7] F. Suspension, «Flatout Suspension,» [En línea]. Available: https://flatoutsuspension.net/products/evo-gr50?pr_prod_strat=e5_desc&pr_rec_id=279e597db&pr_rec_pid=6081926135985&pr_ref_pid=4654653014091&pr_seq=uniform. [Último acceso: Marzo 2024].
- [8] G. L. Boehm, «Design World,» 13 Mayo 2007. [En línea]. Available: <https://www.designworldonline.com/wire-springs-or-machined-springs/>.
- [9] R. L. Norton, *Diseño de máquinas: Un enfoque integrado*, Pearson Education Inc., 2011.
- [10] R. S. J. Lot, *Motorcycle Design*, Italia, 2021.
- [11] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics: Theory and Application*, Springer, 2017.
- [12] F. Scheibe y M. C. Smith, «Analytical solutions for optimal ride comfort and tyre grip for passive vehicle suspensions,» *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and mobility*, pp. 1229 - 1252, 2009.

Anexo A: Explicación del espectro en frecuencia en el Quarter car model.

Para poder comparar cómo se comporta la adherencia y el confort tenemos que analizar las fuerzas normales en la rueda y las aceleraciones verticales, para esto vamos a ocupar el Quarter car model.

Utilizando de referencia la Figura 3.1, Tenemos un sistema que emplea como coordenadas el desplazamiento vertical z para la masa suspendida, el desplazamiento vertical y para la masa no suspendida, junto a el desplazamiento $h_{(t)}$ que representa la superficie de la carretera a partir del perfil de la calzada y la velocidad con la que recorre el vehículo, el cual se puede representar como un desplazamiento sinusoidal de la forma $h_{(t)} = H \cos(\Omega t)$. Luego las ecuaciones de movimiento del sistema serían:

$$m_s \ddot{z} = -b(\ddot{z} - \ddot{y}) - c(\dot{z} - \dot{y}) - k(z - y) \quad (\text{A.1})$$

$$m_n \ddot{y} = -b(\ddot{y} - \ddot{z}) - c(\dot{y} - \dot{z}) - k(y - z) - p(y - h) \quad (\text{A.2})$$

Nos interesa principalmente la respuesta en estado estacionario, es decir, la integral particular del sistema de ecuaciones diferenciales. En un caso como este, se puede expresada como:

$$z_{(t)} = Z \cos(\Omega t + \varphi) \quad (\text{A.3})$$

$$y_{(t)} = Y \cos(\Omega t + \psi) \quad (\text{A.4})$$

Es decir, se pueden expresar como oscilaciones con la misma frecuencia angular Ω de la excitación, pero con desfases no nulos φ y ψ .

El análisis matemático es mucho más sencillo si se emplean números complejos. Por lo tanto, la función de fuerza viene dada como:

$$h_{(t)} = H(\cos(\Omega t) + i \sin(\Omega t)) = H e^{i\Omega t} \quad (\text{A.5})$$

Con $H \in \mathbb{R}$. La solución para estado estacionario es:

$$z_{(t)} = Z[\cos(\Omega t + \varphi) + i \sin(\Omega t + \varphi)] = Z e^{i(\Omega t + \varphi)} = \mathbf{Z} e^{i\Omega t} \quad (\text{A.6})$$

$$y_{(t)} = Y[\cos(\Omega t + \psi) + i \sin(\Omega t + \psi)] = Y e^{i(\Omega t + \psi)} = \mathbf{Y} e^{i\Omega t} \quad (\text{A.7})$$

donde $\mathbf{Z} = Z e^{i\varphi}$ e $\mathbf{Y} = Y e^{i\psi}$ son números complejos con módulo Z e Y , y fases φ y ψ .

Insertando estas expresiones en (A.1) y (A.2) y sacando $e^{i\Omega t}$ se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones con las incógnitas complejas \mathbf{Z} e \mathbf{Y} .

$$[(k - b\Omega^2) - m_s \Omega^2 + ic\Omega]\mathbf{Z} - [(k - b\Omega^2) + ic\Omega]\mathbf{Y} = 0 \quad (\text{A.8})$$

$$-[(k - b\Omega^2) + ic\Omega]\mathbf{Z} + [p + (k - b\Omega^2) - m_n \Omega^2 + ic\Omega]\mathbf{Y} = pH \quad (\text{A.9})$$

Que tiene de solución:

$$\frac{\mathbf{Z}}{H} = p \frac{[(k - b\Omega^2) + i c \Omega]}{d_{(\Omega^2)} + i c \Omega e_{(\Omega^2)}} = G_z(\Omega) \quad (\text{A.10})$$

$$\frac{\mathbf{Y}}{H} = p \frac{[(k - b\Omega^2) - m_s \Omega^2 + i c \Omega]}{d_{(\Omega^2)} + i c \Omega e_{(\Omega^2)}} = G_y(\Omega) \quad (\text{A.11})$$

Donde se definen:

$$d_{(\Omega^2)} = m_s m_n \Omega^4 - \{[p + (k - b\Omega^2)]m_s + (k - b\Omega^2)m_n\}\Omega^2 + pk \quad (\text{A.12})$$

$$e_{(\Omega^2)} = p - (m_s + m_n)\Omega^2 \quad (\text{A.13})$$

Las funciones complejas adimensionales $G_z(\Omega)$ y $G_y(\Omega)$, pueden emplearse directamente para obtener la solución de estado estacionario.

$$z(t) = H G_z(\Omega) e^{i\Omega t} \quad (\text{A.14})$$

$$y(t) = H G_y(\Omega) e^{i\Omega t} \quad (\text{A.15})$$

Desde un punto de vista práctico, nos interesa sobre todo la amplitud de estas oscilaciones en función de Ω

$$\frac{|\mathbf{Z}|}{H} = p \sqrt{\frac{[(k - b\Omega^2)^2 + c^2 \Omega^2]}{d_{(\Omega^2)}^2 + c^2 \Omega^2 e_{(\Omega^2)}^2}} = |G_z(\Omega)| \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{|\mathbf{Y}|}{H} = p \sqrt{\frac{[(k - b\Omega^2) - m_s \Omega^2]^2 + c^2 \Omega^2}{d_{(\Omega^2)}^2 + c^2 \Omega^2 e_{(\Omega^2)}^2}} = |G_y(\Omega)| \quad (\text{A.17})$$

La amplitud de las aceleraciones verticales de las masas suspendidas y no suspendidas vienen dadas por $\Omega^2 \mathbf{Z}$ y $\Omega^2 \mathbf{Y}$, respectivamente. Debido a las oscilaciones, se producen fluctuaciones en la fuerza vertical intercambiada por los neumáticos con la carretera. Más concretamente, tenemos una fuerza sinusoidal $N e^{i\Omega t}$ superpuesta sobre la fuerza constante debida al peso y, posiblemente, a las fuerzas aerodinámicas descendentes. En el Quarter car model de la Figura 3.1 obtenemos que la fuerza normal entre el neumático y el suelo es:

$$N e^{i\Omega t} = p(h - y) = p(H - \mathbf{Y}) e^{i\Omega t} \quad (\text{A.18})$$

De la ecuación (A.17), se obtiene la amplitud N como una función de la frecuencia angular Ω

$$\frac{N}{pH} = \frac{|N|}{pH} = 1 - p \sqrt{\frac{[(k - b\Omega^2) - m_s \Omega^2]^2 + c^2 \Omega^2}{d_{(\Omega^2)}^2 + c^2 \Omega^2 e_{(\Omega^2)}^2}} = 1 - |G_y(\Omega)| \quad (\text{A.19})$$

En teoría de la probabilidad, un proceso ergódico estacionario es un proceso aleatorio que presenta estacionariedad y ergodicidad. En esencia, esto implica que el proceso aleatorio sus propiedades estadísticas con el tiempo y que sus propiedades estadísticas pueden deducirse con facilidad, ya que pueden deducirse a partir de una única muestra suficientemente larga del proceso.

Los perfiles de elevación de las carreteras son procesos ergódicos estacionarios. Esto permite tratamiento estadístico bastante sencillo.

La transformada de Fourier $F(\omega)$ es una herramienta muy potente para obtener la característica de frecuencia de una función dada $f(x)$:

$$F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)e^{-i\omega x} dx \quad (\text{A.20})$$

La función $F(\omega) \in \mathbb{C}$ es precisamente el espectro de frecuencias de $f(x)$.

No podemos aplicar directamente la transformada de Fourier a un perfil vial dado $f(x) \in \mathbb{R}$ porque no tiende a cero cuando $x \rightarrow \infty$. Sin embargo, podemos introducir la función de autocorrelación espacial $R_g(\tau)$ definida por:

$$R_g(\tau) = \lim_{x \rightarrow \infty} \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{+L/2} g(x)g(x+\tau) dx \quad (\text{A.21})$$

Donde L es la longitud de la carretera con perfil $g(x)$, y a continuación se calcula su densidad espectral de potencia (PSD) como su transformada de Fourier.

$$S_g(s) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_g(\tau)e^{-ist} d\tau \quad (\text{A.22})$$

La densidad espectral de potencia se mide en $m^2/(\text{ciclos}/m)$, si g está en metros y s está en ciclos/m. Por tanto, s es la frecuencia espacial.

Si el vehículo se desplaza a velocidad constante u , podemos pasar del perfil $g(x)$ a la historia temporal $h(t)$ mediante la sencilla fórmula $h(t) = g(ut)$. La PSD $S_{h(f)}$ medida en m/Hz , de $h(t)$ puede obtenerse a partir de $S_{g(s)}$ mediante:

$$S_{h(f)} = \frac{S_{g(f/u)}}{u} \quad (\text{A.23})$$

En general, si conocemos la PSD $S_{h(f)}$ de la excitación $h(t)$ y la frecuencia $G_z(\Omega)$ del sistema lineal en cuestión, podemos obtener fácilmente la PSD de la respuesta del sistema del sistema $z(t)$ como:

$$S_{z(f)} = |G_z(2\pi f)|^2 S_{h(f)} \quad (\text{A.24})$$

donde, como es bien sabido, $\Omega = 2\pi f$.

Por ejemplo, la PSD $S_{a(f)}$ de la aceleración vertical \ddot{z} de la masa suspendida del modelo es:

$$S_{a(f)} = |(2\pi f)^2 G_z(2\pi f)|^2 S_h(f) \quad (\text{A.25})$$

De manera similar, se puede saber la PSD $S_{N(f)}$ de la fuerza normal del neumático con el suelo de manera:

$$S_{N(f)} = [p(1 - |G_y(\Omega)|)]^2 S_h(f) \quad (\text{A.26})$$

Finalmente, es posible calcular la raíz cuadrada media o RMS de la función de densidad anteriormente mostrada. Este valor nos indica el valor de las variaciones de las aceleraciones verticales de la masa suspendida y de la fuerza sobre el neumático según las siguientes ecuaciones.

$$a_{RMS} = \sqrt{\int_0^\infty S_{a(f)} df} = \sqrt{\int_0^\infty |(2\pi f)^2 G_z(2\pi f)|^2 S_h(f) df} \quad (\text{A.27})$$

$$N_{RMS} = \sqrt{\int_0^\infty S_{N(f)} df} = \sqrt{\int_0^\infty [p(1 - |G_y(\Omega)|)]^2 S_h(f) df} \quad (\text{A.28})$$

La norma ISO 8608 califica los caminos en letras de la A hasta la H según su función de densidad. Siendo la A el camino más liso y H básicamente off-road. En la se presentan los valores de S_h según la calidad del camino.

Tabla Anexo 1: Clasificación de caminos según norma ISO 8608 [10]

Clase	A	B	C	D	E	F	G	H
$S_h \left[\frac{mm^2}{ciclos/m} \right]$	16	64	256	1024	4096	16384	65536	262144

Anexo B: Condición crítica de manejo.

Cuando el auto acelera o frena, el centro de masa genera más carga adelante o atrás debido a su inercia. Esta carga aumenta la fuerza normal en la rueda que se cargue, aumentando también la carga sobre los componentes de la suspensión.

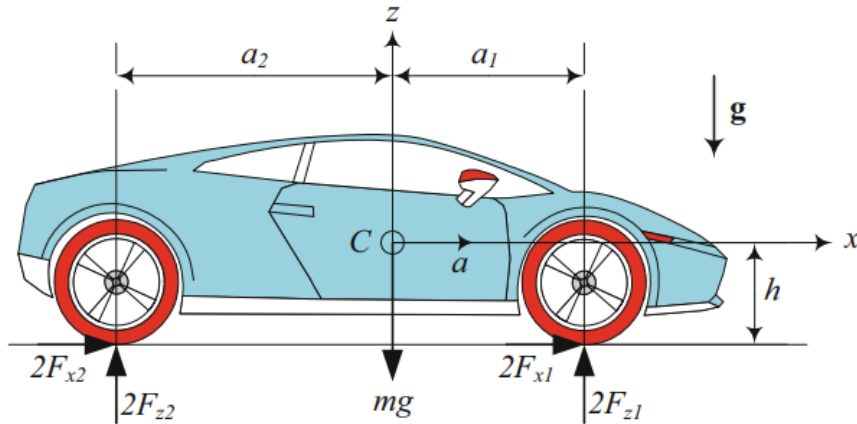


Figura Anexo 1: Diagrama de fuerzas libre para la aceleración en superficie plana [11]

Si aceleramos en un terreno plano, tendremos el diagrama de cuerpo libre de la Figura Anexo 1. Donde m es la masa total del vehículo, a es la aceleración longitudinal del vehículo, h es la altura del centro de masa, F_{z1} y F_{z2} son las fuerzas normales en las ruedas delanteras y traseras respectivamente, mientras que F_{x1} y F_{x2} son las fuerzas de tracción delanteras y traseras respectivamente, en el caso de acelerar F_{x2} es 0 ya que el auto es de tracción delantera, mientras que en el caso de frenado F_{x1} y F_{x2} son distintas de 0 porque el auto frena con las cuatro ruedas.

Tenemos que las fuerzas verticales en la parte delantera y trasera del vehículo son:

$$F_{z1} = \frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l} - \frac{1}{2}ma \frac{h}{l} \quad (\text{B.1})$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l} + \frac{1}{2}ma \frac{h}{l} \quad (\text{B.2})$$

Donde los primeros términos $\frac{1}{2}mg \frac{a_2}{l}$ y $\frac{1}{2}mg \frac{a_1}{l}$ son llamados la parte estática, y los segundos términos $\pm \frac{1}{2}ma \frac{h}{l}$ se llaman parte dinámica de la fuerza normal. [11]

Cuando un auto de tracción delantera como el de la facultad acelera, $F_{x2} = 0$ y la fuerza requerida para generar la aceleración proviene solo de las ruedas delanteras.

$$2F_{x2} = ma \quad (\text{B.3})$$

La aceleración máxima que puede lograr un auto de tracción delantera se genera cuando la fuerza de aceleración F_{x2} iguala a la fuerza de roce, es decir $F_{x2} = \mu_x F_{z2}$, que si reemplazamos con las ecuaciones (B.2) y (B.3), tenemos:

$$ma = \mu_x mg \left(\frac{a_1}{l} + \frac{a h}{g l} \right) \quad (\text{B.4})$$

Por lo que la aceleración máxima se puede escribir como:

$$\frac{a_{a,max}}{g} = \frac{a_1 \mu_x}{l - h \mu_x} \quad (\text{B.5})$$

Podemos decir que cuando el auto acelera se distribuye la masa en la parte trasera, por lo que podemos definir una masa trasera equivalente y una masa delantera equivalente de la forma:

$$m_{eq1} = mg \left(\frac{a_2}{l} - \frac{a h}{g l} \right) \quad (\text{B.6})$$

$$m_{eq2} = mg \left(\frac{a_1}{l} + \frac{a h}{g l} \right) \quad (\text{B.7})$$

Finalmente podemos decir que, en el caso de aceleración máxima, las masas equivalentes y fuerza de tracción se pueden definir en función de la fuerza de roce μ_x de la siguiente forma:

$$m_{eq1,acelerando} = m \left(\frac{a_2}{l} - \frac{h}{l} \frac{a_1 \mu_x}{l - h \mu_x} \right) = \frac{m}{l} \left(a_2 - \frac{h a_1 \mu_x}{l - h \mu_x} \right) \quad (\text{B.8})$$

$$m_{eq2,acelerando} = m \left(\frac{a_1}{l} + \frac{h}{l} \frac{a_1 \mu_x}{l - h \mu_x} \right) = m \frac{a_1}{l} \left(1 + \frac{h \mu_x}{l - h \mu_x} \right) \quad (\text{B.9})$$

$$F_{x2} = mg \frac{a_1 \mu_x}{l - h \mu_x} \quad (\text{B.10})$$

En el caso de frenado, las fuerzas verticales se expresan de la forma:

$$F_{z1} = \frac{1}{2} mg \frac{a_2}{l} + \frac{1}{2} ma \frac{h}{l} \quad (\text{B.11})$$

$$F_{z2} = \frac{1}{2} mg \frac{a_1}{l} - \frac{1}{2} ma \frac{h}{l} \quad (\text{B.12})$$

Mientras que las fuerzas de frenado se distribuyen entre las cuatro ruedas. Por lo que la aceleración de frenado máximo se consigue saturando las 4 ruedas, de forma que

$$2F_{x1} + 2F_{x2} = (2F_{z1} + 2F_{z2}) \mu_x = m g \mu_x \quad (\text{B.13})$$

Además, se tiene de la sumatoria de fuerzas en dirección longitudinal:

$$2F_{x1} + 2F_{x2} = m a \quad (\text{B.14})$$

Por lo que la aceleración de frenado máximo vendría dada por:

$$m g \mu_x = m a \rightarrow \frac{a_{f,max}}{g} = \mu_x \quad (\text{B.15})$$

Considerando el concepto de masa equivalente y la aceleración de frenado máximo, se tiene:

$$m_{eq1,frenado} = m \left(\frac{a_2}{l} + \frac{h}{l} \mu_x \right) = \frac{m}{l} (a_2 + h \mu_x) \quad (\text{B.16})$$

$$m_{eq2,frenado} = m \left(\frac{a_1}{l} - \frac{h}{l} \mu_x \right) = \frac{m}{l} (a_1 - h \mu_x) \quad (\text{B.17})$$

Analizando cómo se comportan las masas equivalentes según la variación del coeficiente de roce, se obtiene el gráfico de Figura Anexo 2, donde se ve que la mayor masa equivalente se genera en la delantera frenando a máxima capacidad con un coeficiente de roce de 1,5, resultando en una masa delantera de 832 [kg].

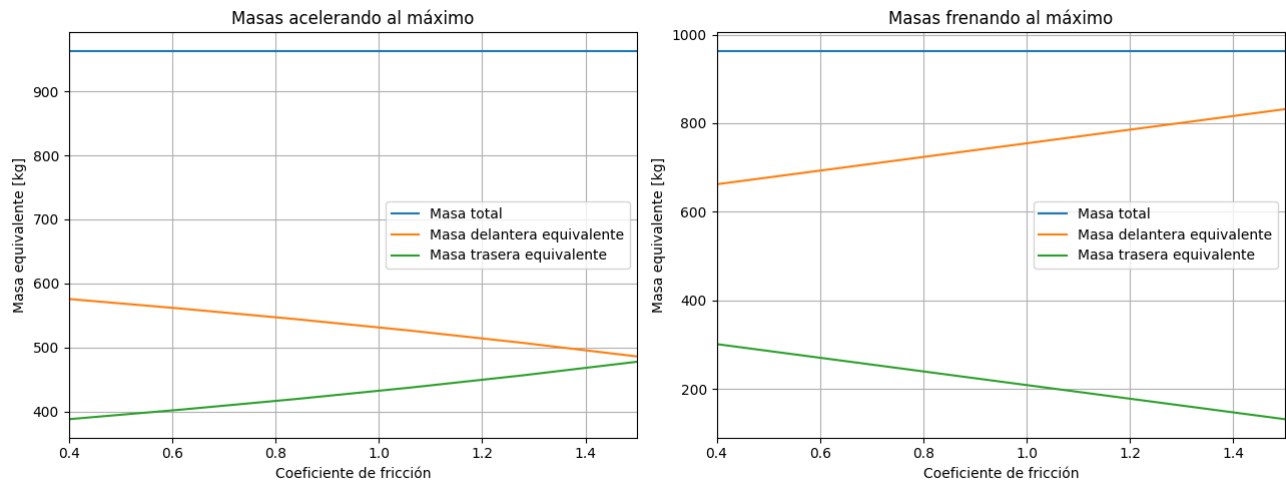


Figura Anexo 2: Masas equivalentes en aceleración y frenado máximo según coeficiente de roce.

Ahora que tenemos la masa equivalente máxima que se puede generar en aceleraciones longitudinales, hay que analizar la carga si además esa masa se encuentra con una aceleración lateral por tomar una curva.

Si analizamos la Figura Anexo 3 podemos definir las fuerzas normales en las ruedas como:

$$F_{zi} = \frac{1}{2} mg - \frac{h}{t} ma_y \quad (\text{B.18})$$

$$F_{ze} = \frac{1}{2} mg + \frac{h}{t} ma_y \quad (\text{B.19})$$

Podemos definir las fuerzas laterales F_{yi} y F_{ye} como:

$$F_{yi} = F_{zi}\mu_y \quad (\text{B.20})$$

$$F_{ye} = F_{ze}\mu_y \quad (\text{B.21})$$

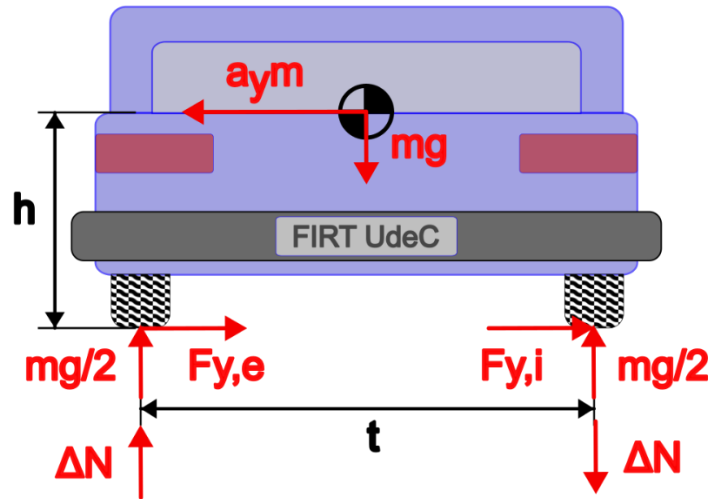


Figura Anexo 3: Análisis de aceleración lateral.

Por sumatoria de fuerzas laterales se tiene:

$$F_{yi} + F_{ye} = ma_y \quad (\text{B.22})$$

Considerando que $\mu_y = \mu_x$ se puede calcular la aceleración máxima antes de empezar a derrapar de la forma:

$$ma_y = \left(\frac{1}{2}mg - \frac{h}{t}ma_y + \frac{1}{2}mg + \frac{h}{t}ma_y \right) \mu_y = mg\mu_y \rightarrow a_y = g\mu_y \quad (\text{B.23})$$

Mientras que hay otra probabilidad de que el auto vuelque antes de empezar a derrapar, lo cual se puede deducir igualando la fuerza normal en la rueda interior a cero. De esa forma se tiene:

$$\frac{1}{2}mg = \frac{h}{t}ma_y \rightarrow a_y = \frac{gt}{2h} \quad (\text{B.24})$$

En este caso se tiene que $g\mu_y < \frac{gt}{2h}$, por lo que las ruedas empiezan a derrapar antes de volcar. De esta forma la fuerza normal máxima será:

$$F_{z,m\acute{a}x} = mg \left(\frac{1}{2} + \frac{h}{t} \mu_y \right) \quad (\text{B.25})$$

Además, se considerará que los neumáticos se encuentran saturados en la dirección x e y, de tal forma:

$$F_{x,m\acute{a}x} = \mu_x F_{z,m\acute{a}x} \quad (\text{B.26})$$

$$F_{y,m\acute{a}x} = \mu_y F_{z,m\acute{a}x} \quad (\text{B.27})$$

Definiendo la masa equivalente máxima en una rueda como la masa máxima que se carga sobre la rueda delantera y exterior al giro en un caso de frenado con giro a máxima capacidad, se tiene:

$$m_{eq,m\acute{a}x} = m_{eq1,frenado} \left(\frac{1}{2} + \frac{h}{t} \mu_y \right) \quad (\text{B.28})$$

De tal forma que si consideramos la masa equivalente delantera de frenado a máxima capacidad de 832 [kg], con una altura del centro de gravedad de 0,4 [m], una trocha de 1,5 [m] y que el coeficiente de roce en y es igual al de la dirección x. Se tiene una masa equivalente máxima de 749 [kg] en una sola rueda delantera.

Anexo C: Deflexión del amortiguador.

La deflexión del amortiguador se analiza como una viga con tres secciones como se muestra en la Figura Anexo 4, donde el primer tramo es desde el punto C o $x = 0$ hasta x_1 , donde el momento de inercia de esa sección I_1 es el correspondiente al momento de inercia del tubo amortiguador $I_{t,a}$. Luego el momento de inercia del segundo tramo I_2 que va desde x_1 hasta x_2 corresponde a la suma entre el momento de inercia del tubo amortiguador $I_{t,a}$, del tubo exterior $I_{t,e}$ y el vástago I_v . Mientras que el momento de inercia de la tercera sección I_3 que va desde x_2 hasta x_4 corresponde a la suma entre el momento de inercia del tubo exterior $I_{t,e}$ y el vástago I_v . Además, se consideran apoyos simples, ya que en el punto C el amortiguador está apoyado en la rótula plana que, si permite variar el ángulo y en el punto A, que corresponde al acople con el portamasas, también se puede variar el ángulo.

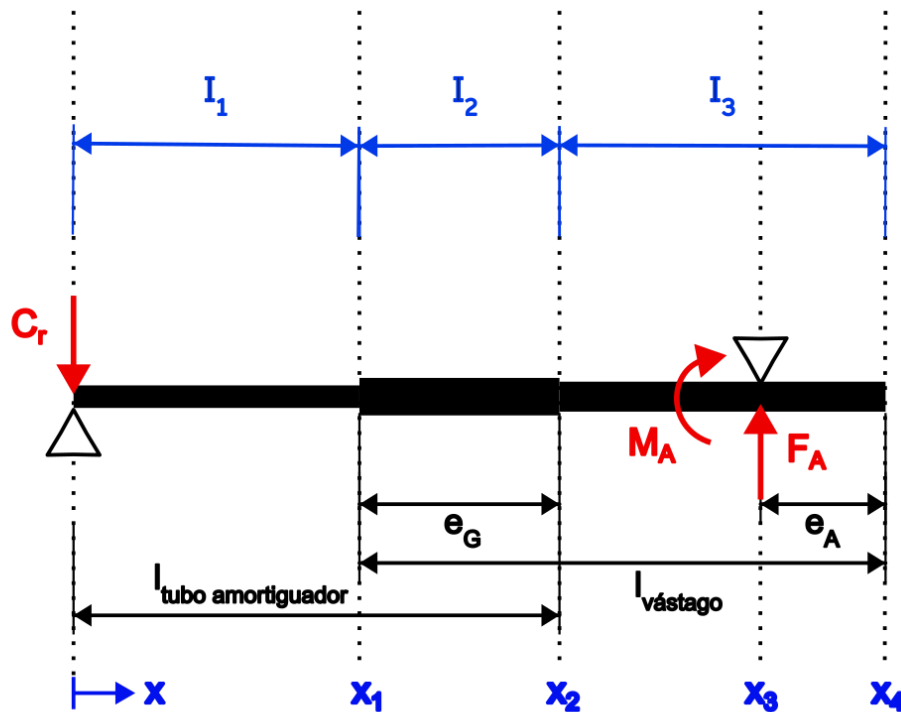


Figura Anexo 4: Amortiguador como viga.

Como el momento de inercia de una sección circular de radio r es:

$$I_{\text{sección circular}} = \frac{\pi r^4}{4} \quad (\text{C.1})$$

Por lo que una sección tubular con radio exterior r_e y radio interior r_i será:

$$I_{sección\ tubular} = \frac{\pi}{4}(r_e^4 - r_i^4) \quad (C.2)$$

Con lo que se puede calcular el momento de inercia de la sección de tubo amortiguador $I_{t,a}$, del tubo exterior $I_{t,e}$ y el vástago I_v .

Luego de la sumatoria de fuerzas y momentos de la viga se obtiene:

$$F_A = C_r \quad (C.3)$$

$$M_A = C_r x_3 \quad (C.4)$$

Luego, utilizando la ecuación diferencial de la curva elástica se obtienen las siguientes relaciones para $x \in [0, x_1]$:

$$EI_1 \frac{d^2 y}{dx^2} = C_r x \quad (C.5)$$

$$EI_1 \frac{dy}{dx} = \frac{C_r x^2}{2} + C_1 \quad (C.6)$$

$$EI_1 y = \frac{C_r x^3}{6} + C_1 x + C_2 \quad (C.7)$$

Para $x \in [x_1, x_2]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_2 \frac{d^2 y}{dx^2} = C_r x \quad (C.8)$$

$$EI_2 \frac{dy}{dx} = \frac{C_r x^2}{2} + C_3 \quad (C.9)$$

$$EI_2 y = \frac{C_r x^3}{6} + C_3 x + C_4 \quad (C.10)$$

Para $x \in [x_2, x_3]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_3 \frac{d^2 y}{dx^2} = C_r x \quad (C.11)$$

$$EI_3 \frac{dy}{dx} = \frac{C_r x^2}{2} + C_5 \quad (C.12)$$

$$EI_3 y = \frac{C_r x^3}{6} + C_5 x + C_6 \quad (C.13)$$

Para $x \in [x_3, x_4]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_3 \frac{d^2y}{dx^2} = 0 \quad (C.14)$$

$$EI_3 \frac{dy}{dx} = C_7 \quad (C.15)$$

$$EI_3y = C_7x + C_8 \quad (C.16)$$

Para resolver el sistema de ecuaciones conformado por las ecuaciones (C.6), (C.7), (C.9), (C.10), (C.12), (C.13), (C.15) y (C.16), se tiene que considerar que en el origen de x , la deflexión es 0 ($x = 0: y = 0$), en donde se apoya el tubo del amortiguador con el pistón, la deflexión y pendiente en ambos lados tienen que ser iguales ($x = x_1: y_{izquierdo} = y_{derecho}, x = x_1: \frac{dy}{dx_{izquierdo}} = \frac{dy}{dx_{derecho}}$), esta misma condición se tiene que cumplir donde el se apoya el tubo amortiguador con el tubo exterior ($x = x_2: y_{izquierdo} = y_{derecho}, x = x_2: \frac{dy}{dx_{izquierdo}} = \frac{dy}{dx_{derecho}}$). Mientras que en el punto donde se acopla el amortiguador con el portamasas, la deflexión debería ser 0 porque la rueda no debería desplazarse ($x = x_1: y = 0$), pero la pendiente no es 0, esta corresponde a la variación de camber de la rueda por la fuerza externa, por lo que se cumple que la pendiente es la misma para los dos lados ($x = x_3: \frac{dy}{dx_{izquierdo}} = \frac{dy}{dx_{derecho}}$).

Al resolver el sistema de ecuaciones con las condiciones mencionadas, se obtienen las siguientes relaciones para las constantes:

$$C_1 = \frac{C_r x_2^2}{2} \left(\frac{I_1}{I_3} - \frac{I_1}{I_2} \right) + \frac{C_r x_1^2}{2} \left(\frac{I_1}{I_2} - 1 \right) - C_6 \frac{I_1}{I_3 x_3} - \frac{C_r x_3^2 I_1}{6 I_3} \quad (C.17)$$

$$C_2 = 0 \quad (C.18)$$

$$C_3 = \frac{C_r x_1^2}{2} \left(\frac{I_2}{I_1} - 1 \right) + C_1 \frac{I_1}{I_2} \quad (C.19)$$

$$C_4 = -\frac{C_r x_1^3}{3} \left(\frac{I_2}{I_1} - 1 \right) \quad (C.20)$$

$$C_5 = \frac{C_r x_2^2}{2} \left(\frac{I_3}{I_2} - 1 \right) + \frac{C_r x_1^2}{2} \left(\frac{I_3}{I_1} - \frac{I_3}{I_2} \right) + C_1 \frac{I_3}{I_1} \quad (C.21)$$

$$C_6 = C_4 \frac{I_3}{I_2} - \frac{C_r x_2^3}{3} \left(\frac{I_3}{I_2} - 1 \right) \quad (C.22)$$

$$C_7 = \frac{C_r x_3^2}{2} + C_5 \quad (C.23)$$

$$C_8 = -C_7 x_3 \quad (C.24)$$

Ya con eso es cosa es utilizar las constantes en las ecuaciones (C.7), (C.10), (C.13) y (C.16), despejar la deflexión y graficar a lo largo de la viga. De forma similar se puede reemplazar en las ecuaciones (C.6), (C.9), (C.12) y (C.15) para tener la pendiente de la viga.

Como para seleccionar los sellos guías se necesitan las fuerzas normales en los apoyos, se analiza la deflexión del tubo exterior y el vástago. Para eso se parte del análisis del tubo exterior como en la Figura Anexo 5, donde se consideran los momentos en los apoyos porque sin estos, al aproximar las variables por mínimos cuadrados se obtienen curvas de deflexión y pendientes diferentes entre el amortiguador completo y los componentes.

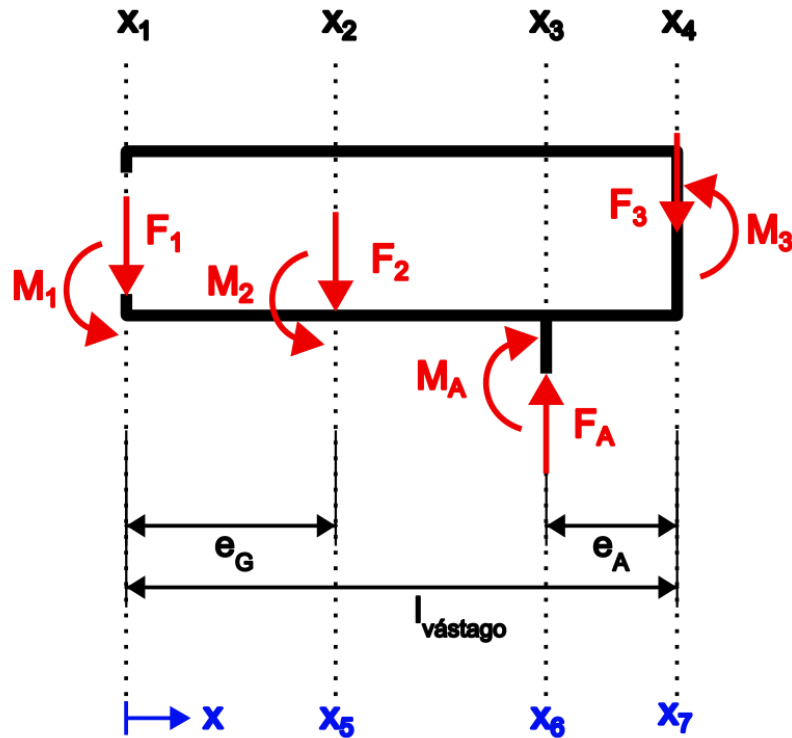


Figura Anexo 5: Diagrama de cuerpo libre del tubo exterior.

Para el tubo exterior que se tienen en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se obtienen las siguientes ecuaciones para $x \in [0, x_5]$:

$$EI_{t,e} \frac{d^2 y}{dx^2} = F_1 x + M_1 \quad (C.25)$$

$$EI_{t,e} \frac{dy}{dx} = \frac{F_1 x^2}{2} + M_1 x + C_9 \quad (C.26)$$

$$EI_{t,e} y = \frac{F_1 x^3}{6} + \frac{M_1 x^2}{2} + C_9 x + C_{10} \quad (C.27)$$

Para $x \in [x_5, x_6]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_{t,e} \frac{d^2 y}{dx^2} = (F_1 + F_2)x + M_1 + M_2 - F_2 x_5 \quad (C.28)$$

$$EI_{t,e} \frac{dy}{dx} = \frac{(F_1 + F_2)x^2}{2} + (M_1 + M_2 - F_2 x_5)x + C_{11} \quad (C.29)$$

$$EI_{t,e} y = \frac{(F_1 + F_2)x^3}{6} + \frac{(M_1 + M_2 - F_2 x_5)x^2}{2} + C_{11}x + C_{12} \quad (C.30)$$

Para $x \in [x_6, x_7]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_{t,e} \frac{d^2 y}{dx^2} = (F_1 + F_2 - F_A)x + M_1 + M_2 + F_A x_6 - M_A - F_2 x_5 \quad (C.31)$$

$$EI_{t,e} \frac{dy}{dx} = \frac{(F_1 + F_2 - F_A)x^2}{2} + (M_1 + M_2 + F_A x_6 - M_A - F_2 x_5)x + C_{13} \quad (C.32)$$

$$EI_{t,e} y = \frac{(F_1 + F_2 - F_A)x^3}{6} + \frac{(M_1 + M_2 + F_A x_6 - M_A - F_2 x_5)x^2}{2} + C_{13}x + C_{14} \quad (C.33)$$

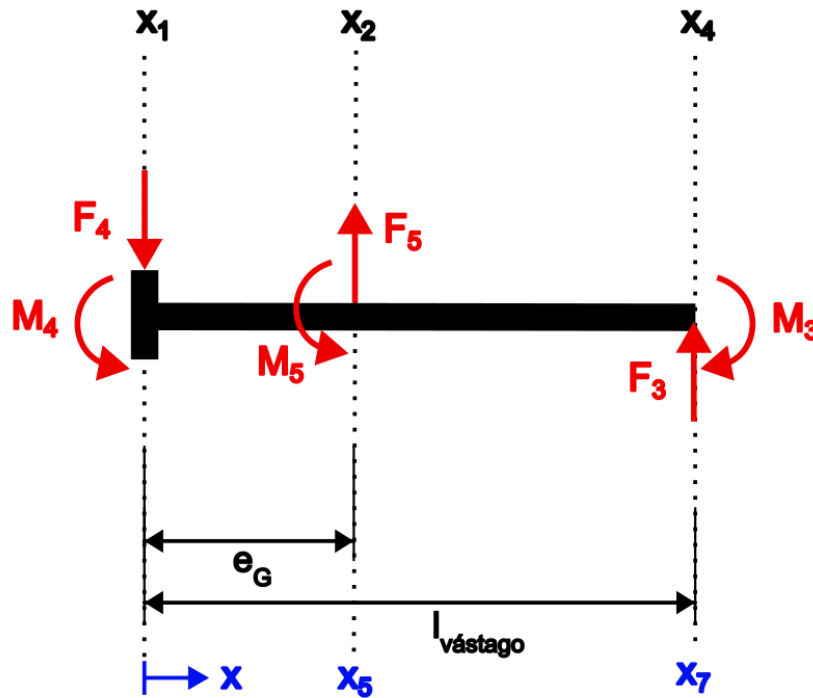


Figura Anexo 6: Diagrama de cuerpo libre del vástago.

Mientras que para el vástago de la Figura Anexo 6 se obtienen las siguientes ecuaciones para $x \in [0, x_5]$:

$$EI_v \frac{d^2y}{dx^2} = F_4x + M_4 \quad (C.34)$$

$$EI_v \frac{dy}{dx} = \frac{F_4x^2}{2} + M_4x + C_{15} \quad (C.35)$$

$$EI_v y = \frac{F_4x^3}{6} + \frac{M_4x^2}{2} + C_{15}x + C_{16} \quad (C.36)$$

Para $x \in [x_5, x_7]$ se tienen las ecuaciones:

$$EI_v \frac{d^2y}{dx^2} = (F_4 - F_5)x + F_5x_5 + M_4 + M_5 \quad (C.37)$$

$$EI_v \frac{dy}{dx} = \frac{(F_4 - F_5)x^2}{2} + (F_5x_5 + M_4 + M_5)x + C_{17} \quad (C.38)$$

$$EI_v y = \frac{(F_4 - F_5)x^3}{6} + \frac{(F_5x_5 + M_4 + M_5)x^2}{2} + C_{17}x + C_{18} \quad (C.39)$$

Al ocupar mínimos cuadrados en las ecuaciones de deflexión de cada sección con los valores obtenidos del amortiguador completo, se obtiene el valor de cada fuerza, momento y constante. En la Tabla Anexo 2 se encuentran los valores normales que importarán más adelante cuando se calculen los sellos guías.

Tabla Anexo 2: Fuerzas normales en los sellos guías.

Variable	Definición	Valor [kN]
F_1	Fuerza normal de la guía del tubo exterior que desliza sobre el tubo amortiguador	10,850
F_2	Fuerza normal de la guía del tubo amortiguador que desliza sobre el tubo exterior.	3,347
F_4	Fuerza normal de la guía del pistón sobre la pared interior del tubo amortiguador	0,232
F_5	Fuerza normal que realiza la guía ubicada en el extremo del tubo amortiguador sobre el vástago.	2,126

Anexo D: Teoría del interior del amortiguador.

Normalmente para estos cálculos se consideran las válvulas como no lineales y se representan con modelos complejos, con simulaciones computacionales. Para poder dejar una base de los valores deseados en las válvulas, se considerarán modelos lineales de aquí en adelante.

Considerando la configuración general para amortiguadores de la Figura 4.8, se obtienen las siguientes relaciones:

$$P_{FC} = k_{FC}Q_{FC} = k_{FC}A_R V_{DC} \quad (D.1)$$

$$P_{PC} = k_{PC}Q_{PC} = k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (D.2)$$

$$P_{FE} = k_{FE}Q_{FE} = k_{FE}A_R V_{DE} \quad (D.3)$$

$$P_{PE} = k_{PE}Q_{PE} = k_{PE}A_{PA}V_{DE} \quad (D.4)$$

Donde P_{PC} y P_{PE} son las presiones generadas por la válvula del pistón en compresión y extensión respectivamente, mientras que P_{FC} y P_{FE} son las presiones generadas por la válvula de pie. Por otro lado, k_{PC} y k_{PE} son las resistencias de las válvulas lineales ($Pa/(m^3/s) = Pa \cdot s/m^3 = N \cdot s/m^5$), A_R corresponde al área del vástago y A_{PA} al área anular del pistón, que consiste en el área del pistón menos el área del vástago.

Por lo que en compresión se puede definir la presión de la cámara de compresión P_{CC} y la cámara de extensión P_{EC} de la forma:

$$P_{CC} = P_G + P_{FC} = P_G + k_{FC}A_R V_{DC} \quad (D.5)$$

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PC} = P_{CC} - k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (D.6)$$

De tal forma que la fuerza en el conjunto pistón-vástago por la presión del fluido es:

$$F_{PC} = P_{CC}A_P - P_{EC}A_{PA} \quad (D.7)$$

$$F_{PC} = P_{CC}(A_{PA} + A_R) - P_{EC}A_{PA} \quad (D.8)$$

$$F_{PC} = P_G A_{PA} + P_{FC} A_R + P_{PC} A_{PA} \quad (D.9)$$

$$F_{PC} = P_G A_{PA} + k_{FC} A_R^2 V_{DC} + k_{PC} A_{PA}^2 V_{DC} \quad (D.10)$$

Al usar la definición de coeficiente de amortiguamiento, se tiene:

$$C_{DC} = \frac{dF_{PC}}{dV_{DC}} = k_{FC} A_R^2 + k_{PC} A_{PA}^2 \quad (D.11)$$

De forma similar, pero para extensión, se tiene:

$$P_{CC} = P_G - P_{FE} = P_G - k_{FE} A_R V_{DE} \quad (D.12)$$

$$P_{EC} = P_{CC} - P_{PE} = P_{CC} - k_{PE} A_{PA} V_{DE} \quad (D.13)$$

Por lo que la fuerza de extensión sería:

$$F_{PC} = P_{EC}A_{PA} - P_{CC}A_P \quad (D.14)$$

Para un amortiguador monotubo presurizado ($k_{FC} = 0$), la cavitación ocurre en la cámara de extensión durante la compresión cuando la presión de la cámara cae, generando que la presión del pistón sea superior a la presión de la cámara de compresión, por ende, de la cámara de gas. Este hecho limita la velocidad de compresión y la fuerza de compresión.

Como no existe la válvula de pie, la ecuación (D.6) y (D.11) quedan de la forma:

$$P_{EC} = P_G - k_{PC}A_{PA}V_{DC} \quad (D.15)$$

$$C_{DC} = k_{PC}A_{PA}^2 \quad (D.16)$$

Para mantener positiva la presión de la cámara de expansión durante la compresión, se tiene que cumplir:

$$V_{DC,m\acute{a}x} = \frac{P_G}{k_{PC}A_{PA}} \quad (D.17)$$

Por lo que la máxima fuerza de compresión es:

$$F_{DC,m\acute{a}x} = P_G A_P \quad (D.18)$$

Al relacionar las ecuaciones (D.16) y (D.17), se tiene la relación:

$$P_G = \frac{C_{DC}V_{DC,m\acute{a}x}}{A_{PA}} \quad (D.19)$$

De tal forma que, definiendo la velocidad máxima para el amortiguador, podemos tener la presión mínima necesaria en la cámara de gas.

Al definir una velocidad máxima de 4 [m/s] para luego reemplazar valores en la ecuación (4.33) y (D.18) considerando los coeficientes objetivo, se tienen los valores de la Tabla 4.7.

En el caso de que la geometría del pistón y su área anular estén definidas, se conozca el coeficiente de amortiguamiento, la fuerza a la velocidad V_D sea $C_D V_D$ y la presión requerida sea:

$$P = \frac{C_D V_D}{A_{PA}} \quad (D.20)$$

Se tiene un caudal de la forma:

$$Q = A_{PA}V_D \quad (D.21)$$

El área efectiva total de paso requerida se puede deducir con la relación:

$$A_T^* = \sqrt{\frac{\rho A_{PA}^3 V_D}{2C_D}} \quad (D.22)$$

Donde ρ es la densidad del fluido dentro del amortiguador, el cual suele tener un valore entre 850 y 900 [kg/m^3].

En este caso se considerará la densidad como 850 [kg/m^3] y la velocidad de diseño como 1 [m/s], obteniendo los valores de la Tabla 4.8.

Como queremos un sistema que permita variar el comportamiento del amortiguador, aparte de las perforaciones de las válvulas del pistón, el vástago también tendrá una perforación que conecte una cámara con la otra. Por lo que se ocupará el modelo básico de válvulas presente en la Figura 4.9, donde se comunica la cámara 1 con la cámara 2 a través de dos perforaciones, la perforación A_P^* corresponde al área efectiva del orificio paralelo, que en nuestro caso corresponde a la perforación del vástago. Mientras que la perforación A_V^* es el área efectiva de la apertura de la válvula, la cual alcanza un valor máximo A_M^* cuando se encuentra la válvula completamente abierta, lo que corresponde a las perforaciones presentes en el pistón.

Cuando nos referimos a área efectiva, nos referimos a el área real de la perforación multiplicado por un factor de pérdida C_d , el cual se recomienda considerar como 0,7 para el diseño, de tal forma que:

$$A_P^* = C_d A_P \quad (D.23)$$

$$A_V^* = C_d A_V \quad (D.24)$$

$$A_M^* = C_d A_M \quad (D.25)$$

El comportamiento de la apertura de la válvula se puede considerar como el gráfico de la Figura 4.10, donde se consideran tres etapas, la primera es con la válvula cerrada la cual dura hasta que la presión alcance la presión de apertura de la válvula cerrada P_{vfc} . Luego está la segunda etapa consiste en el área variable, donde a medida que aumenta la presión, aumenta la apertura de la válvula hasta llegar a la presión de apertura máxima de la válvula P_{vfo} . En la tercera etapa, por más que se aumente la presión, el área de la válvula no aumenta.

El comportamiento de la válvula genera que la diferencia de presiones entre las cámaras se represente como en la Figura 4.11, donde también se distinguen tres etapas. En la primera etapa el flujo solo ocurre por el área paralela, de tal forma que por Bernoulli se tiene:

$$Q_P = A_P^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (\text{D.26})$$

La segunda etapa hay flujo por las dos perforaciones, pero el flujo que pasa por la válvula depende de la apertura de esta. Considerando que la válvula se comporta de forma lineal, podemos expresar el área de apertura de la forma:

$$A_V^* = f_{VO} A_M^* \quad (\text{D.27})$$

Donde f_{VO} es la fracción de área de válvula abierta, teniendo un valor de 0 a 1. En este caso que se considera una válvula lineal, se puede expresar como:

$$A_V^* = f_{VO} A_M^* = \frac{P - P_{vfc}}{P_{vfo} - P_{vfc}} A_M^* \quad (\text{D.28})$$

Por lo que se puede definir el caudal de esa perforación como:

$$Q_V = A_V^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} = \frac{P - P_{vfc}}{P_{vfo} - P_{vfc}} A_M^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (\text{D.29})$$

En el caso de la tercera etapa, la válvula se encuentra en apertura máxima, por lo que el caudal de la válvula corresponde a:

$$Q_V = A_M^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (\text{D.30})$$

De tal forma que se puede expresar el caudal total entre una cámara y la otra de la forma:

$$Q = A_P^* \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P < P_{vfc} \quad (\text{D.31})$$

$$Q = \left(A_P^* + \frac{P - P_{vfc}}{P_{vfo} - P_{vfc}} A_M^* \right) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P_{vfc} < P < P_{vfo} \quad (\text{D.32})$$

$$Q = (A_P^* + A_M^*) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad P_{vfo} < P \quad (\text{D.33})$$

Por ahora tenemos el área total efectiva de las perforaciones, pero ahora tenemos que definir en que porcentaje de apertura de la válvula queremos que ocurra. De tal forma que relacionamos las áreas de la forma:

$$A_T^* = A_P^* + f_{VO}A_M^* = C_dA_P + f_{VO}C_dA_M \quad (D.34)$$

Como el área máxima de la válvula A_M corresponde al área de todas las perforaciones del pistón hacia esa dirección, se puede definir el área máxima como:

$$A_M = \frac{\pi}{4}D_M^2z \quad (D.35)$$

Donde D_M es el diámetro de las perforaciones y z es la cantidad de esas perforaciones.

Al reemplazar en la relación (D.34) tenemos:

$$A_T^* = C_d \left(A_P + f_{VO} \frac{\pi}{4} D_M^2 z \right) \quad (D.36)$$

En la Figura 4.12 se muestran cómo se espera que sea la apertura de la lámina de una válvula según el apoyo del vástago y el diámetro de la lámina. De forma que cuando el diámetro del vástago es menor a 0,5 veces el diámetro del pistón, se espera que la lámina se doble en dos sectores como se ve en la imagen (a) y (b). Si el diámetro del vástago es entre 0,5 y 0,71 ($\cos 45^\circ$) veces el diámetro del pistón, se espera que la lámina se doble como se ve en la figura (c) y (d). Un diámetro de vástago mayor a 0,71 veces el diámetro del pistón generará aperturas como la imagen (e) y (f).

En nuestro caso, es de esperar que la lámina se doble en dos, por lo que se hay que considerar una cantidad de perforaciones que sean par. Como se necesita más área en la dirección de compresión y para que el pistón sea fácil de distinguir la dirección de cada cara, la dirección de compresión tendrá 4 perforaciones y la dirección de expansión tendrá 2.

Para que las dos direcciones se comporten lo más parecidas posible, se calcula el área necesaria en la perforación paralela considerando el área total de diseño de compresión y que la relación de apertura de la válvula de compresión es de 0,3. Para posteriormente ocupar esa área paralela para buscar el diámetro de la perforación de expansión que logre la relación de apertura más cercana a 0,3. De esta forma se obtienen los valores de la Tabla 4.9.

Para definir las presiones de apertura y apertura completa de las válvulas, se partirá definiendo la presión de apertura como un porcentaje de la presión de diseño, en este caso vamos a considerar un 80% de la presión de diseño como la presión de apertura de la válvula.

Luego a través de la definición de coeficiente de área:

$$m_A = \frac{A_M^*}{P_{vfo} - P_{vfc}} = \frac{f_{VO}A_V^*}{P - P_{vfc}} \quad (D.37)$$

Podemos calcular el coeficiente de área con la apertura de 0,3 de la válvula con la que diseñamos las perforaciones, para luego calcular la presión para la apertura completa de la forma:

$$P_{vfo} = \frac{A_M^*}{m_A} + P_{vfc} \quad (D.38)$$

De tal forma que se obtienen los valores de la Tabla 4.10, los cuales definen a las curvas de las válvulas delanteras presente en la Figura 4.13 y la curva de las válvulas traseras presentes en la Figura 4.14.

Se ocupan las relaciones definidas en el capítulo anterior para diseñar una curva F vs V lo más cercana al óptimo definido en el capítulo 1. Obteniendo la cantidad de perforaciones junto a sus diámetros para el sentido de compresión y de expansión, además del comportamiento ideal de las válvulas y el gráfico objetivo de F vs V, como se puede observar en las Figura 4.13, Figura 4.15, Figura 4.14 y Figura 4.16.

Considerando las ecuaciones (D.31), (4.37) y (D.33) se puede graficar la presión vs el caudal esperada en el pistón tanto como para compresión como para extensión. Considerando la curva anterior y las siguientes ecuaciones:

$$F_E = P_E A_{PA} - P_G A_R \quad (D.39)$$

$$V_E = Q_E A_{PA} \quad (D.40)$$

$$F_C = P_C A_{PA} + P_G A_R \quad (D.41)$$

$$V_C = Q_C A_{PA} \quad (D.42)$$

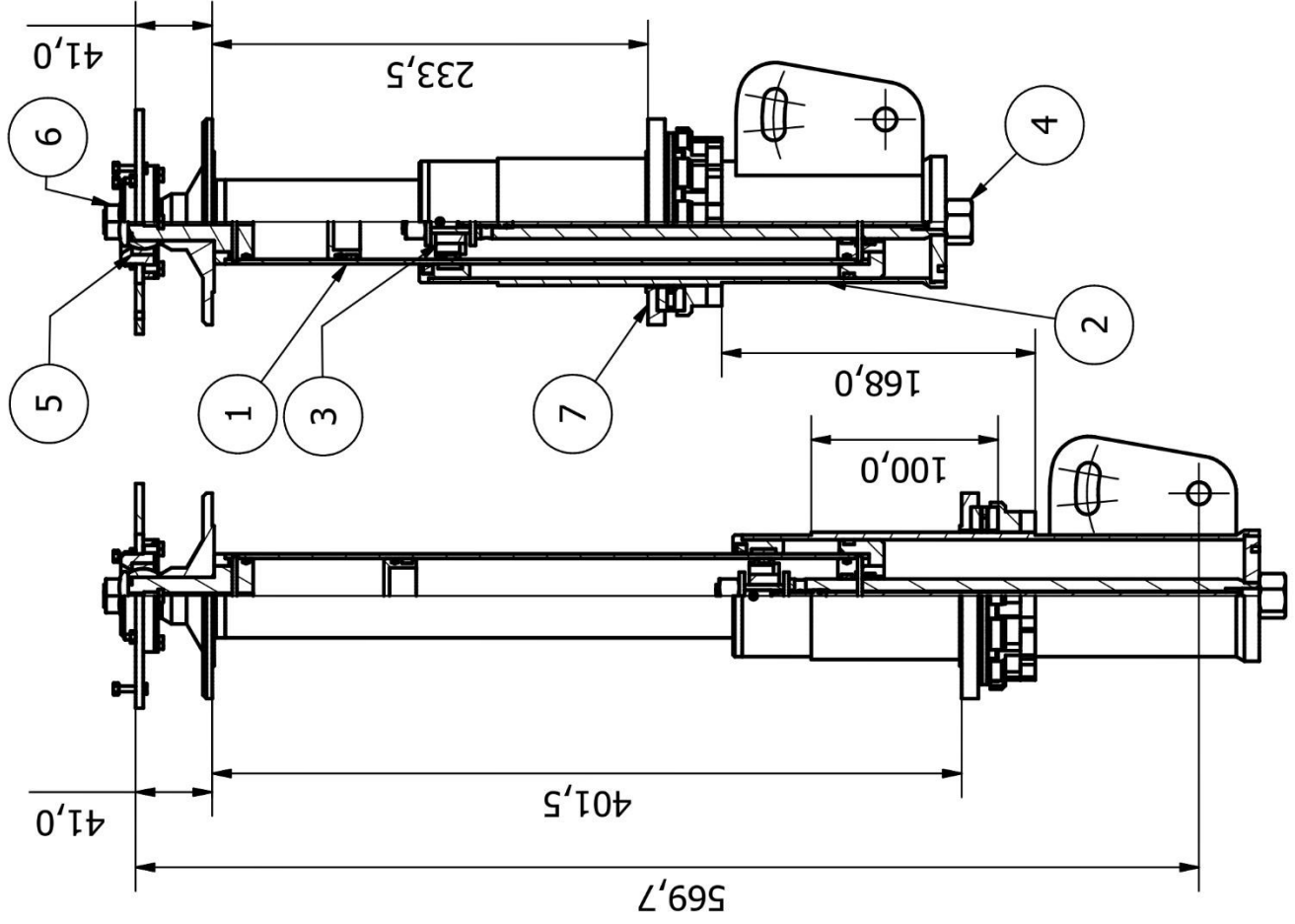
Se obtienen los gráficos de la Figura 4.15 y Figura 4.16, que, si bien es cierto que no representan de forma fidedigna la realidad del amortiguador, ya que la presión del gas varía según la posición del pistón, permite una idea simple de cómo se comportará la fuerza para distintas velocidades con las perforaciones y válvulas calculadas.

Anexo E: Planos.

Tabla Anexo 3: Listado de planos.

Hoja	Componente	Material Base	Cantidad
1	Amortiguadores delanteros	-	2
2	Amortiguadores traseros	-	2
3	Ajuste resorte	-	4
4	Contra tuerca	Acero SAE 1045	4
5	Soporte Resorte-Tubo exterior	Acero SAE 1045	4
6	Tuerca Resorte-Tubo exterior	Acero SAE 1045	4
7	Conjunto Rótula delantera	-	2
8	Conjunto Rótula trasera	-	2
9	Soporte Rótula	Acero SAE 1045	4
10	Tapa Rótula	Acero SAE 1045	4
11	Soporte Resorte-Chasis	Aluminio	4
12	Placa Chasis delantera	Acero SAE 1045	2
13	Placa Chasis trasera	Acero SAE 1045	2
14	Conjunto Tubo exterior delantero	-	2
15	Conjunto Tubo exterior trasero	-	2
16	Tapa exterior-amortiguador	Aluminio	4
17	Tapa exterior-vástago	Aluminio	4
18	Acople portamasa Lado A	Acero	4
19	Acople portamasa Lado B	Acero	4
20	Tubo exterior delantero	Tubo bruñido 60x70	2
21	Tubo exterior trasero	Tubo bruñido 60x70	2
22	Conjunto tubo amortiguador delantero	-	2
23	Conjunto tubo amortiguador trasero	-	2

24	Tuerca Amortiguador-Vástago	Aluminio	4
25	Tapa Amortiguador-Vástago	Aluminio	4
26	Tapa Amortiguador-chasis	Aluminio	4
27	Tuerca Amortiguador-chasis	Aluminio	4
28	Pistón flotante	Aluminio	4
29	Tubo amortiguador delantero	Tubo cromado 45x25	2
30	Tubo amortiguador trasero	Tubo cromado 45x25	2
31	Conjunto vástago delantero	-	2
32	Pistón delantero	Aluminio	2
33	Vástago delantero	Barra cromada 18mm	2
34	Aguja delantera	Aluminio	2
35	Conjunto vástago trasero	-	2
36	Pistón trasero	Aluminio	2
37	Vástago trasero	Barra cromada 18mm	2
38	Aguja trasera	Aluminio	2
39	Perno perforado	Tornillo sin cabeza M8x30	4
40	Perno ajuste	Tornillo sin cabeza M8x25	4



LISTA DE PIEZAS		
ELEMENTO	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	Conjunto Tubo Amortiguador Delantero	Hoja 22
2	Conjunto Tubo exterior Delantero	Hoja 14
3	Conjunto Vástago Delantero	Hoja 31
4	ANSI B18.2.4.2M - M14x2	Estilos de tuercas hexagonales métricas 2
5	Conjunto rótula delantera	Hoja 7
6	DIN 6923 - M12	Tuerca hexagonal
7	Ajuste Resorte	Hoja 3

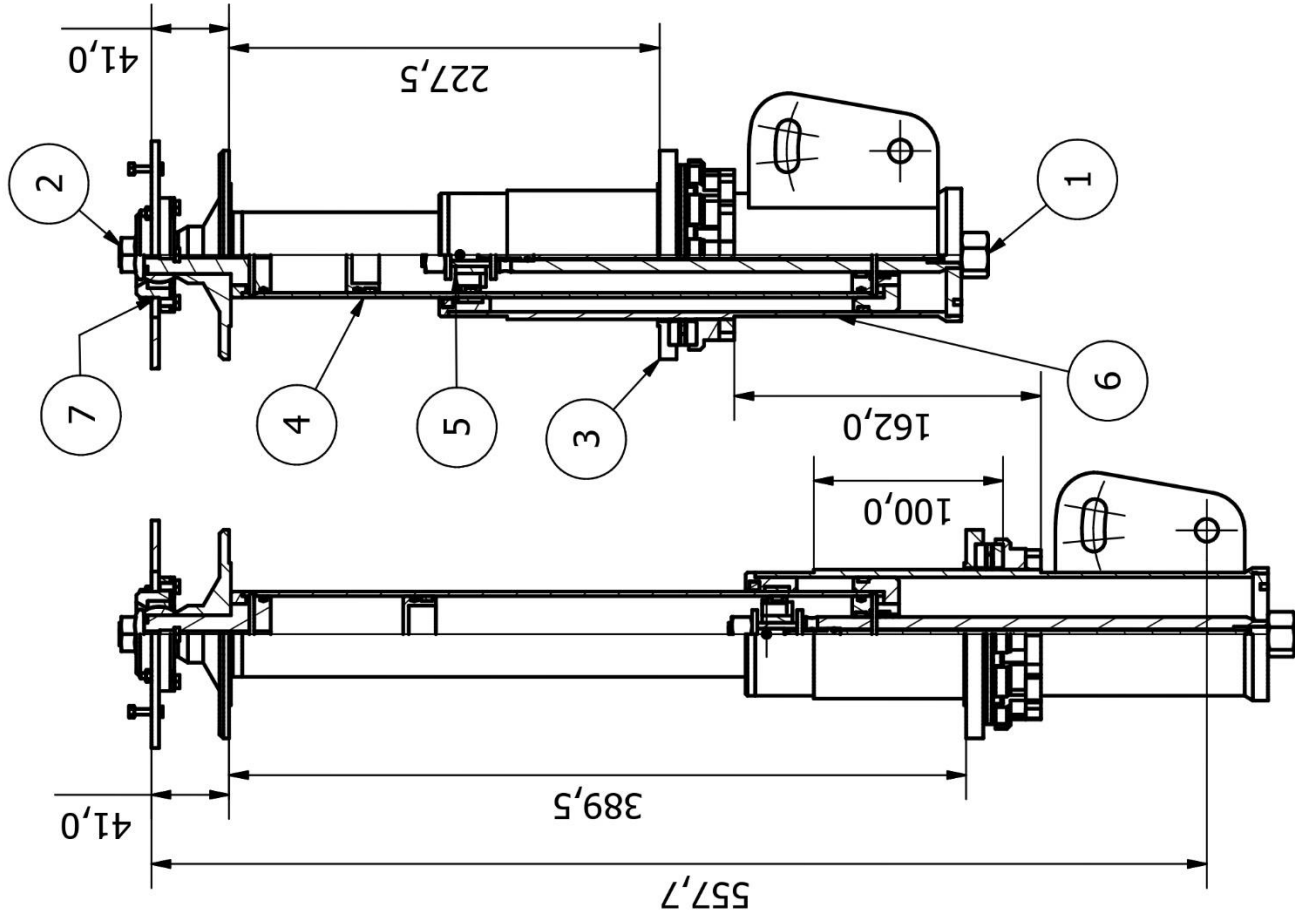
Amortiguadores Delanteros

Escala: 1 : 4

Fecha: 02-01-2024

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 1



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	ANSI B18.2.4.2M - M14x2	Estilos de tuercas hexagonales métricas 2
2	DIN 6923 - M12	Tuerca hexagonal
3	Ajuste Resorte	Hoja 3
4	Conjunto Tubo Amortiguador Trasero	Hoja 23
5	Conjunto Vástago Trasero	Hoja 35
6	Conjunto Tubo exterior Trasero	Hoja 15
7	Conjunto rótula trasera	Hoja 8
8	Amortiguador Trasero Extendido	

Amortiguadores Traseros

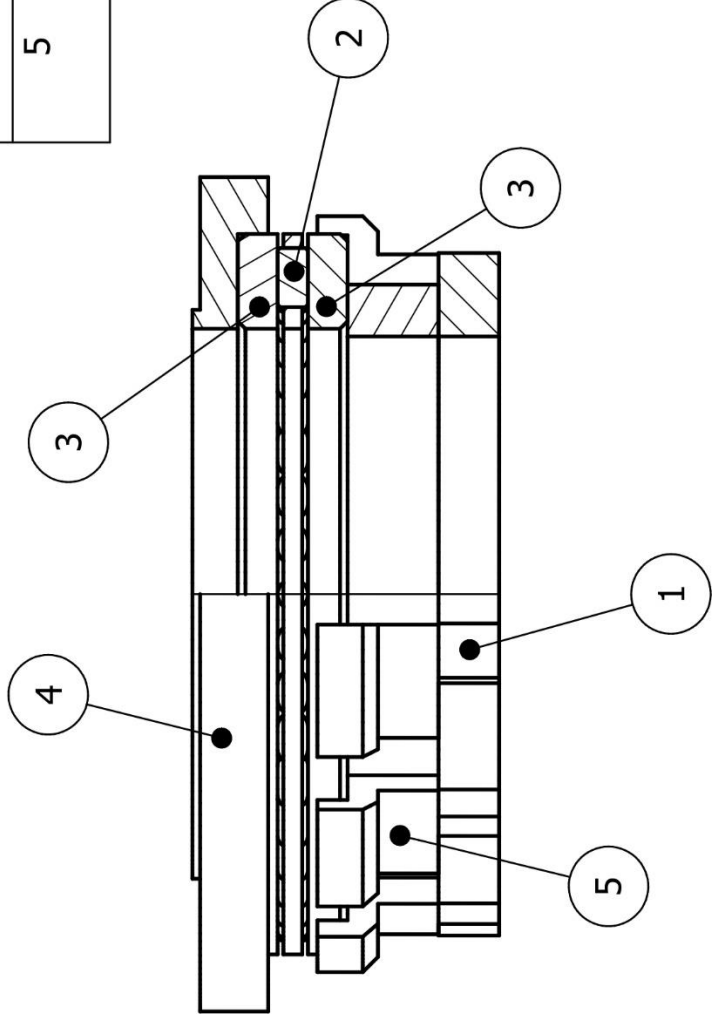
Escala: 1 : 4 Fecha: 02-01-2024

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 2



LISTA DE PIEZAS

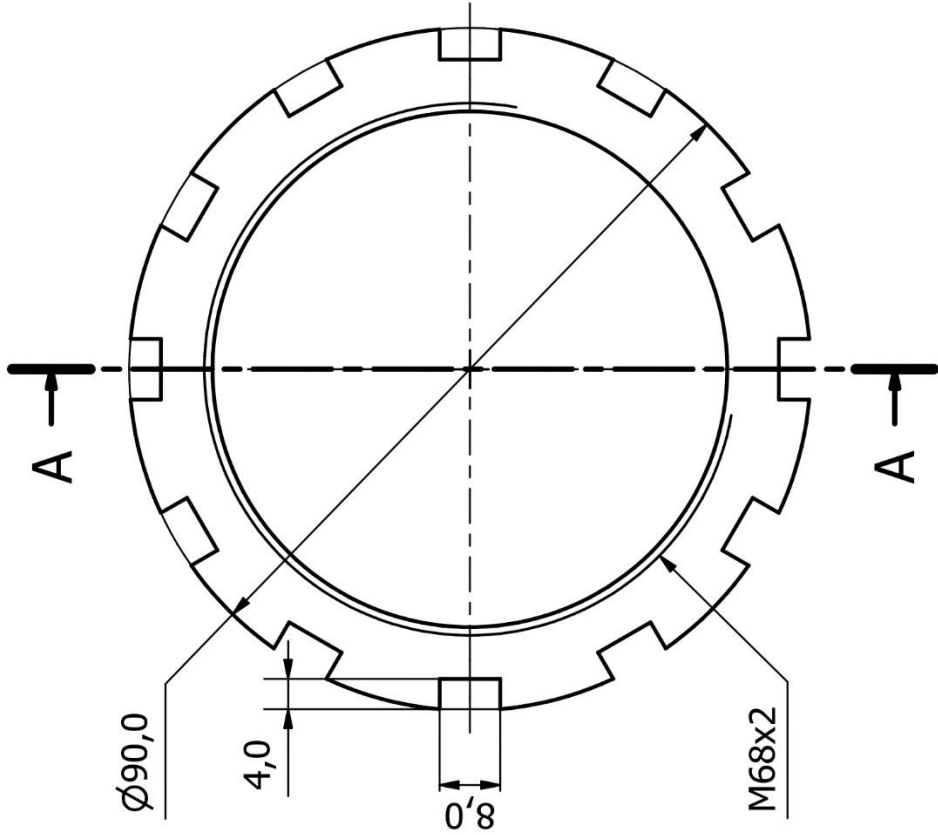
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Contra tuerca	Hoja 4
2	1	SKF Rodamiento axial AXK 7095	
3	2	SKF Arandela universal LS 7095	
4	1	SopORTE Resorte-Tubo exterior	Hoja 5
5	1	Tuerca Resorte-Tubo exterior	Hoja 6



Ajuste Resorte

Escala: 1 : 1 Fecha: 05-01-2024

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 3

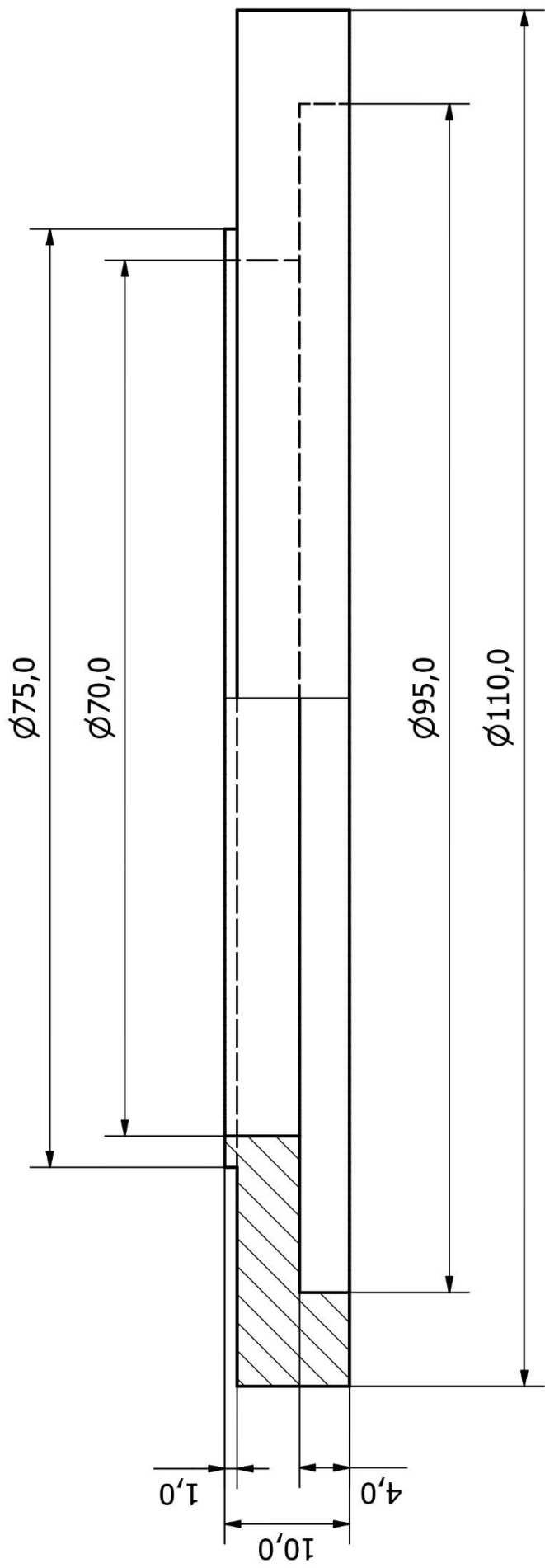


A-A (1 : 1)

Contra tuerca

Escala: 1 : 1 Fecha: 02-11-2023

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 4



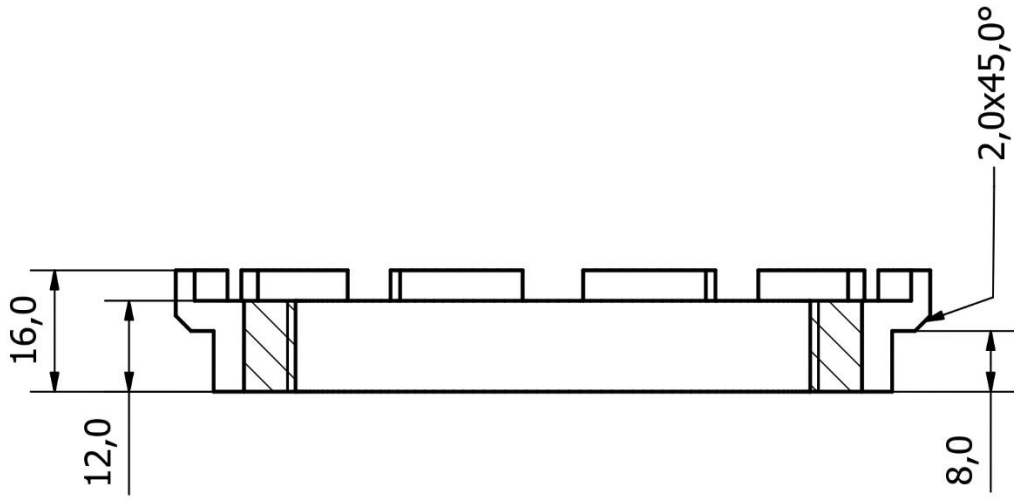
Soporte Resorte-Tubo exterior

Escala: 2 : 1

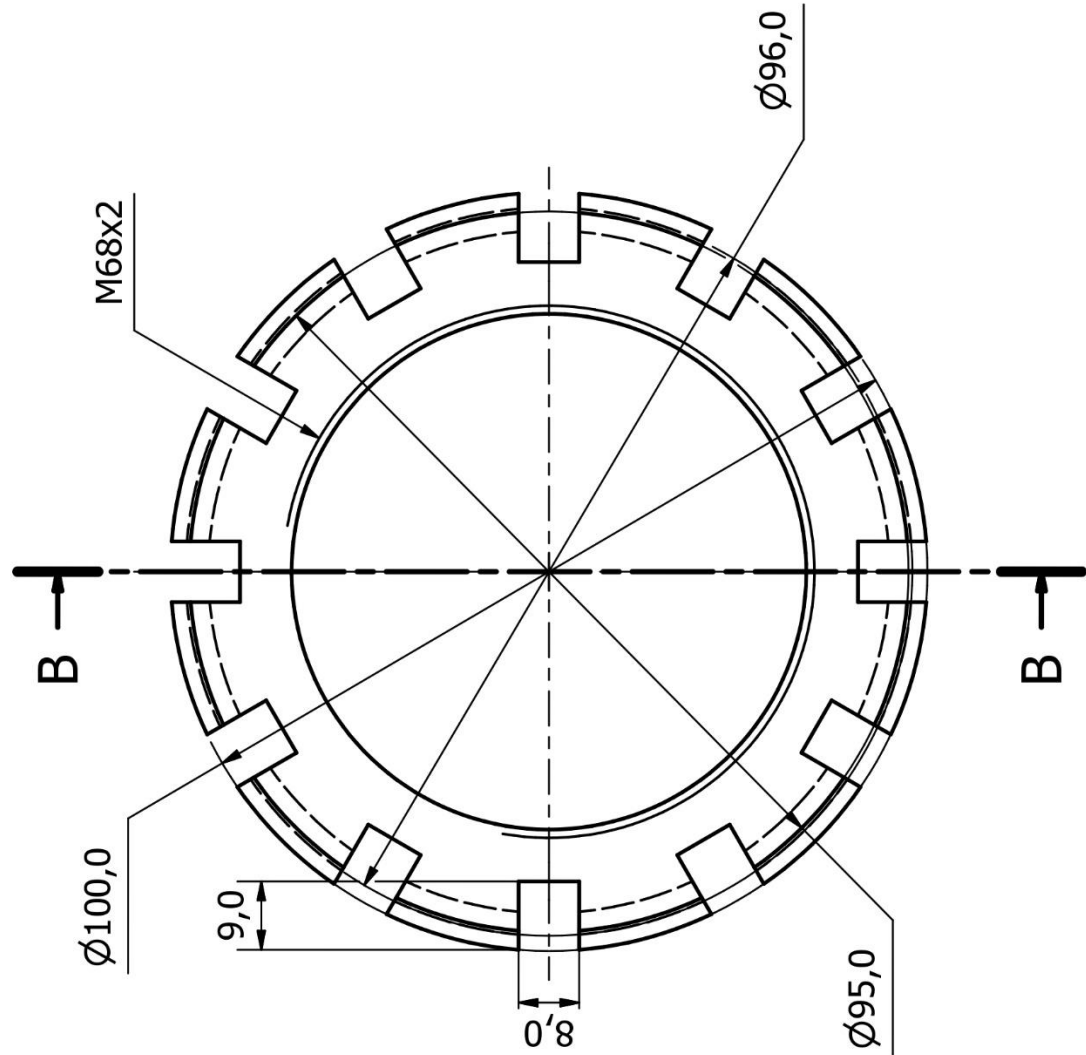
Fecha: 19-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 5



B-B (1 : 1)



Tuerca Resorte-Tubo exterior

Escala: 1 : 1

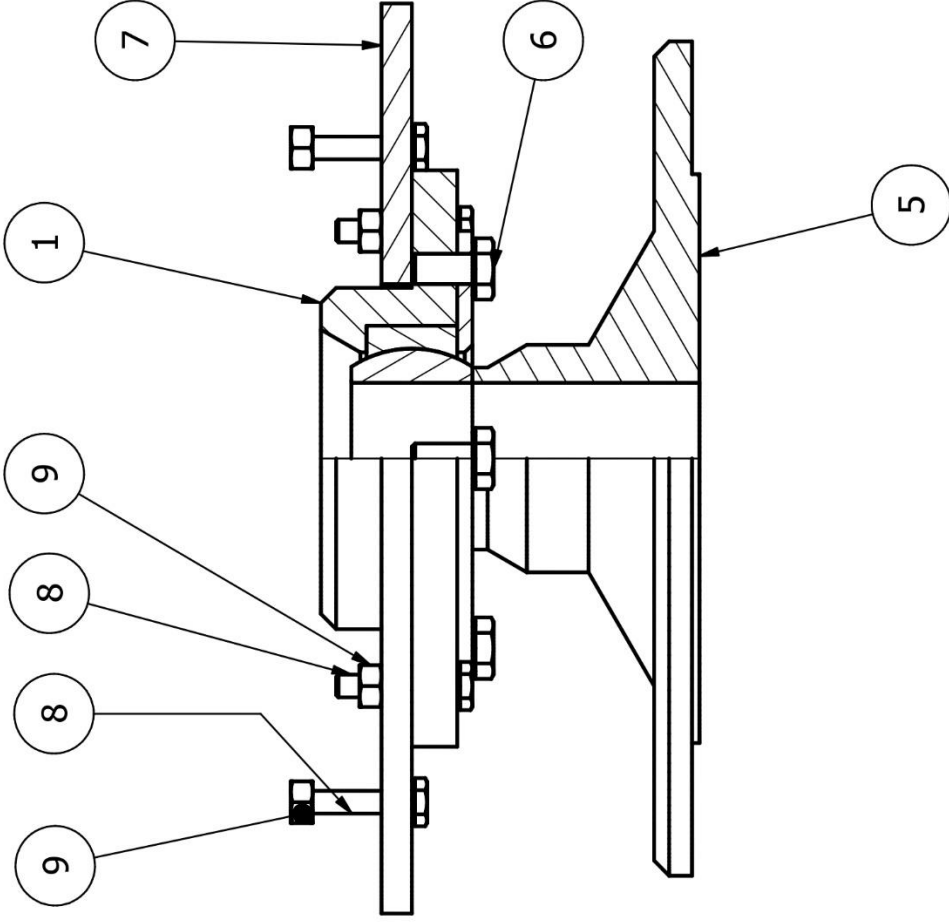
Fecha: 19-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 6

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Soporte rótula	Hoja 9
2	1	Tapa rótula	Hoja 10
3	1	SKF Rótula plana GE 20 C pieza exterior	
4	1	SKF Rótula plana GE 20 C pieza interior	
5	1	Soporte Resorte-Chasis	Hoja 11
6	4	AS 1110 - M4 x 8	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
7	1	Placa Chasis Delantera	Hoja 12
8	7	AS 1110 - M3 x 16	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
9	7	ANSI B18.2.4.2M - M3x0,5	Estilos de tuercas hexagonales métricas 2



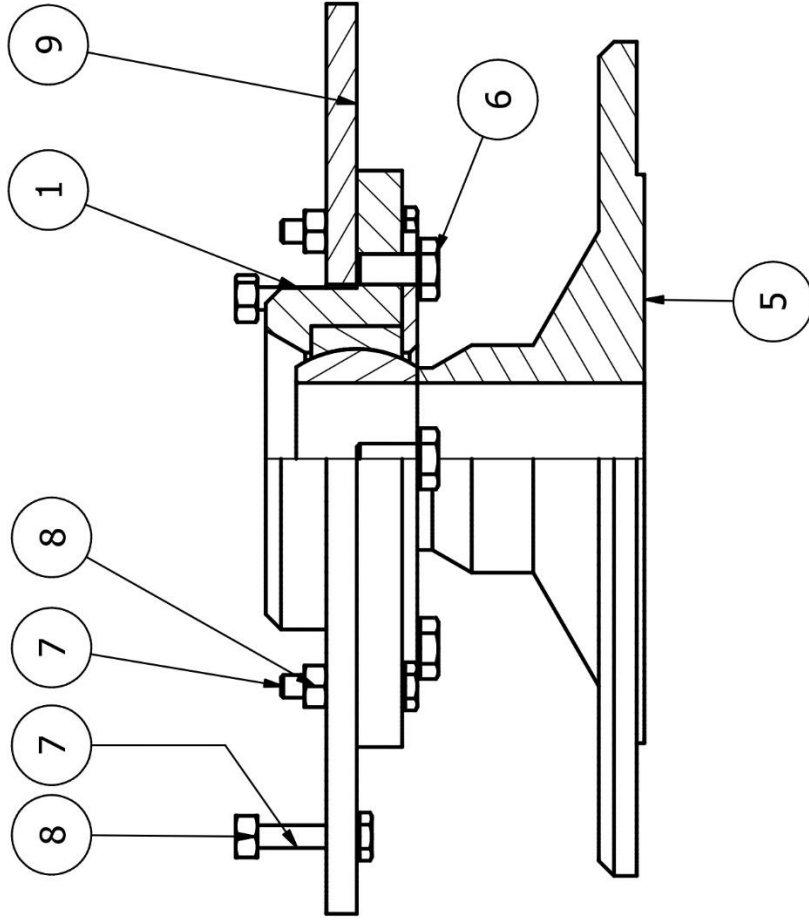
Conjunto rótula delantera

Escala: 1 : 1 Fecha: 04-01-2024

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 7

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	SopORTE rÓtula	Hoja 9
2	1	Tapa rÓtula	Hoja 10
3	1	SKF RÓtula plana GE 20 C pieza exterior	
4	1	SKF RÓtula plana GE 20 C pieza interior	
5	1	SopORTE Resorte-Chasis	Hoja 11
6	4	AS 1110 - M4 x 8	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
7	7	AS 1110 - M3 x 16	Pernos y tornillos métricos ISO de precisión de cabeza hexagonal
8	7	ANSI B18.2.4.2M - M3x0,5	Estilos de tuercas hexagonales métricas 2
9	1	Placa Chasis Trasera	Hoja 13



Conjunto rÓtula trasera

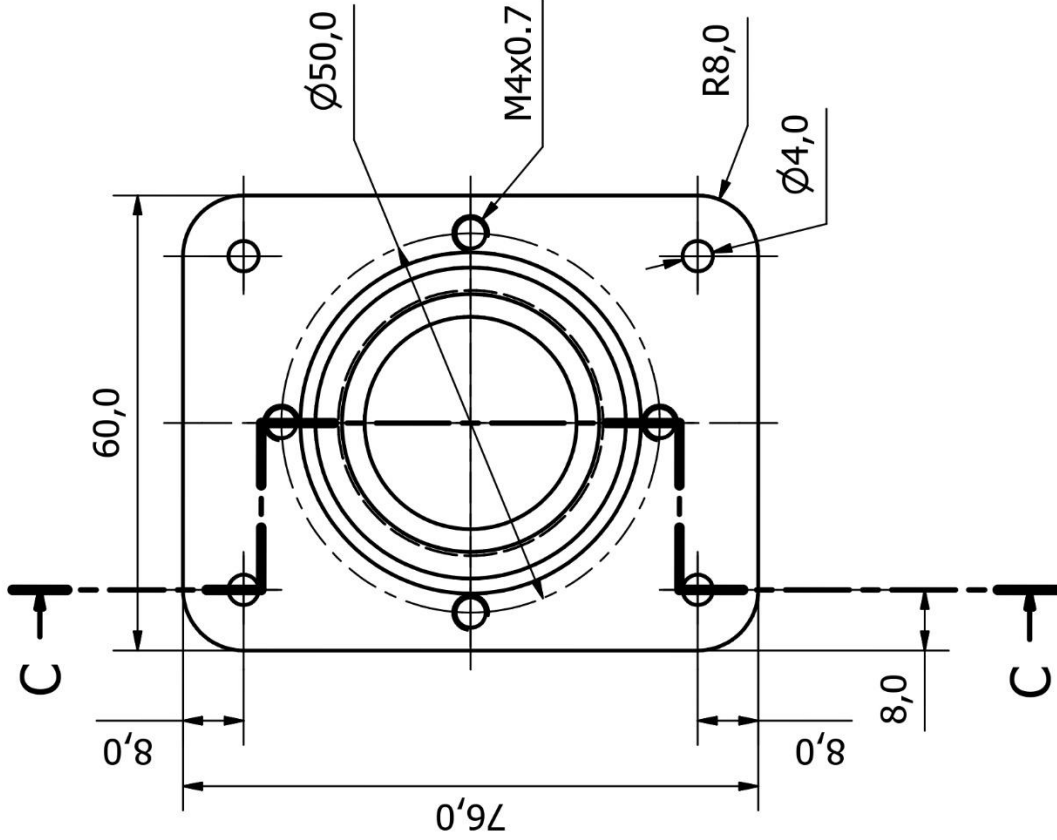
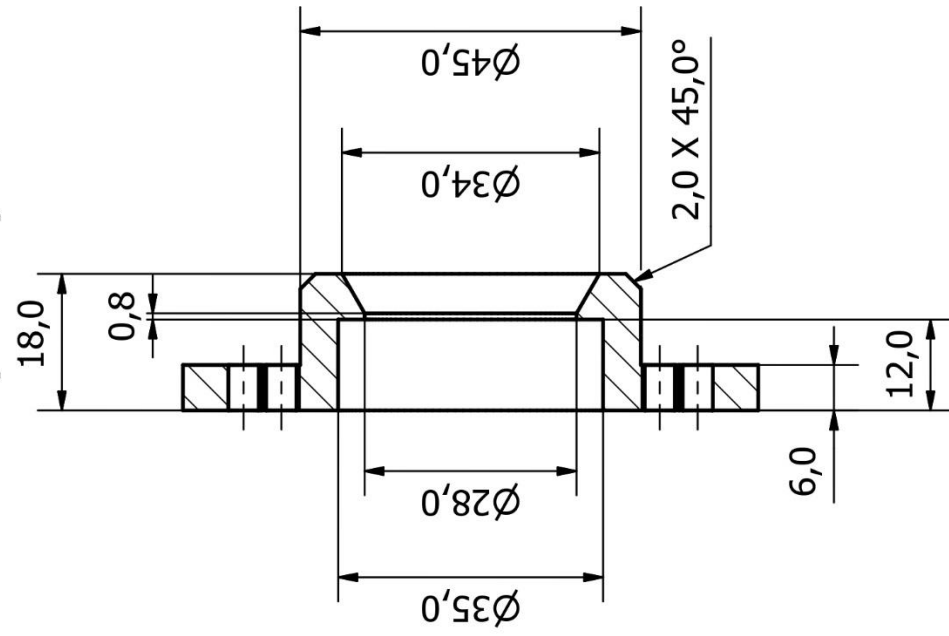
Escala: 1 : 1

Fecha: 04-01-2024

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 8

C-C (1:1)



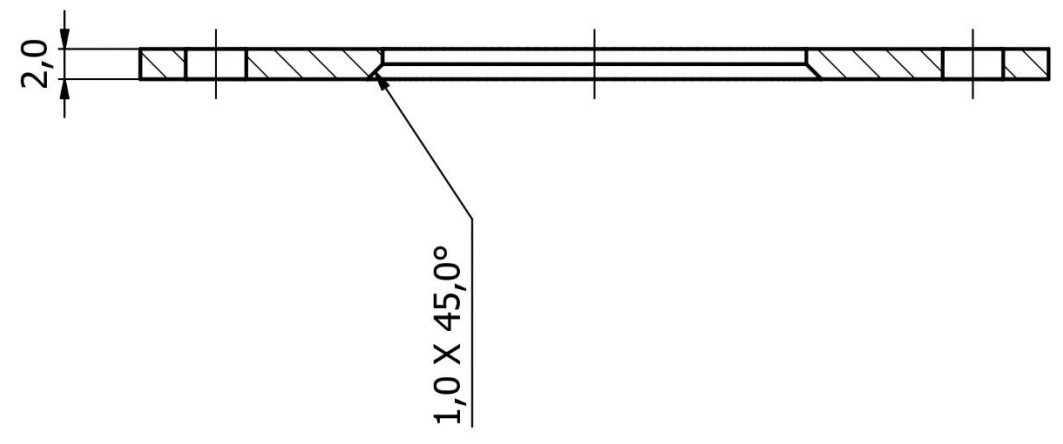
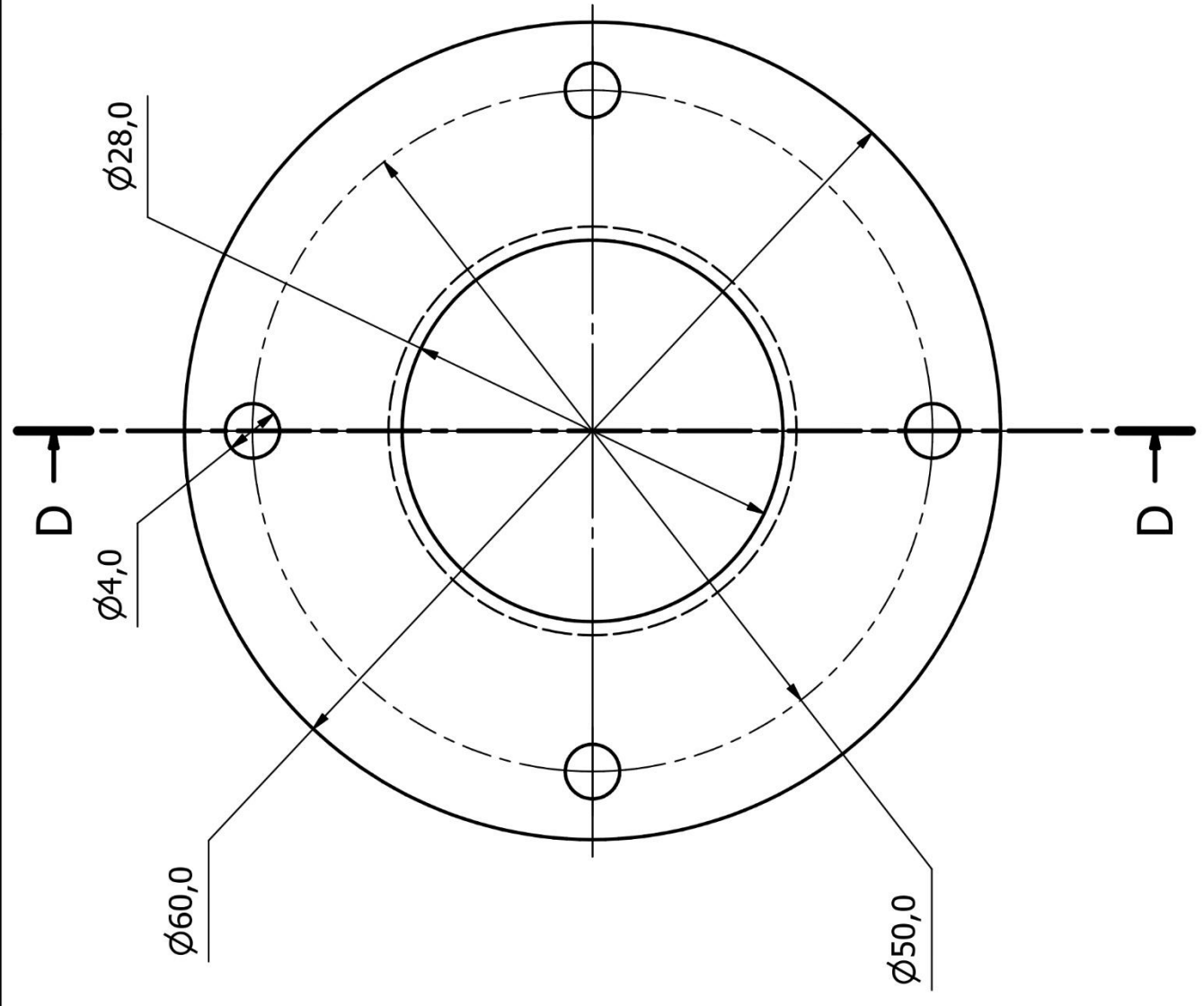
SopORTE rÓtula

Escala: 1 : 1

Fecha: 19-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 9



D-D (2 : 1)

Tapa rótula

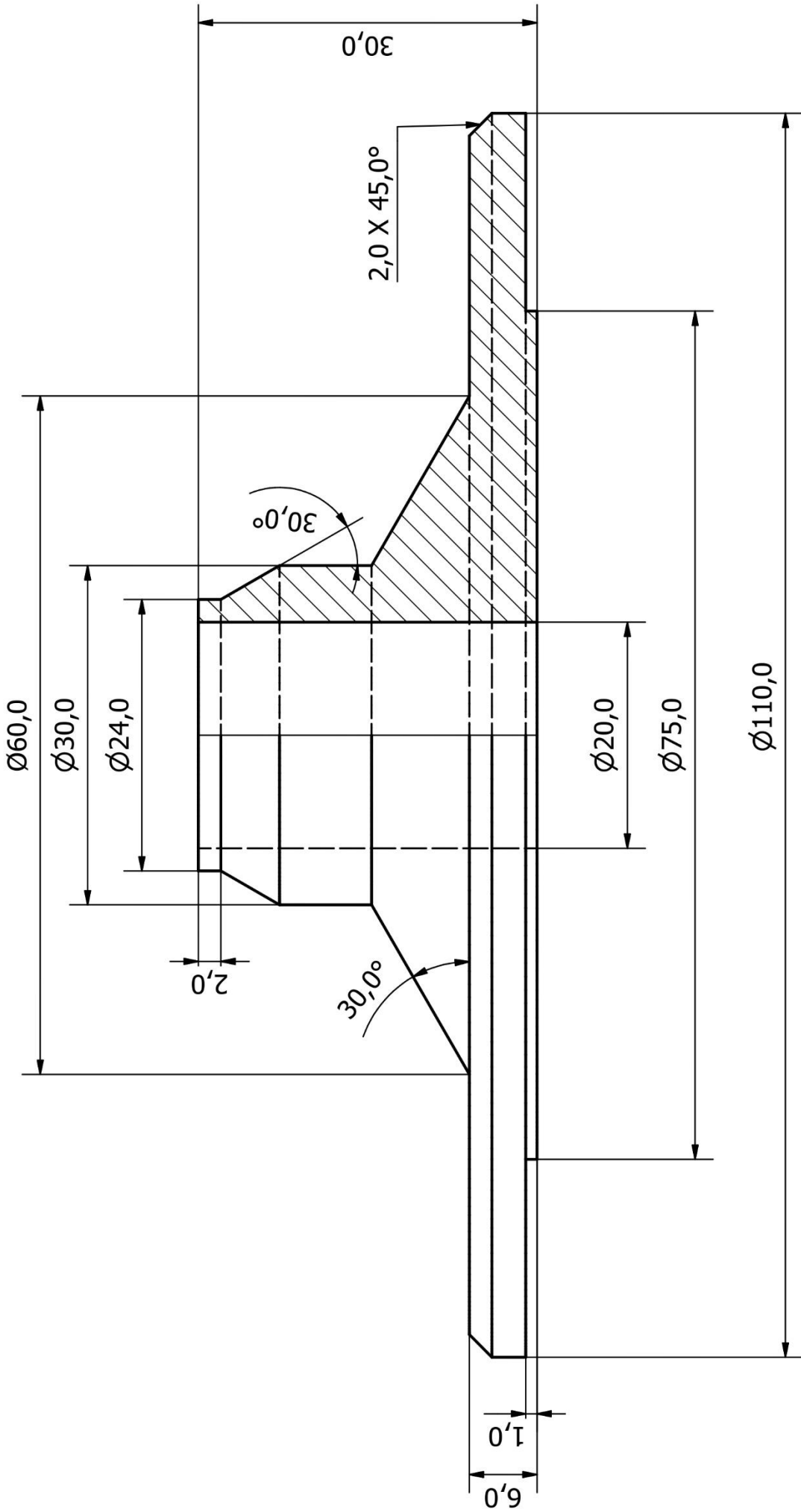
Escala: 2 : 1

Fecha: 19-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 10





Soporte Resorte-Chasis

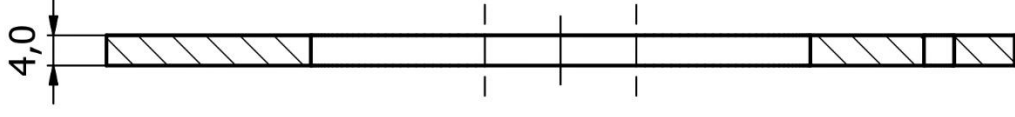
Escala: 2 : 1

Fecha: 18-10-2023

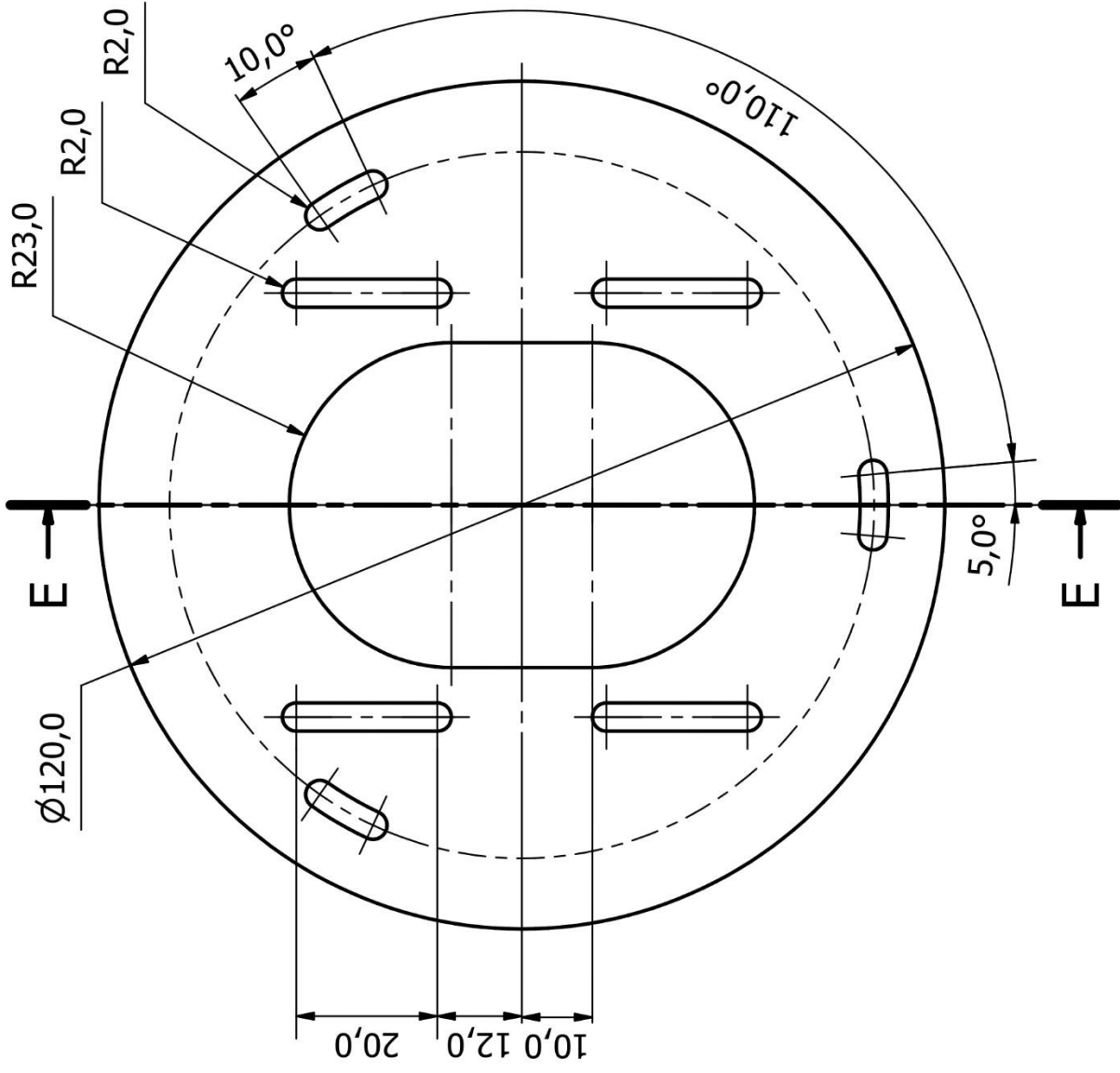
Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 11

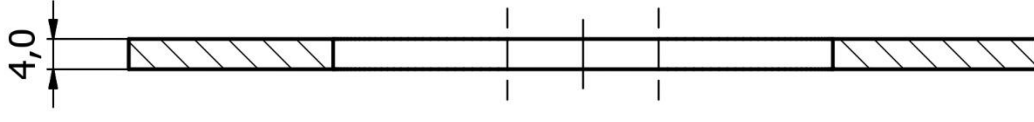




E-E (1 : 1)



Placa Chasis Delantera	
Escala: 1 : 1	Fecha: 01-11-2023
Diseño: Diego Hormazábal	Hoja: 12



F-F (1 : 1)

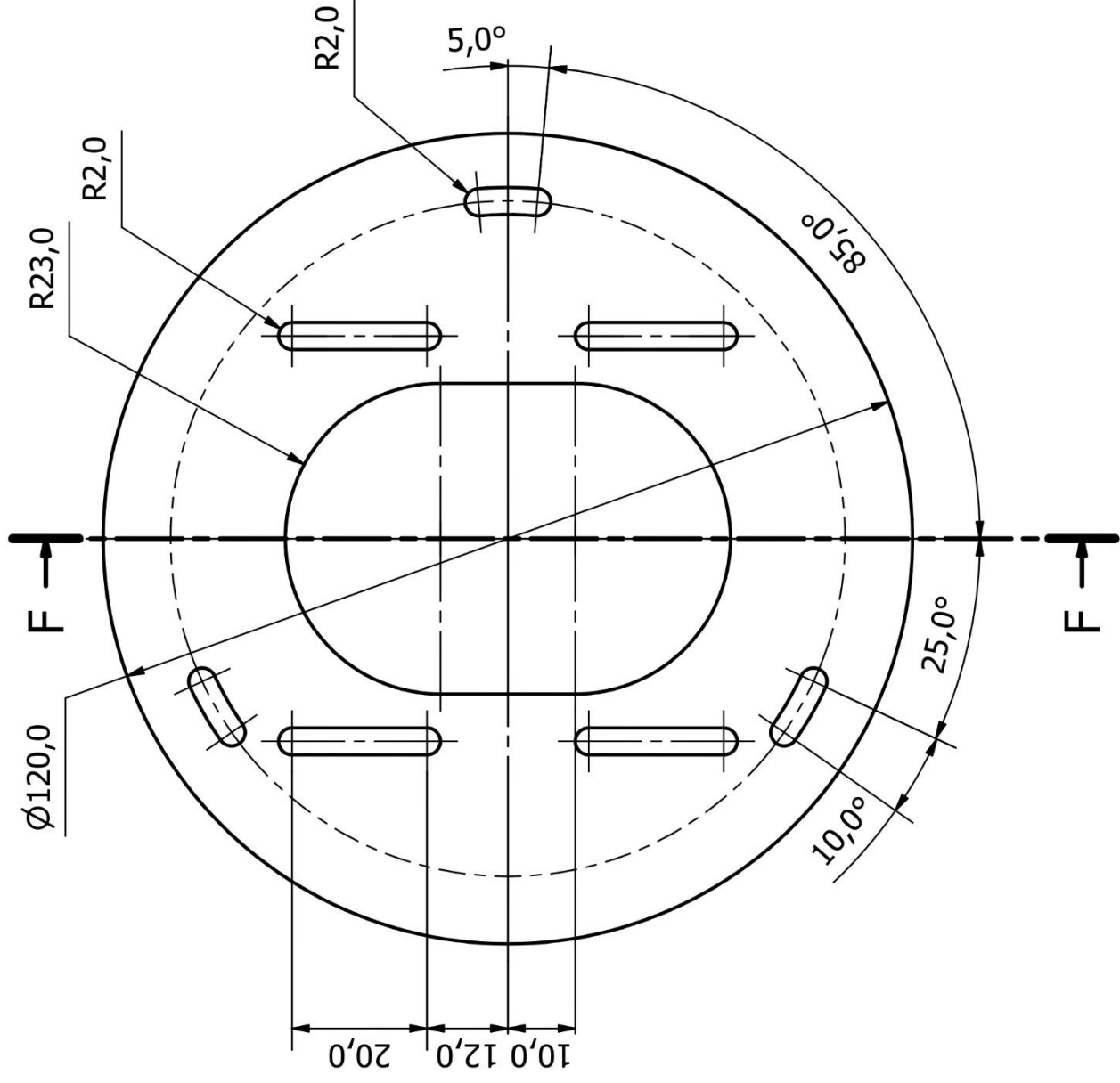
Placa Chasis Trasera

Escala: 1 : 1

Fecha: 01-11-2023

Diseño: Diego Hormazábal

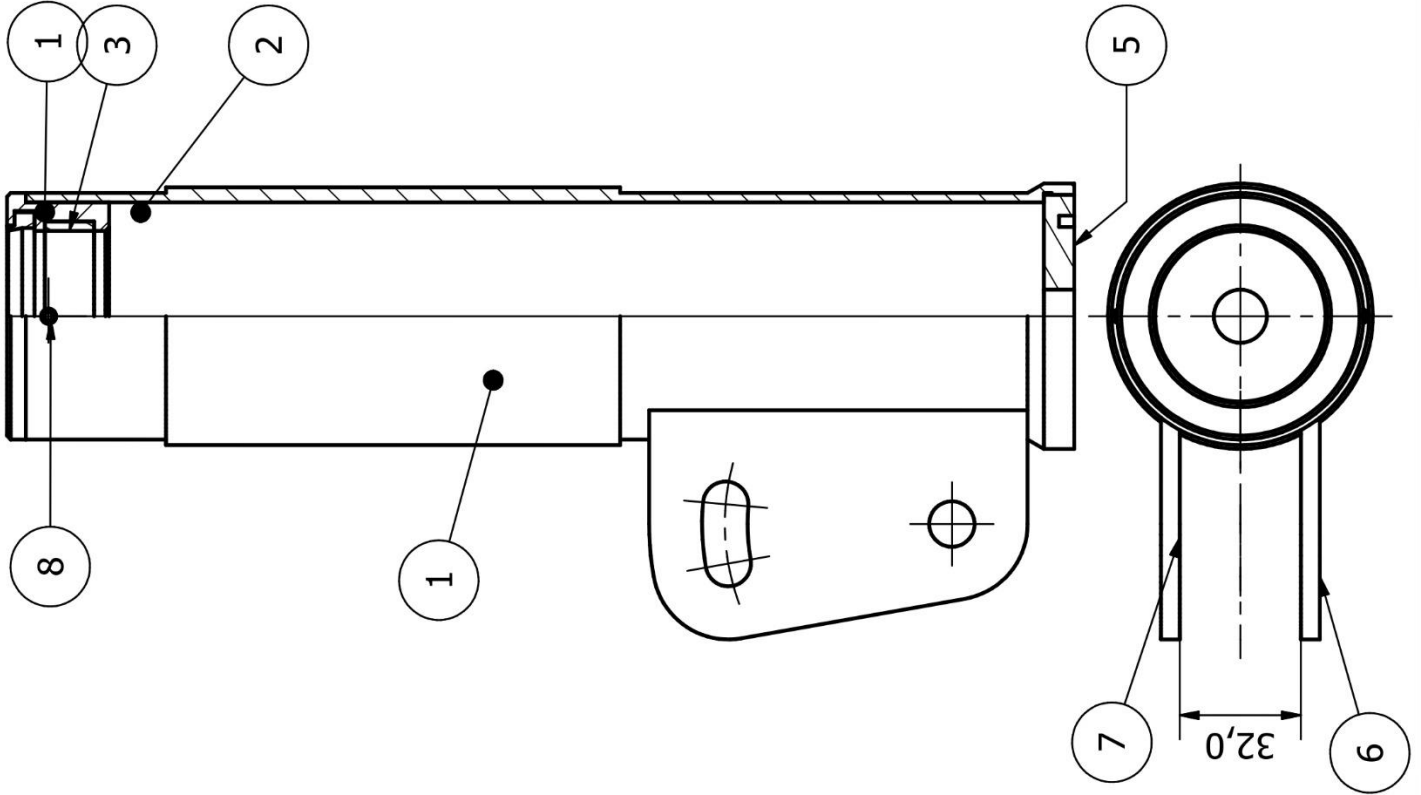
Hoja: 13





LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tubo exterior Delantero	Hoja 20
2	1	Tapa Exterior-Amortiguador	Hoja 16
3	1	Hallite506 d45 D50 L13	
4	1	Hallite38 d45 D55.6 L7	
5	1	Tapa Exterior-Vástago	Hoja 17
6	1	Acople Portamasa Lado A	Hoja 18
7	1	Acople Portamasa Lado B	Hoja 19
8	2	AS 1421 - M4 x 5 Punta plana	Tornillos ISO métricos sin cabeza con hueco hexagonal



Conjunto Tubo exterior Delantero

Escala: 1 : 2

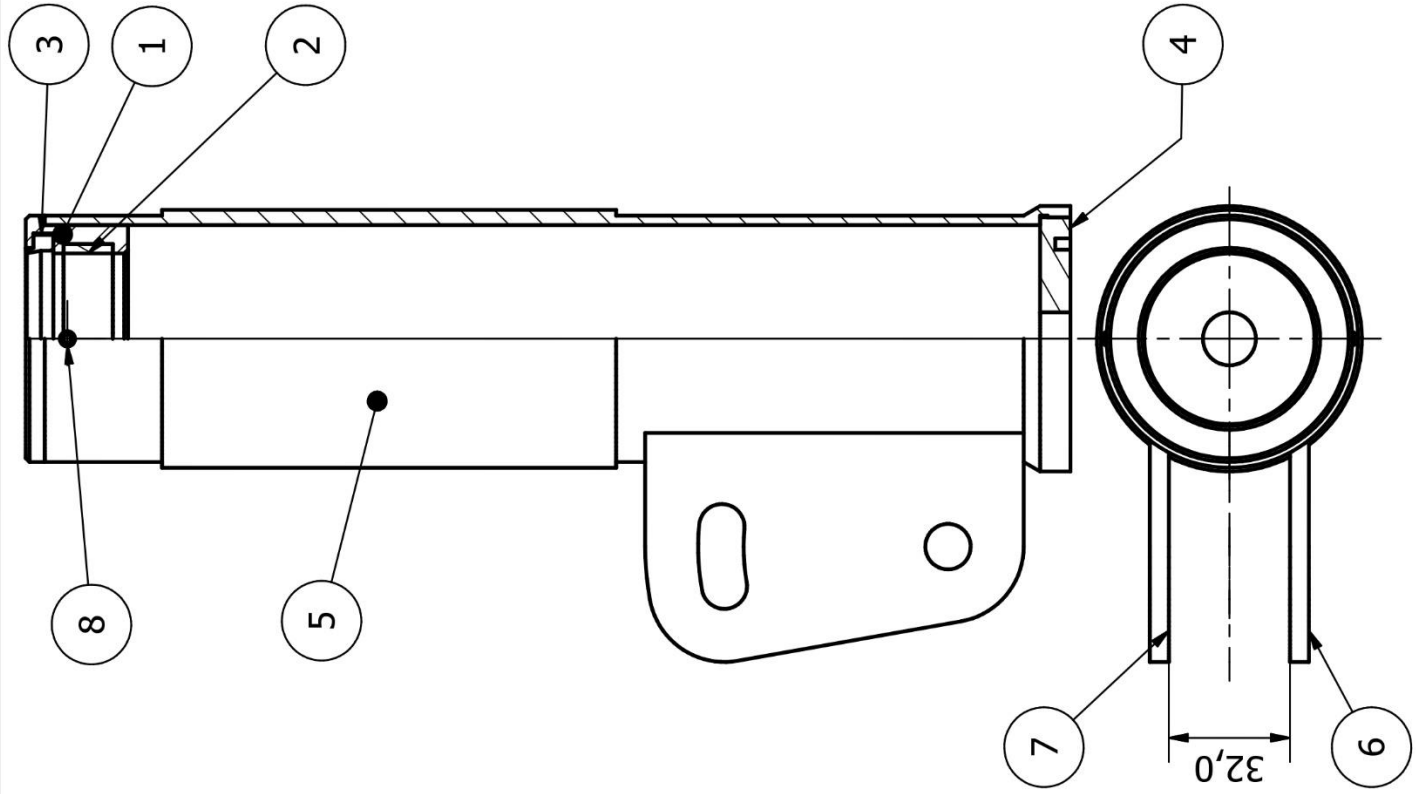
Fecha: 20-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 14

LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapa Exterior-Amortiguador	Hoja 16
2	1	Hallite506 d45 D50 L13	
3	1	Hallite38 d45 D55.6 L7	
4	1	Tapa Exterior-Vástago	Hoja 17
5	1	Tubo exterior Trasero	Hoja 21
6	1	Acople Portamasa Lado A	Hoja 18
7	1	Acople Portamasa Lado B	Hoja 19
8	2	AS 1421 - M4 x 5 Punta plana	Tornillos ISO métricos sin cabeza con hueco hexagonal

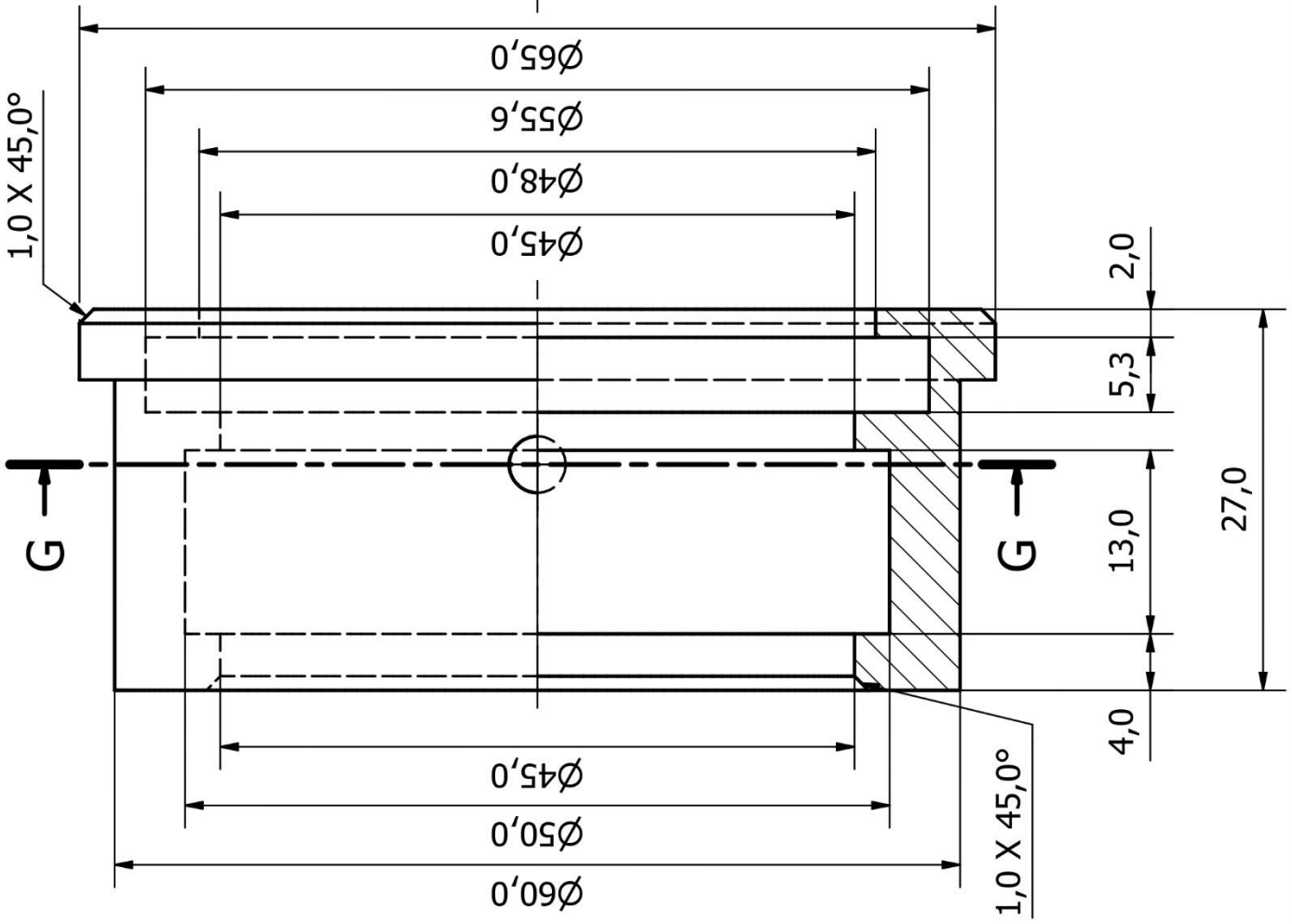


Conjunto Tubo exterior Trasero

Escala: 1 : 2 Fecha: 20-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 15

G-G (2 : 1)



Tapa Exterior-Amortiguador

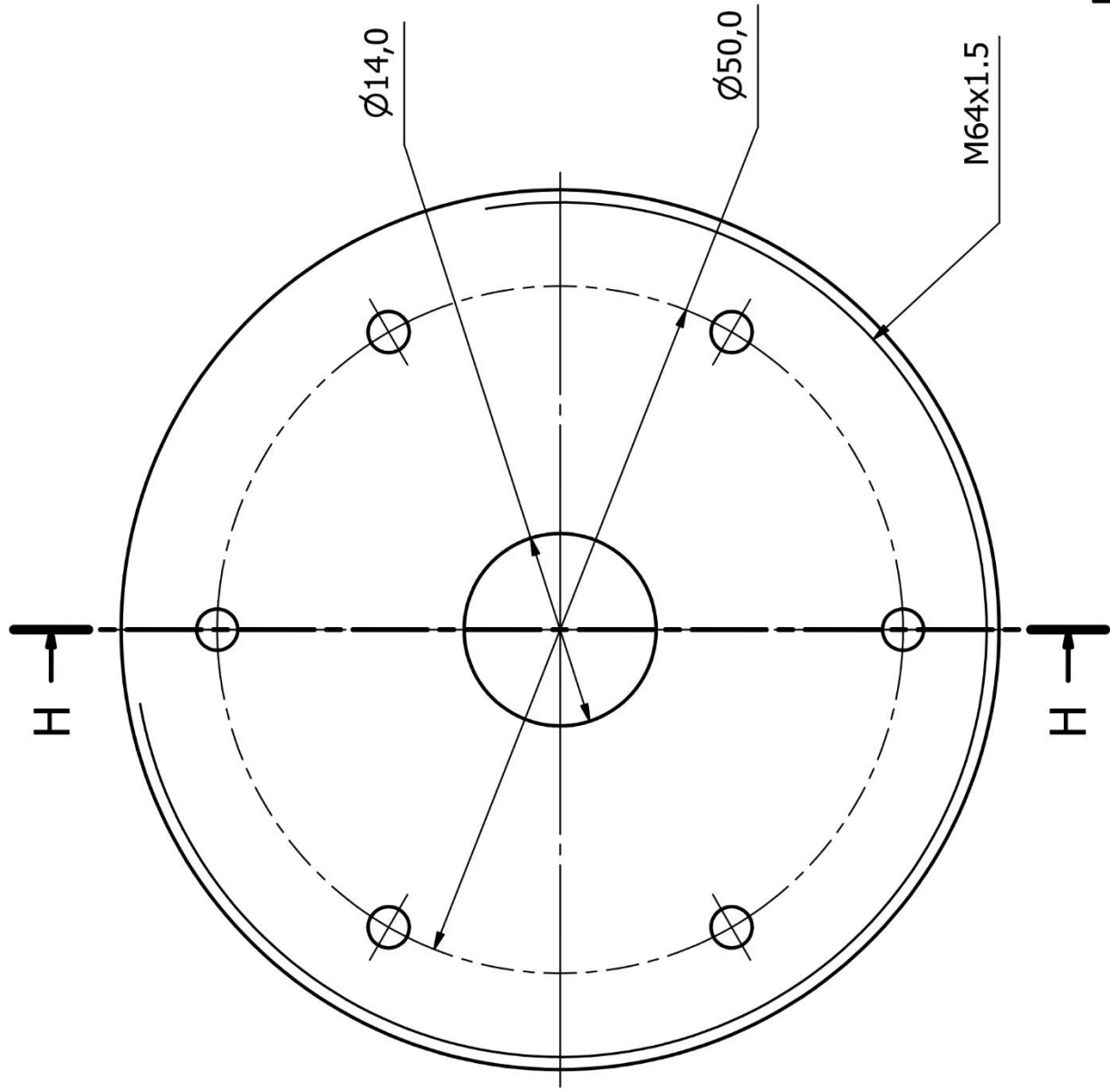
Escala: 2 : 1

Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 16

H-H (2:1)



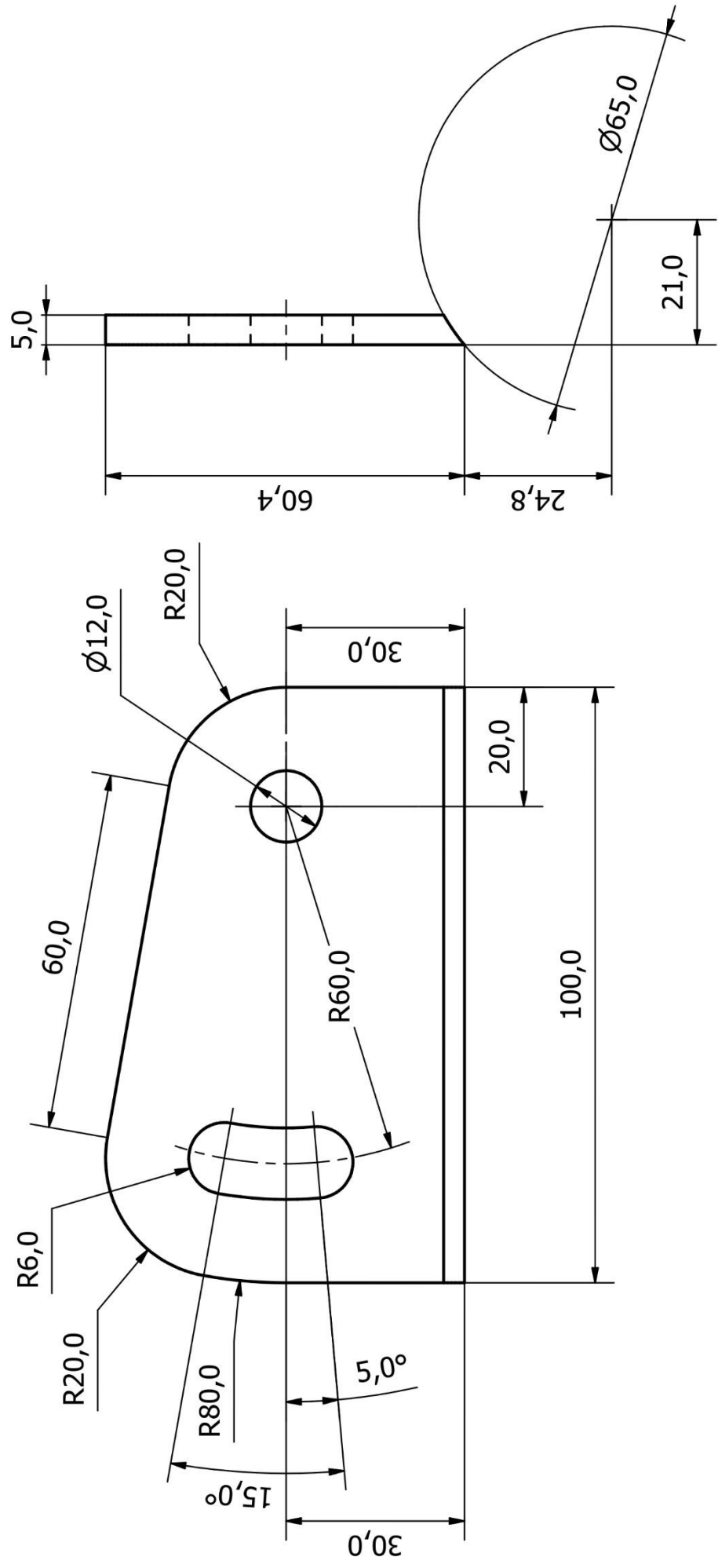
Tapa Exterior-Vástago

Escala: 2 : 1

Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 17



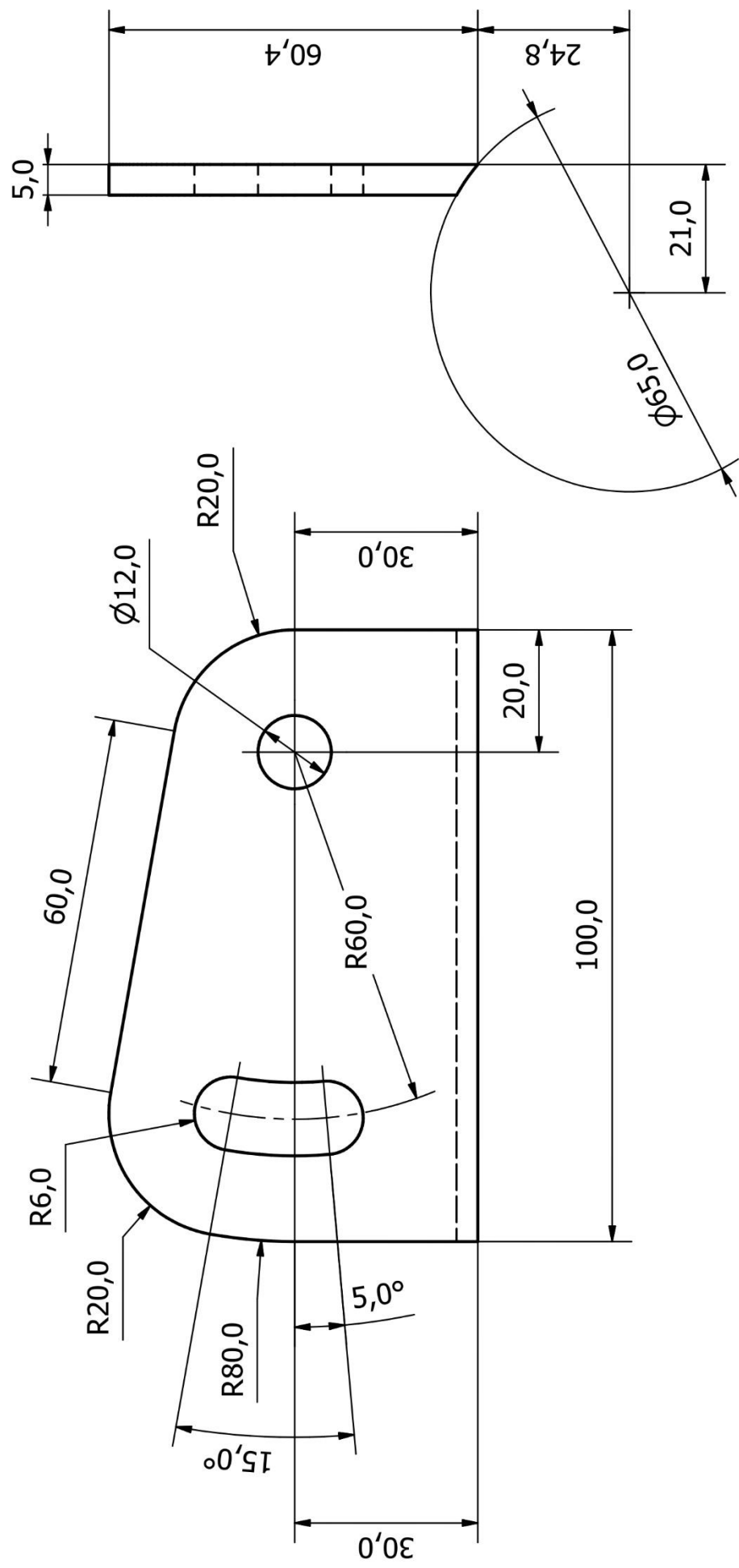
Acople Portamasa Lado A

Escala: 1 : 1

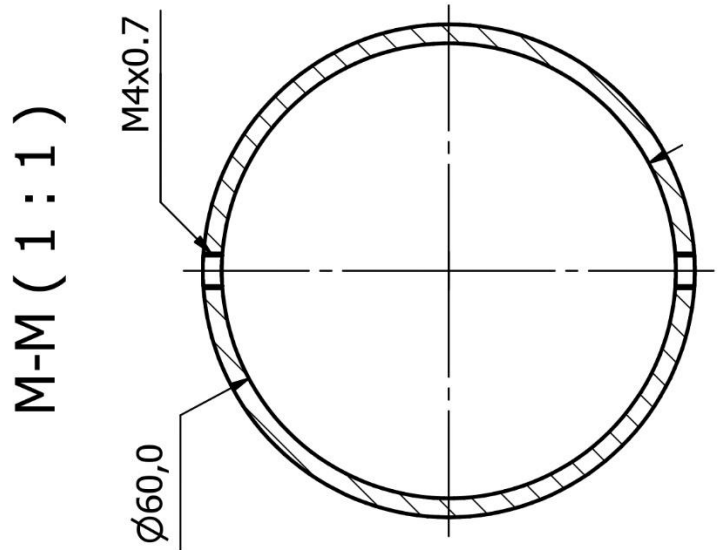
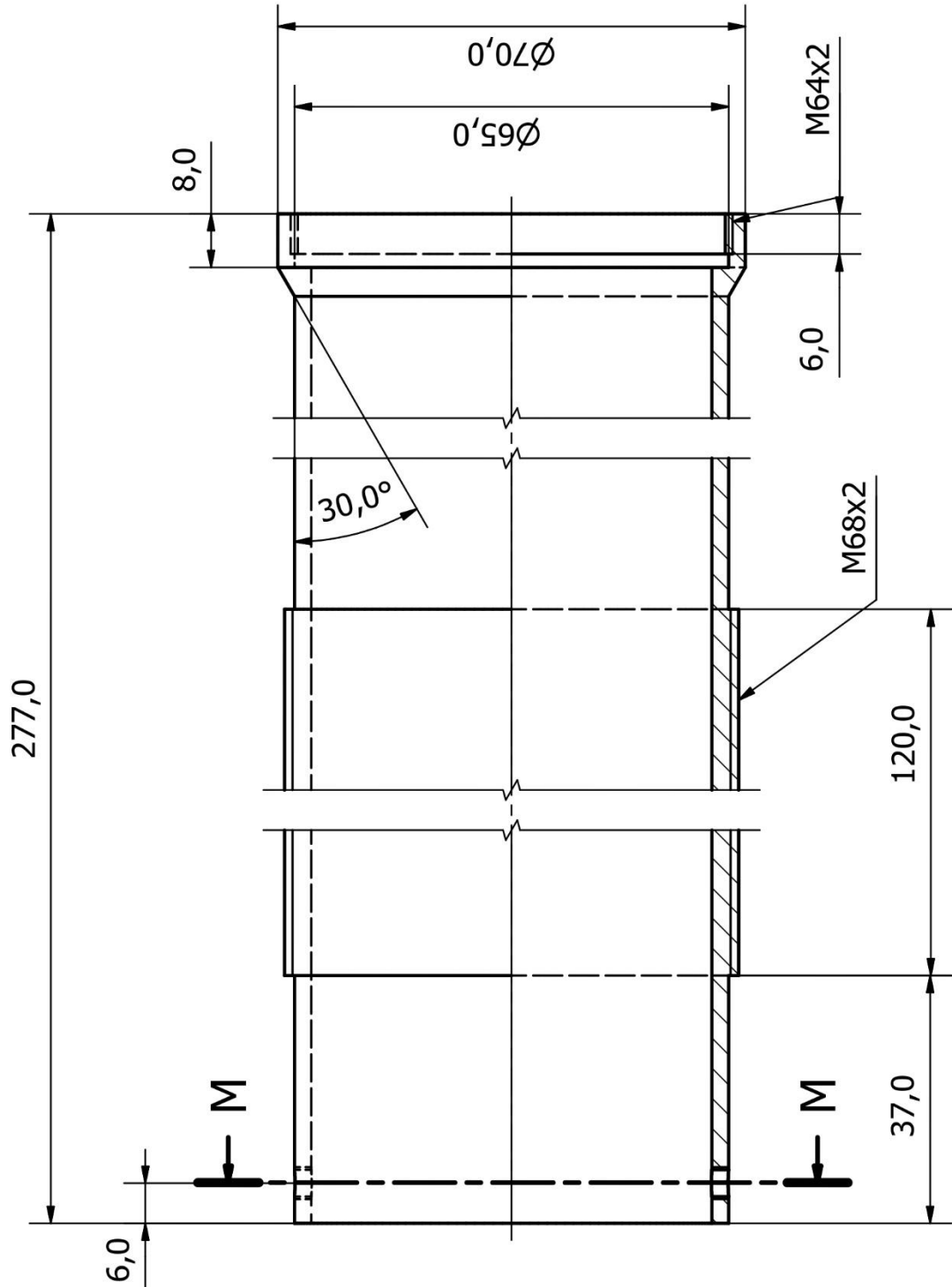
Fecha: 24-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 18



Acople Portamasa Lado B		
Escala: 1 : 1	Fecha: 24-10-2023	
Diseño: Diego Hormazábal		Hoja: 19



Tubo exterior Delantero

Escala: 1 : 1 Fecha: 16-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 20



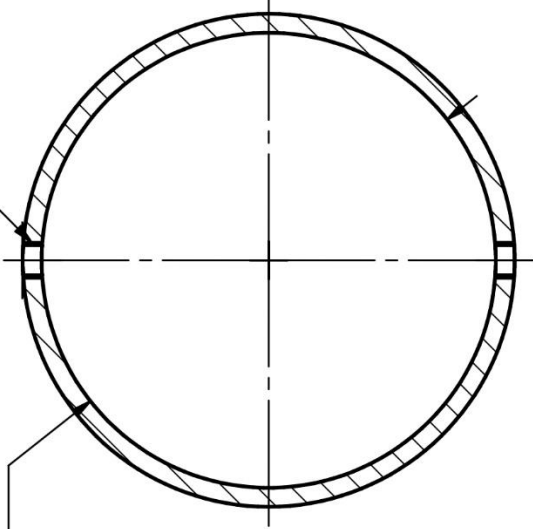
271,0

N-N (1 : 1)

6,0

M4x0.7

Ø60,0



8,0

Ø65,0
Ø70,0

M64x2

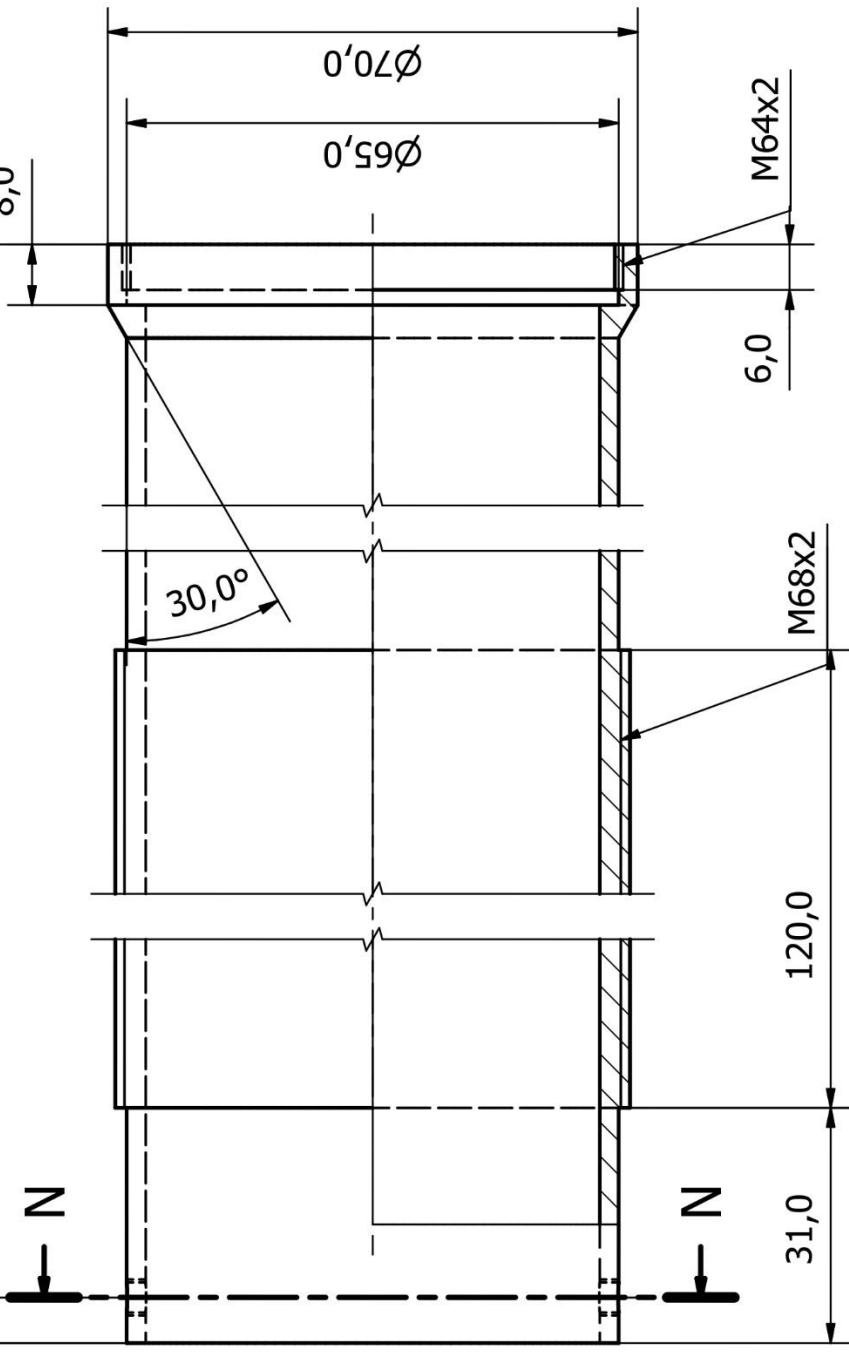
6,0

30,0°

M68x2

120,0

31,0



N

N

Tubo exterior Trasero

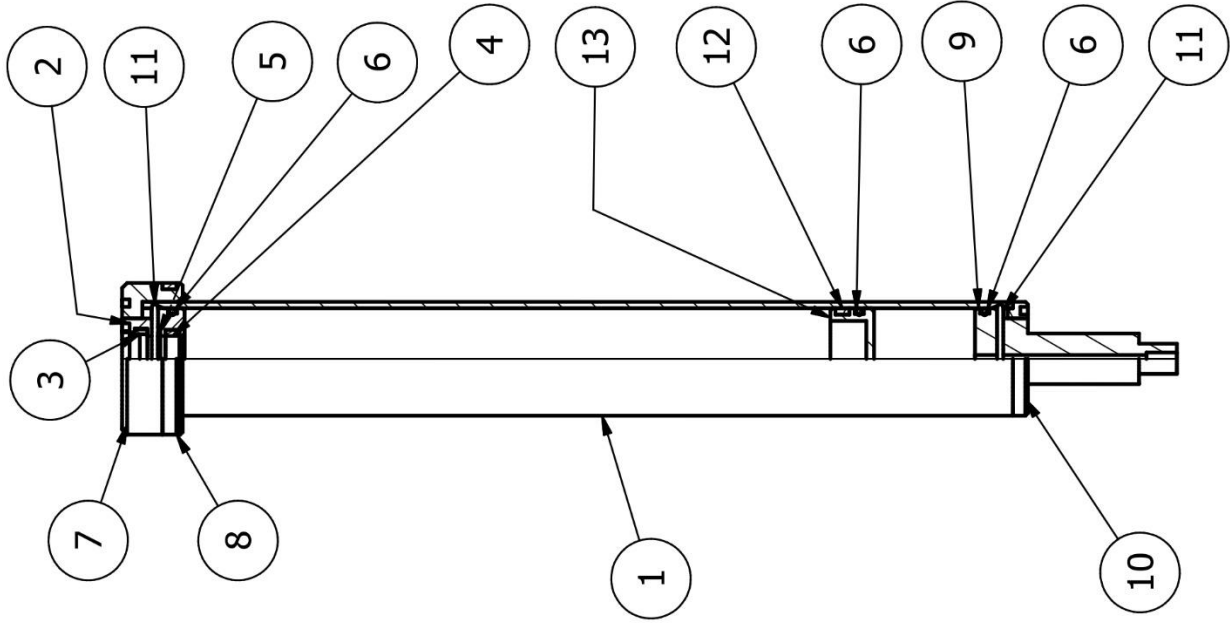
Escala: 1 : 1

Fecha: 16-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 21





LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tubo Amortiguador Delantero	Hoja 29
2	1	Tapa	Hoja 25
3	1	Hallite38 d18 D24 L7	
4	1	Hallite506 d18 D23 L5.6	
5	1	HalliteR16 d25.5 D18 L3.2	
6	3	Parker 2-126 N70	
7	1	Tuerca	Hoja 24
8	1	Amortiguador-vástago	
9	1	Hallite506 d55 D60 L5.6	
10	1	Tapa	Hoja 26
11	2	Amortiguador-Chasis	Hoja 27
12	1	Ring GB/T 895.1-1986 - 40	Roundwire snap rings for hole
13	1	Hallite506 d35 D40 L5.6	
13	1	Pistón flotante	

Conjunto Tubo Amortiguador Delantero

Escala: 1 : 3

Fecha: 20-12-2023

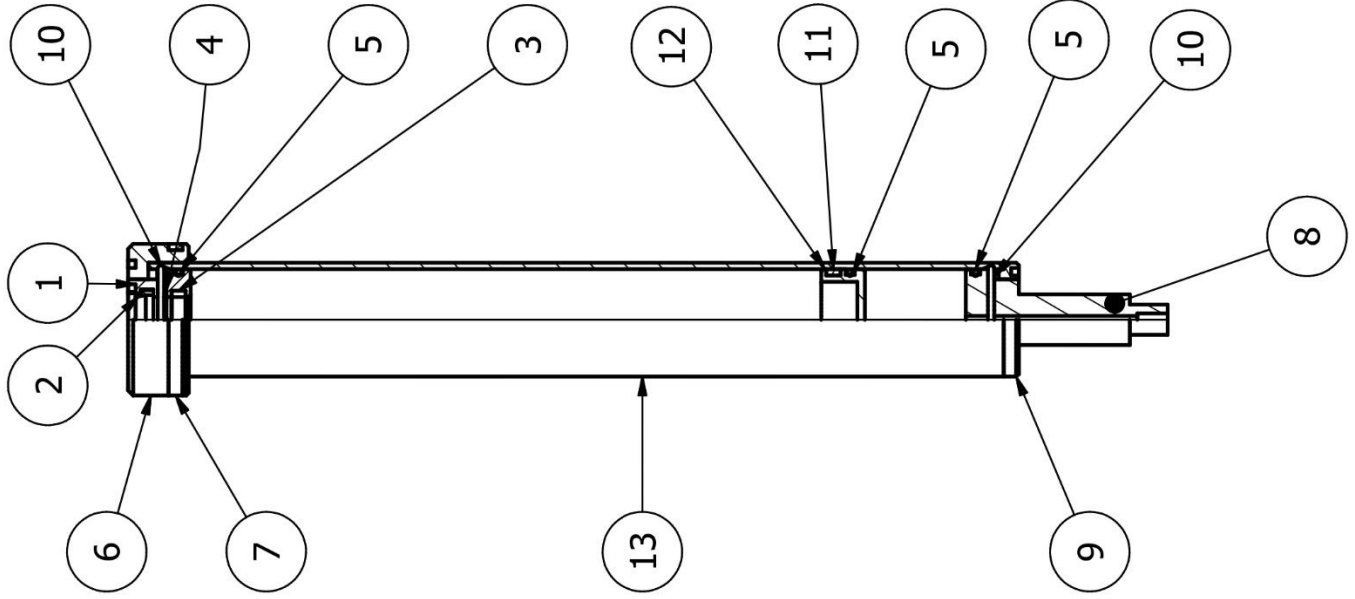
Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 22



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tapa Amortiguador-Vástago	Hoja 25
2	1	Hallite38 d18 D24 L7	
3	1	Hallite506 d18 D23 L5.6	
4	1	HalliteR16 d25.5 D18 L3.2	
5	3	Parker 2-126 N70	
6	1	Tuerca	Hoja 24
7	1	Amortiguador-vástago	
8	1	Hallite506 d55 D60 L5.6	Hoja 26
9	1	Tapa Amortiguador-Chasis	Hoja 27
10	2	Ring GB/T 895.1-1986 - 40	Roundwire snap rings for hole
11	1	Hallite506 d35 D40 L5.6	
12	1	Pistón flotante	Hoja 28
13	1	Tubo Amortiguador Trasero	Hoja 30



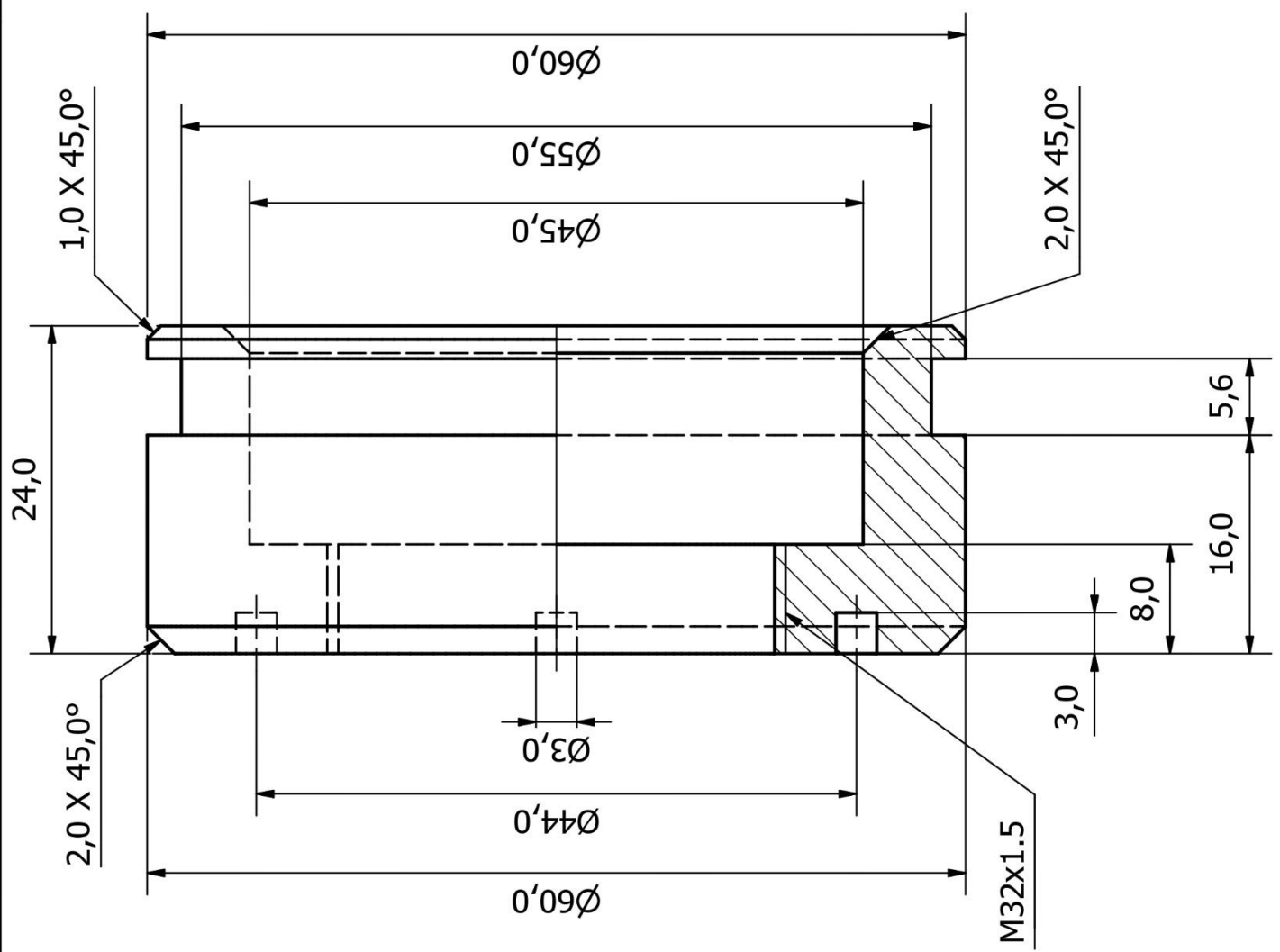
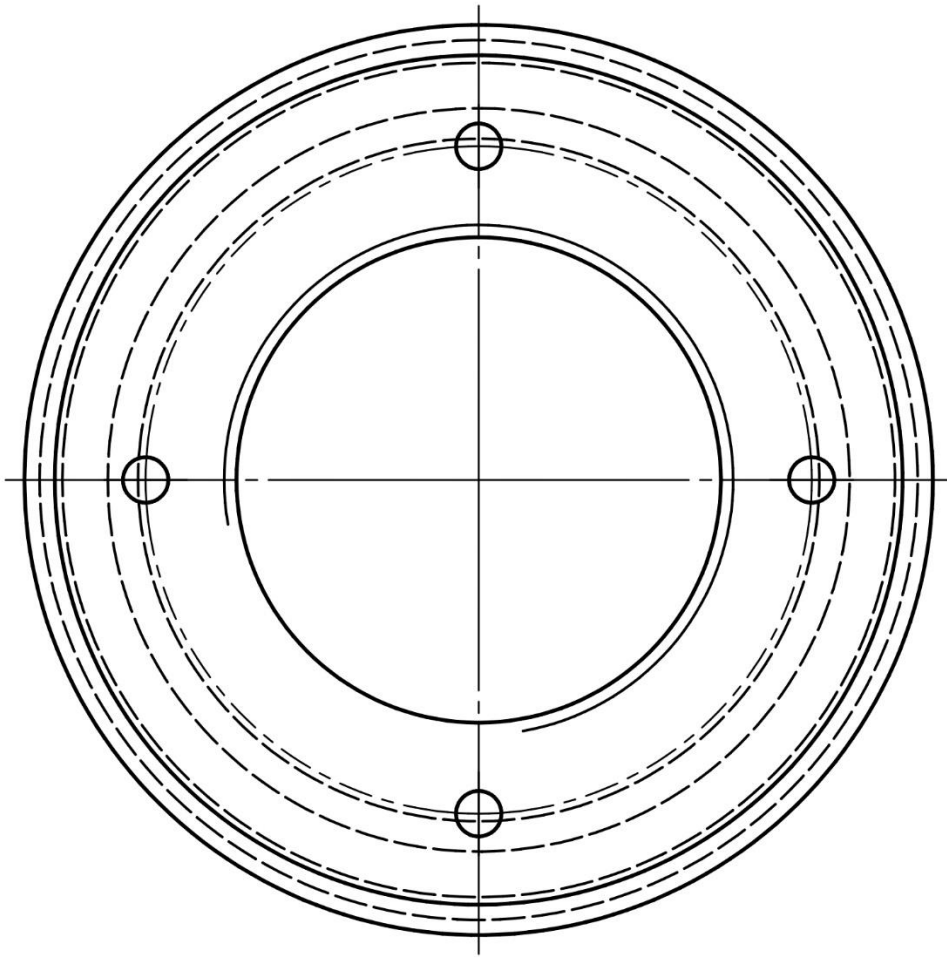
Conjunto Tubo Amortiguador Trasero

Escala: 1 : 3

Fecha: 20-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 23



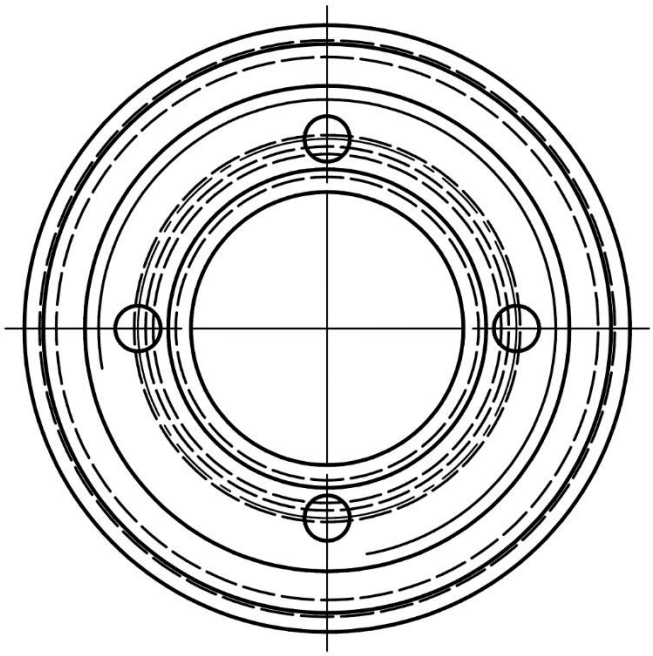
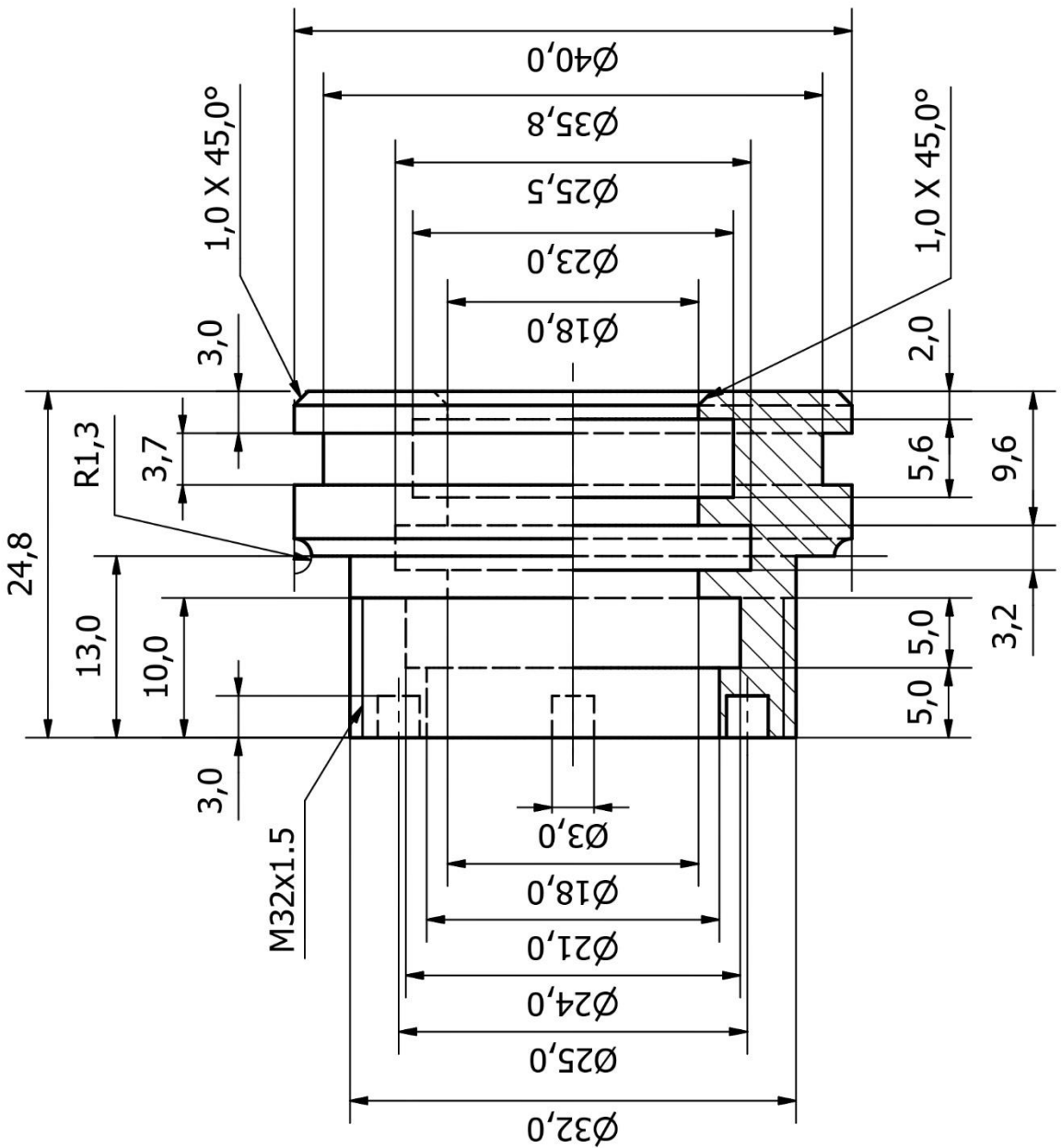
Tuerca Amortiguador-vástago

Escala: 2 : 1

Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 24



Tapa Amortiguador-Vástago

Escala: 2 : 1

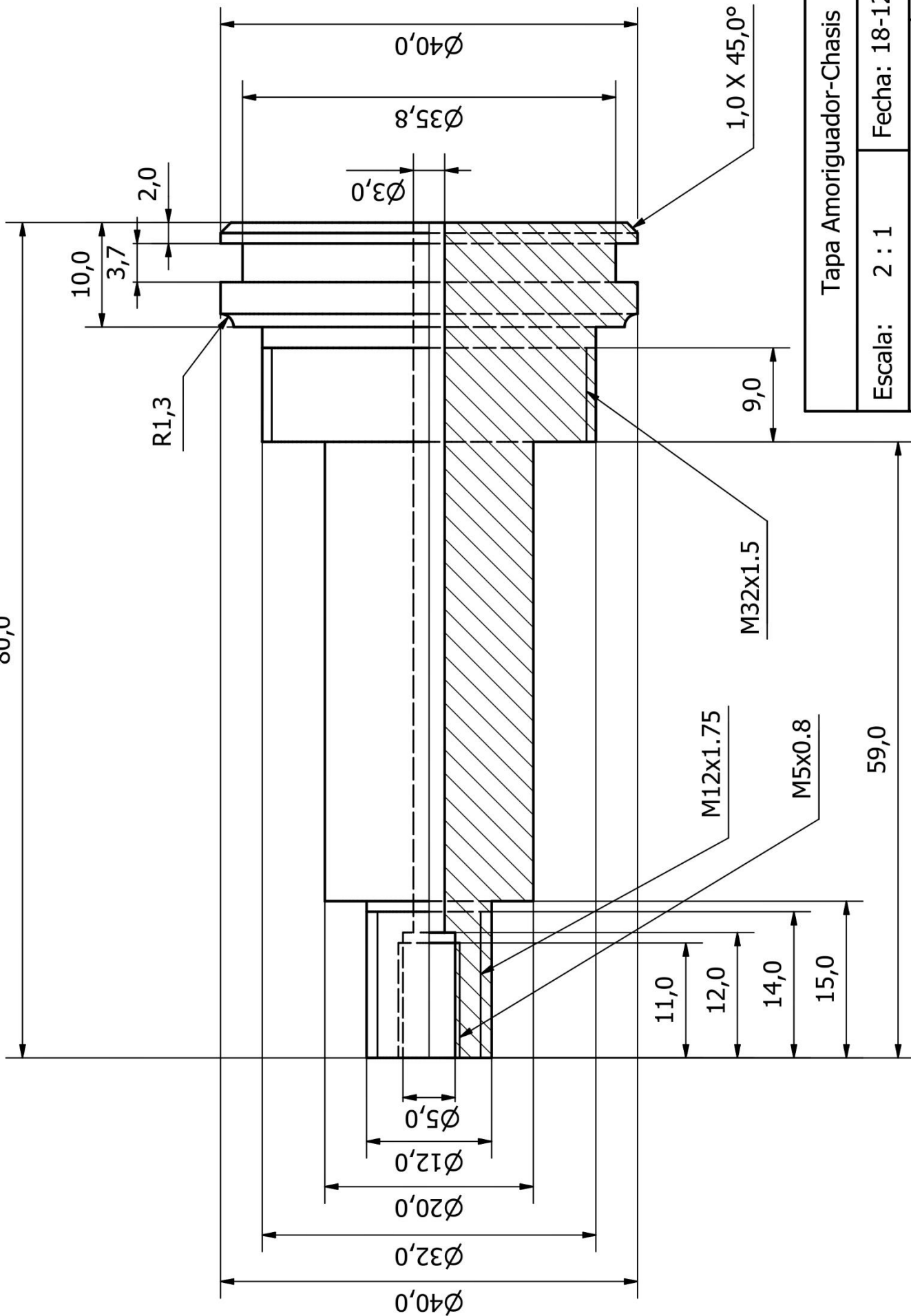
Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 25



80,0



Tapa Amoriguador-Chasis

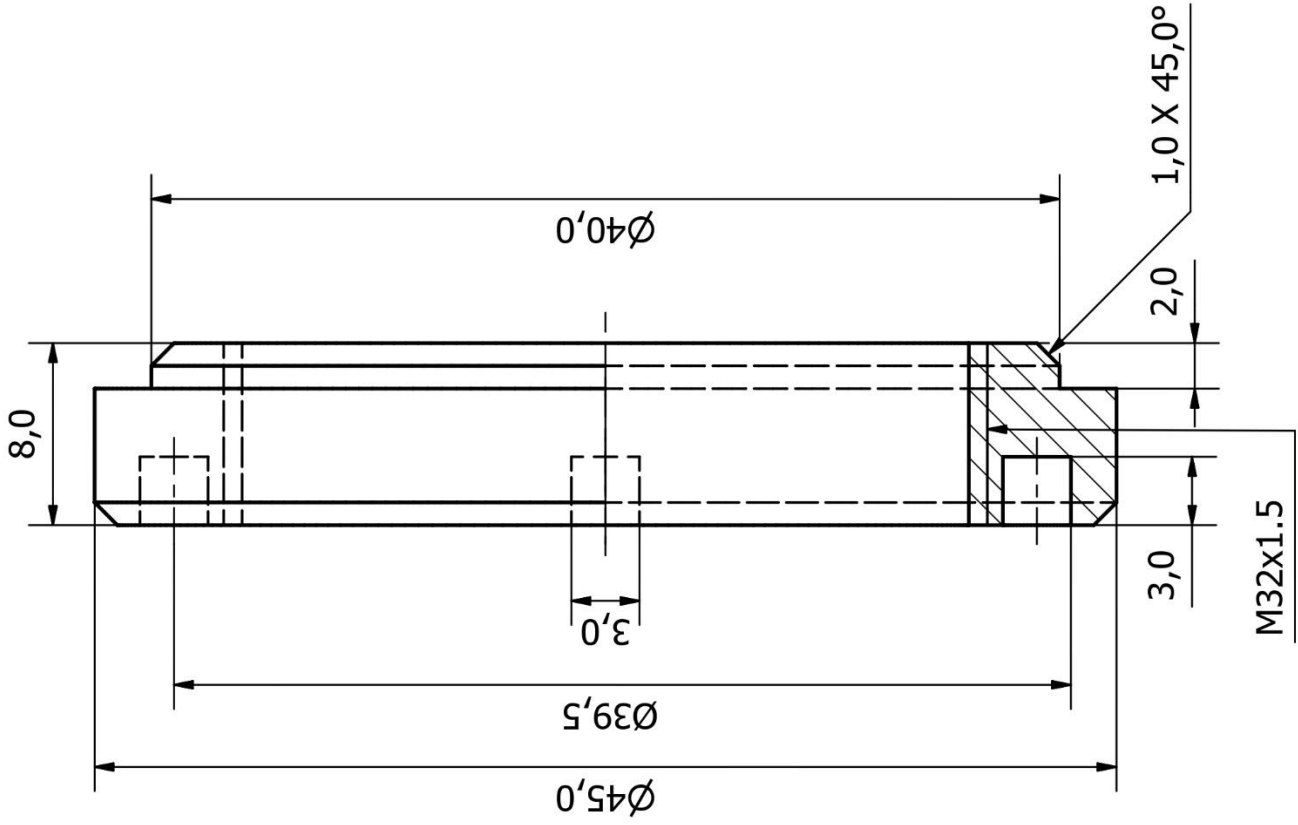
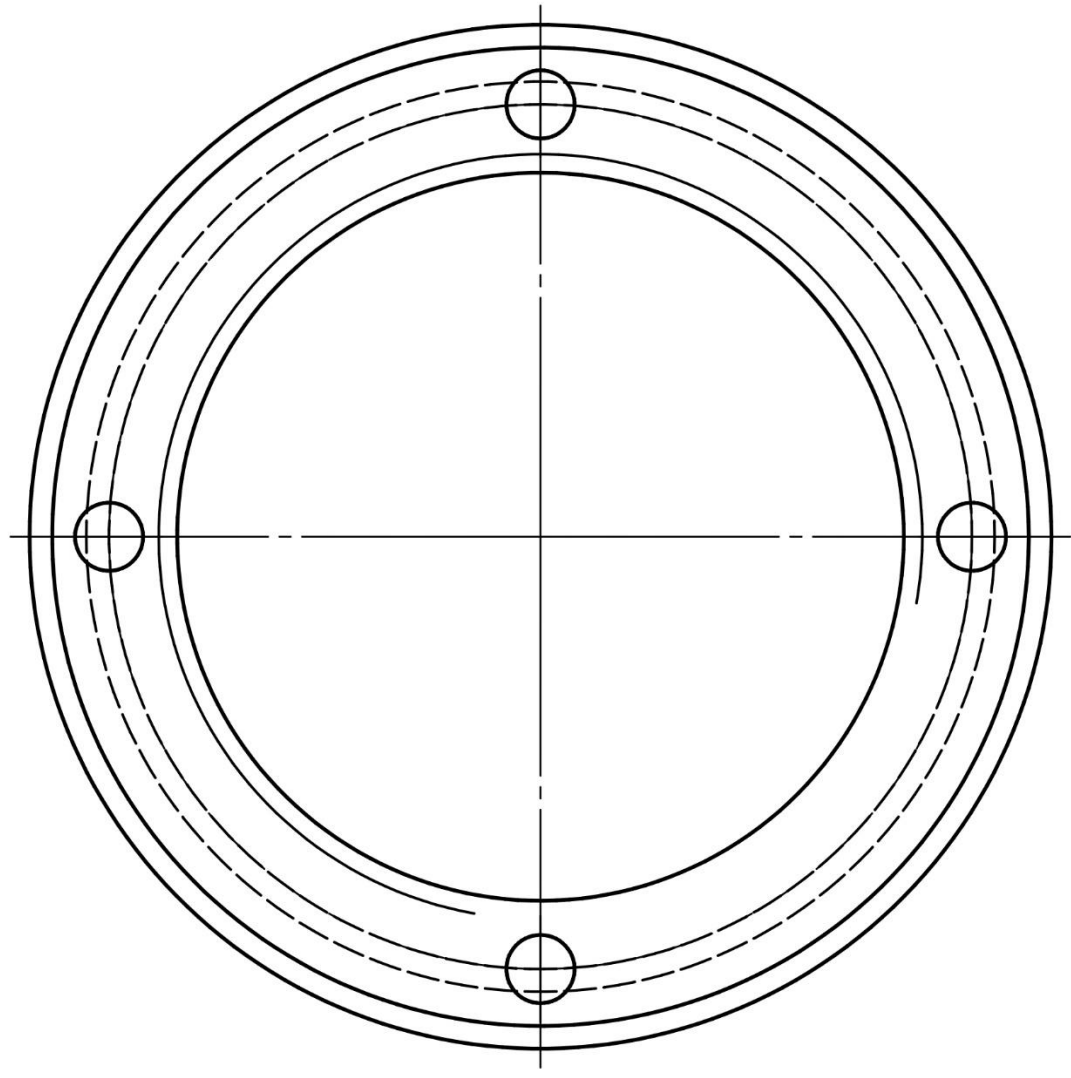
Escala: 2 : 1

Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 26





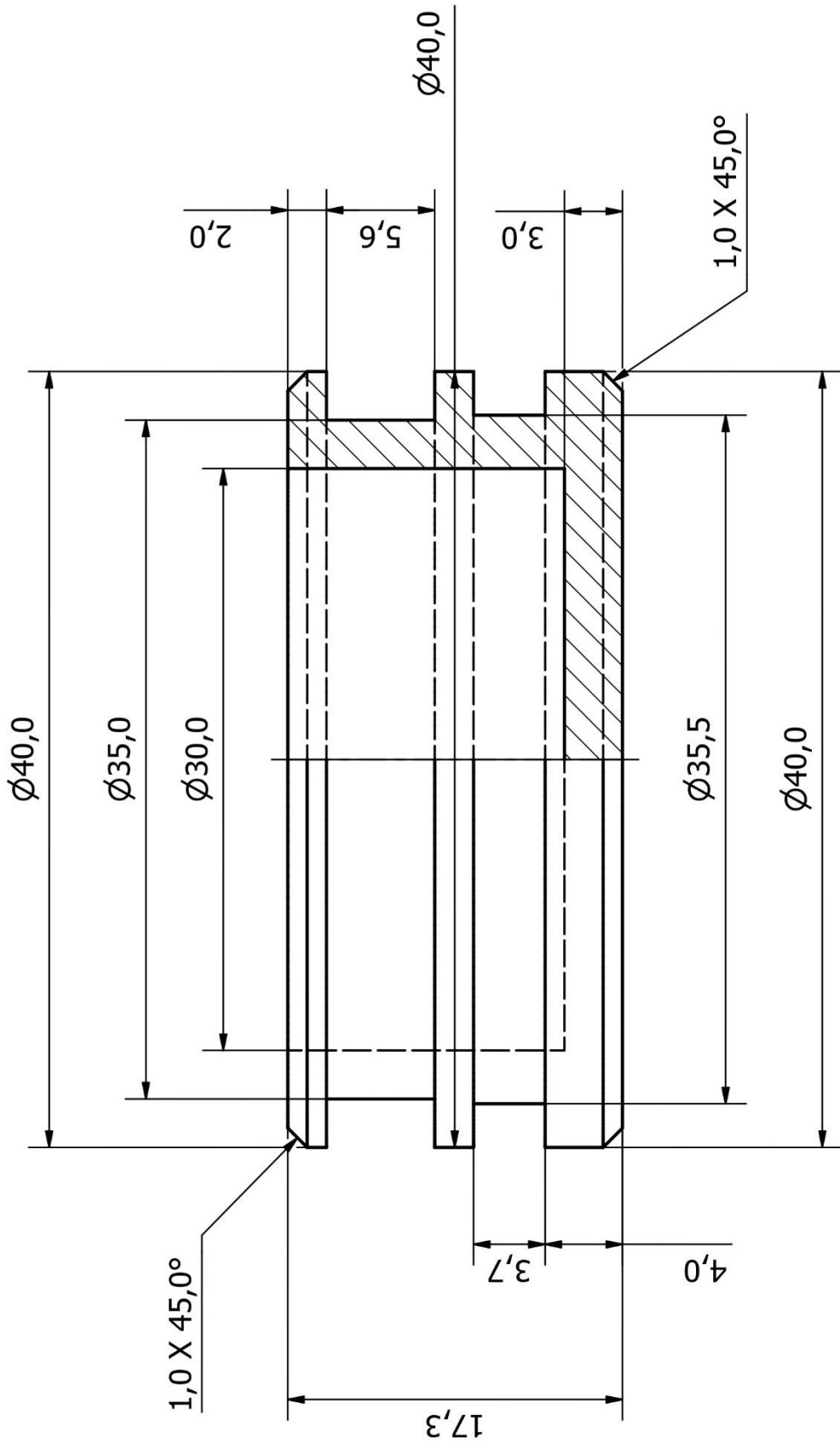
Tuerca Amortiguador-Chasis

Escala: 3 : 1

Fecha: 18-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 27



Pistón flotante

Escala: 3 : 1

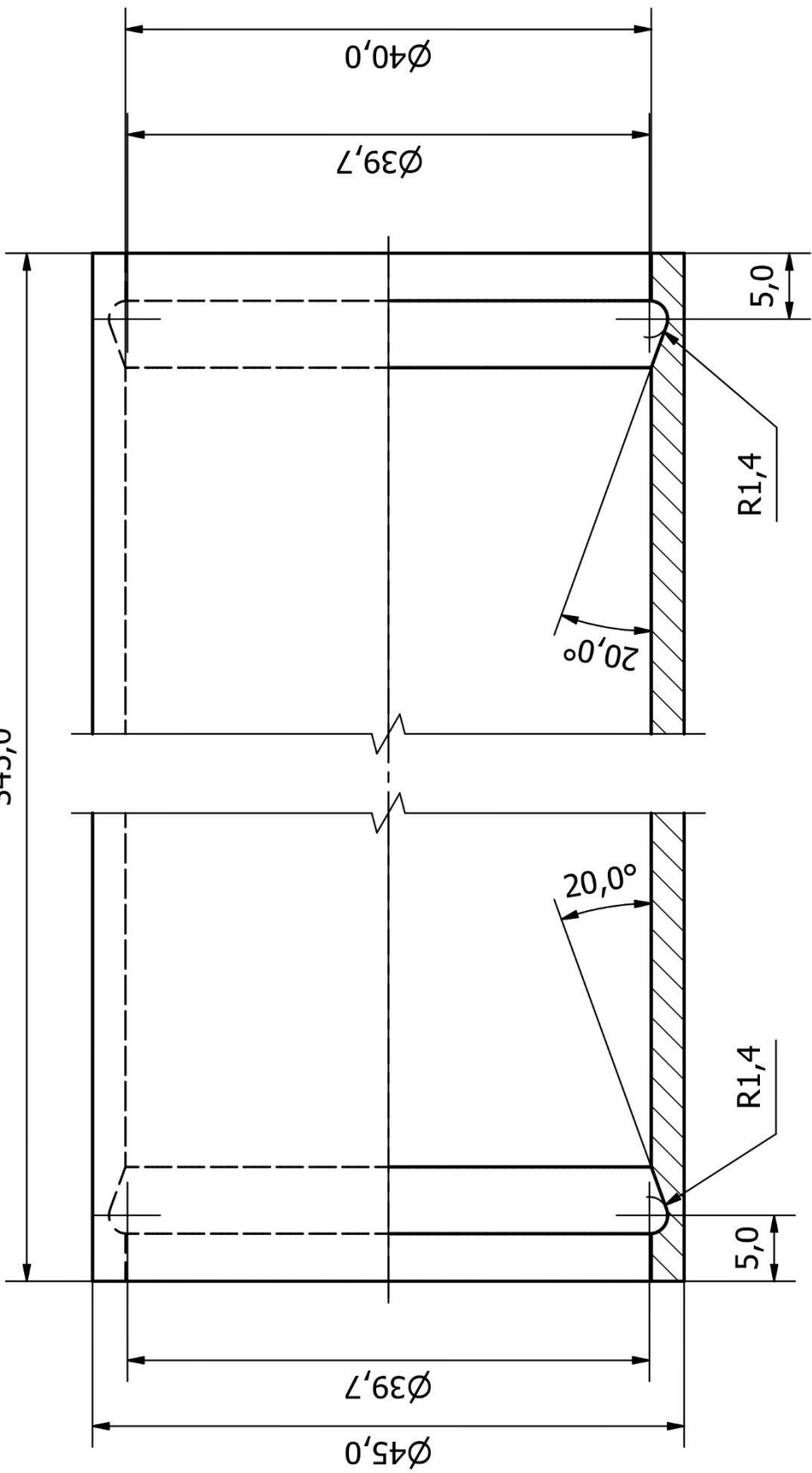
Fecha: 18-10-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 28



345,0



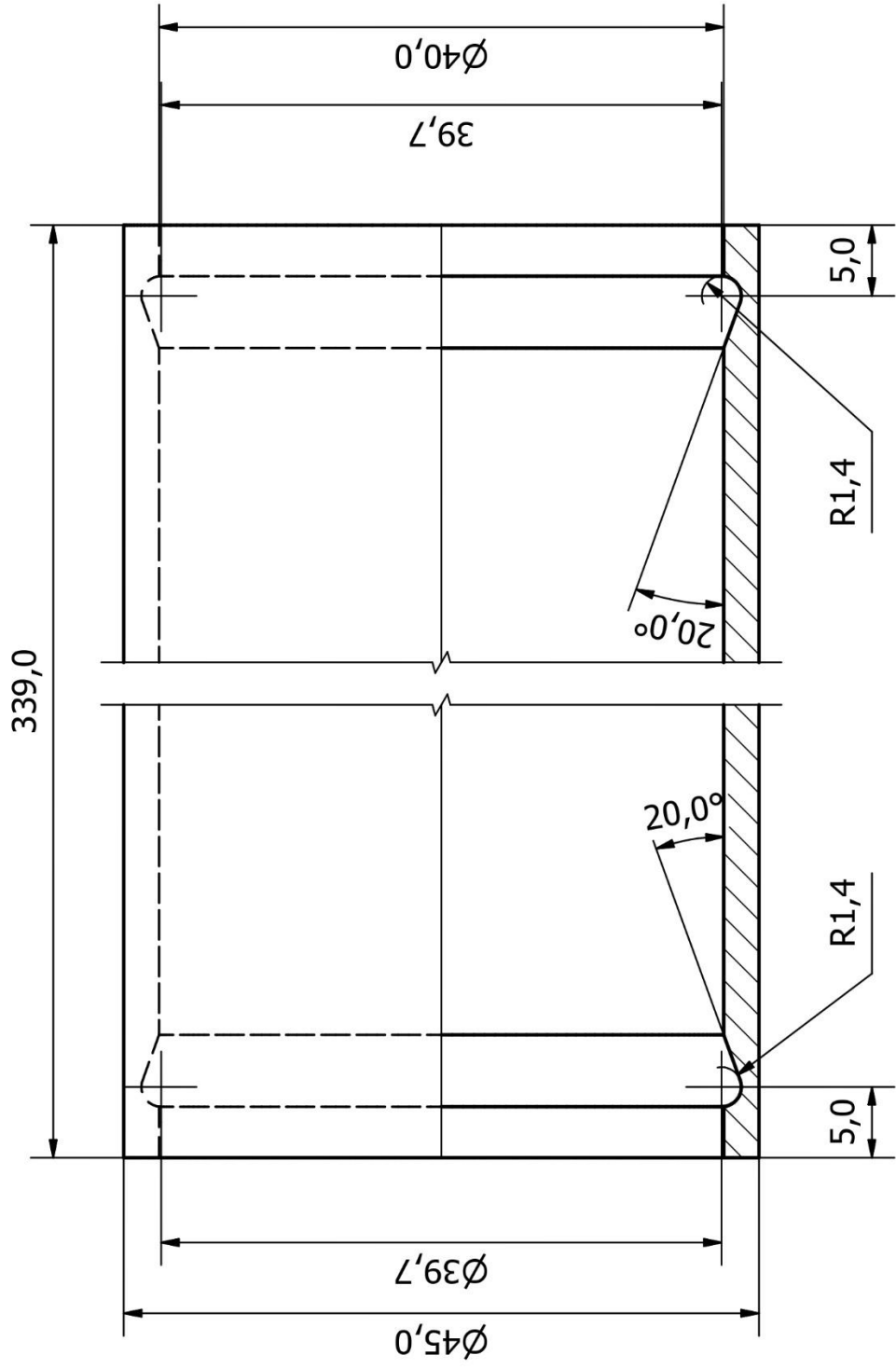
Tubo Amortiguador Delantero

Escala: 2 : 1

Fecha: 16-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 29



Tubo Amortiguador Trasero

Escala: 2 : 1

Fecha: 16-12-2023

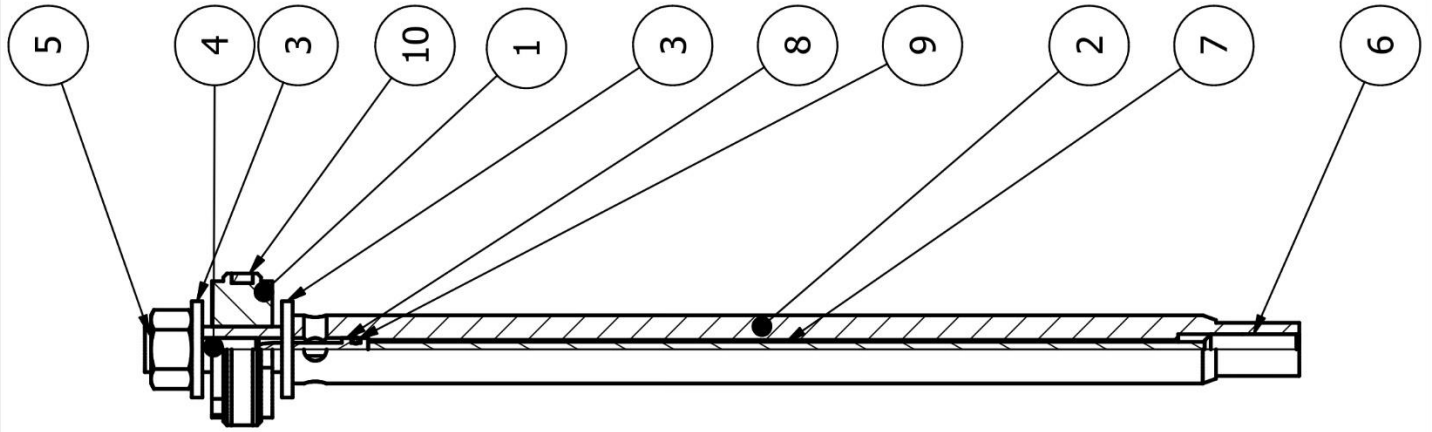
Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 30



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Pistón Delantero	Hoja 32
2	1	Vástago Delantero	Hoja 33
3	2	ANSI B18.22M - 12 N	Arandelas métricas planas
4	1	ISO 8673 - M12 x 1,25	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
5	1	Perno perforado	Hoja 39
6	1	Perno Ajuste	Hoja 40
7	1	Varilla Delantera	Varilla de 4 mm de diámetro y 221 mm de largo
8	1	Aguja Delantera	Hoja 34
9	1	Parker 2-006 N70	
10	1	Hallite506 d35 D40 L5.6	

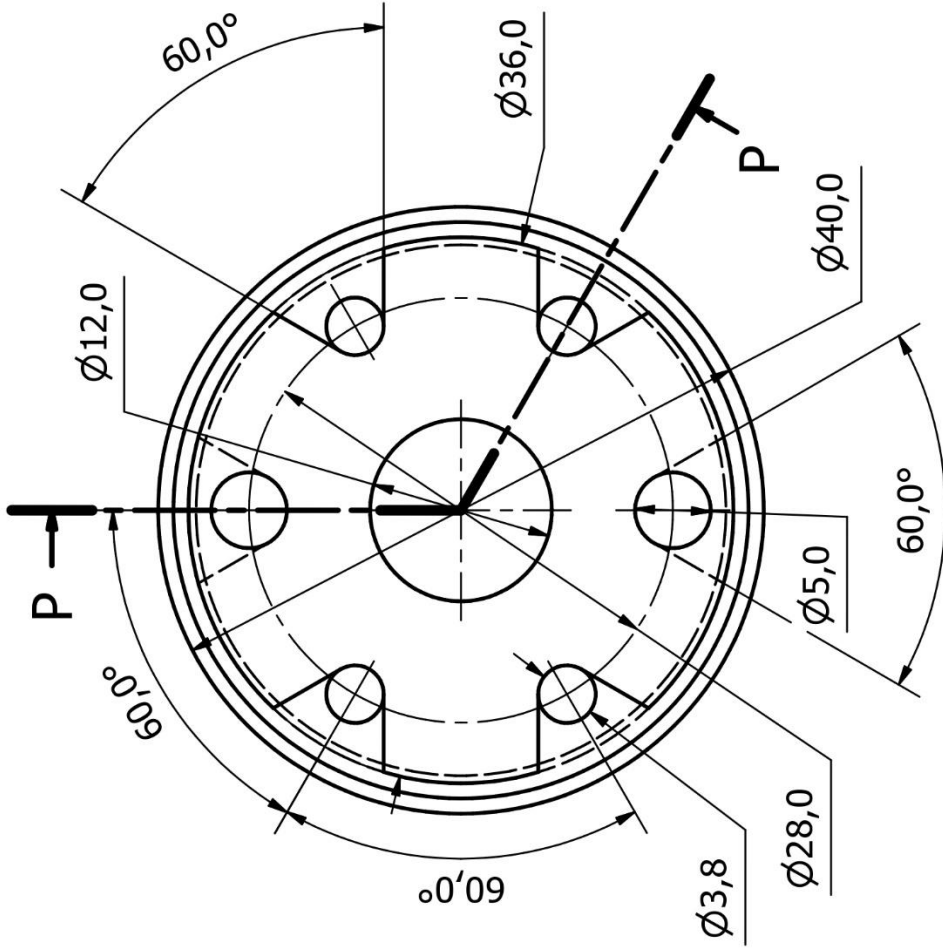
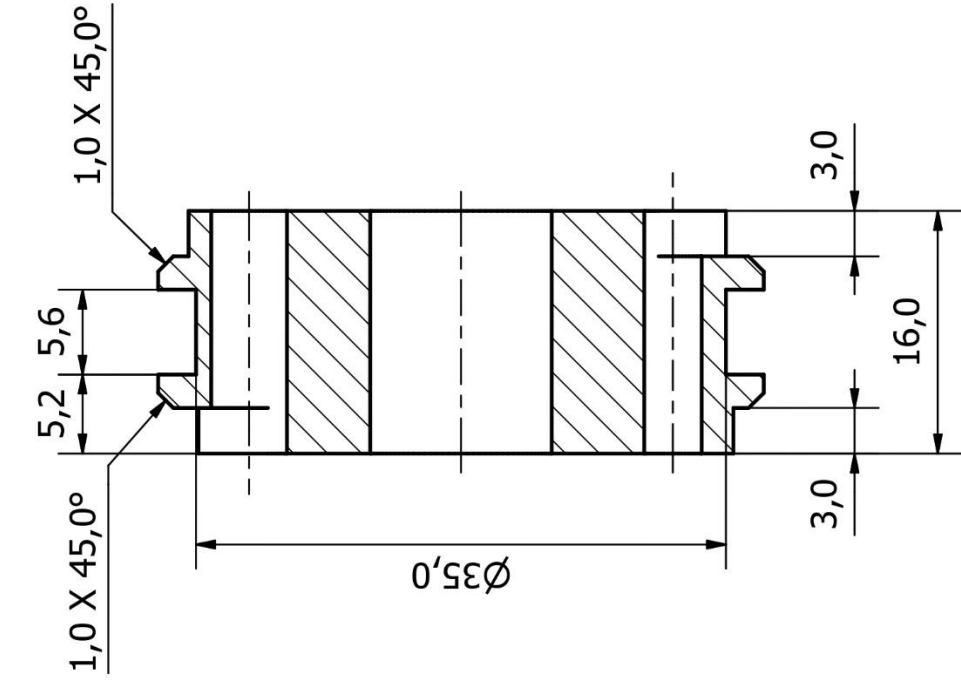


Conjunto Vástago Delantero

Escala: 1 : 2 Fecha: 28-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 31

P-P (2 : 1)



Pistón Delantero

Escala: 2 : 1

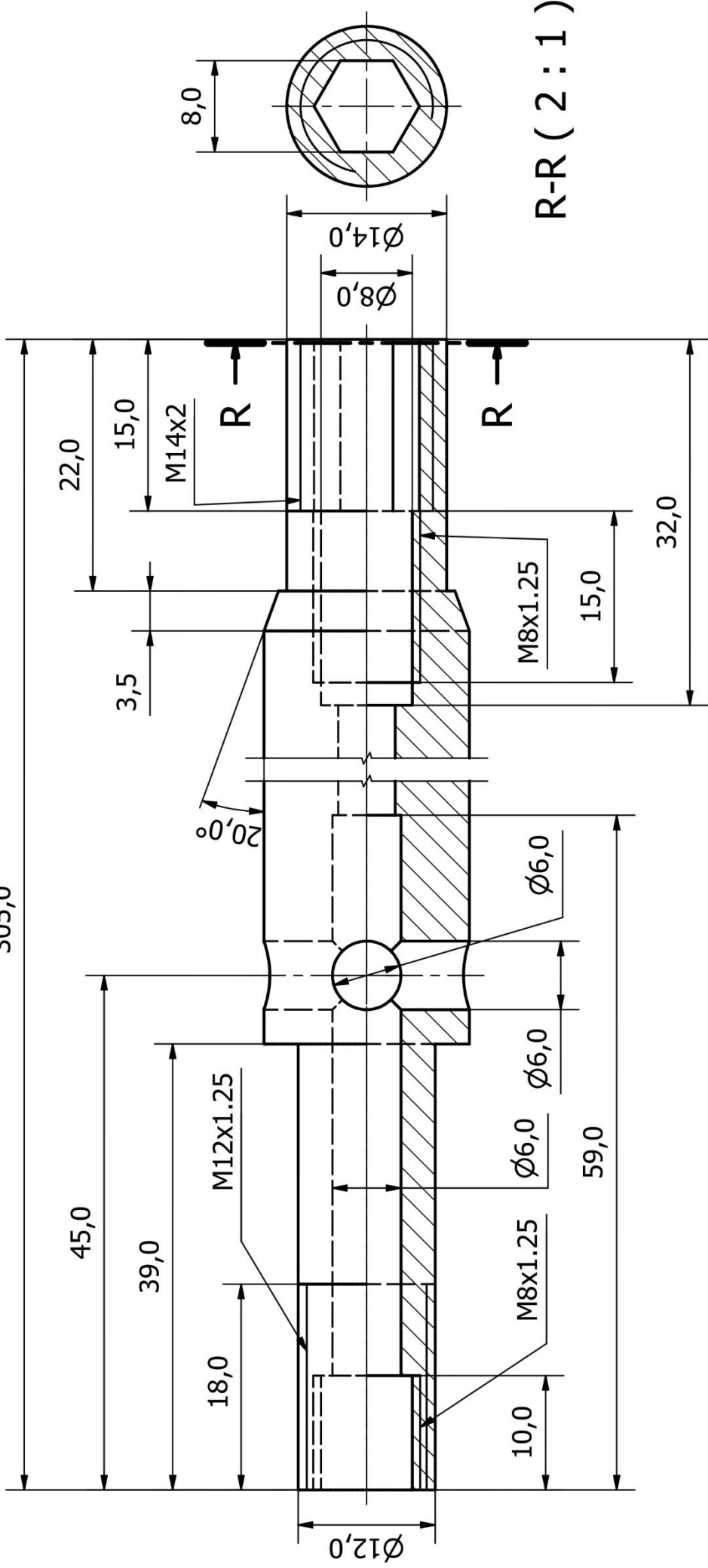
Fecha: 28-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 32



305,0



Vástago Delantero

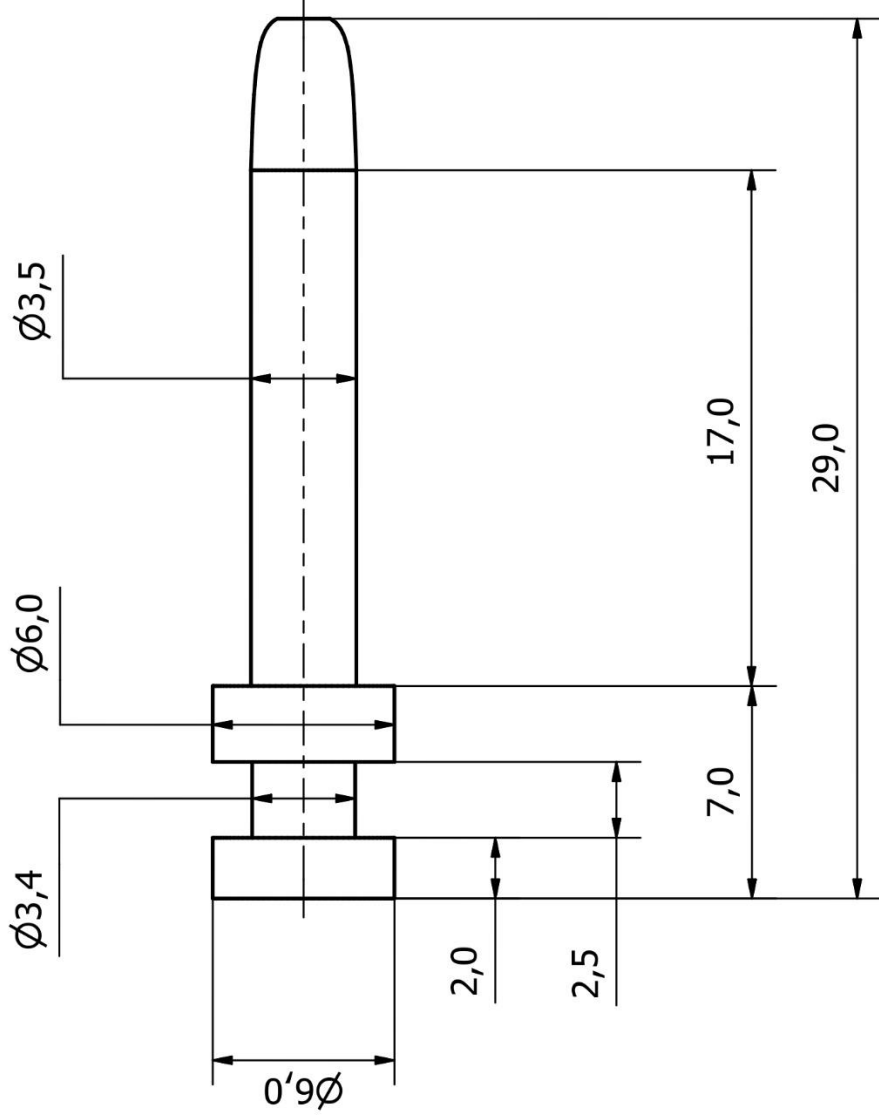
Escala: 2 : 1

Fecha: 16-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 33

TABLA	
X	Y
0	0,871
0,2	1,123
0,4	1,259
0,6	1,347
0,8	1,411
1	1,459
1,2	1,498
1,4	1,529
1,6	1,555
1,8	1,578
2	1,597
2,2	1,614
2,4	1,629
2,6	1,643
2,8	1,655
3	1,666
3,2	1,676
3,4	1,685
3,6	1,694
3,8	1,702
4	1,709
4,2	1,716
4,4	1,722
4,6	1,728
4,8	1,733
5	1,739



Aguja Delantera

Escala: 4 : 1

Fecha: 29-12-2023

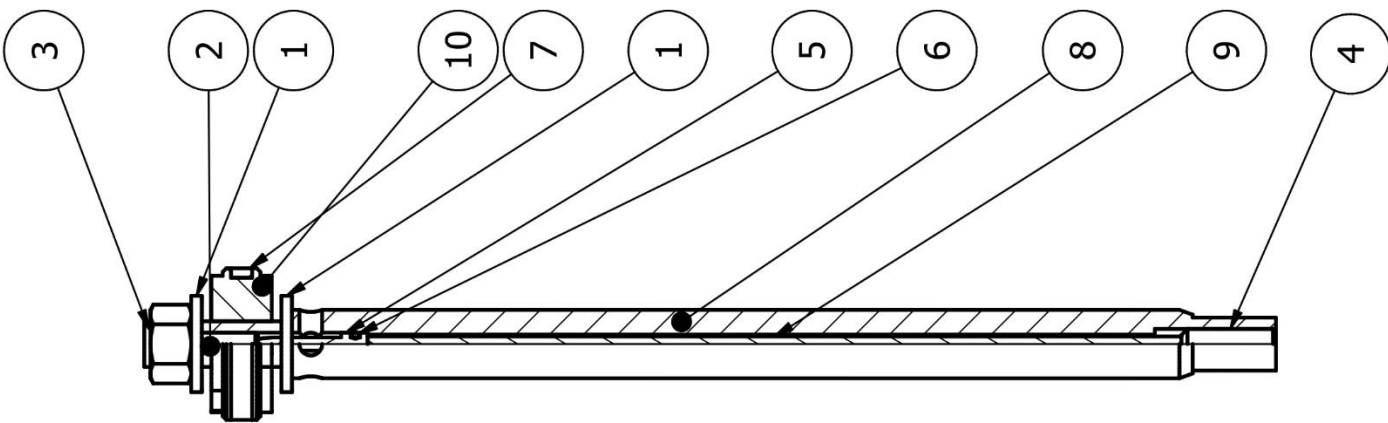
Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 34



LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	2	ANSI B18.22M - 12 N	Arandelas métricas planas
2	1	ISO 8673 - M12 x 1,25	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
3	1	Perno perforado	Hoja 39
4	1	Perno Ajuste	Hoja 40
5	1	Aguja Trasera	Hoja 38
6	1	Parker 2-006 N70	
7	1	Hallite506 d35 D40 L5.6	
8	1	Vástago Trasero	Hoja 37
9	1	Varilla Trasera	Varilla de 4 mm de diámetro y 215 mm de largo
10	1	Pistón Trasero	Hoja 36

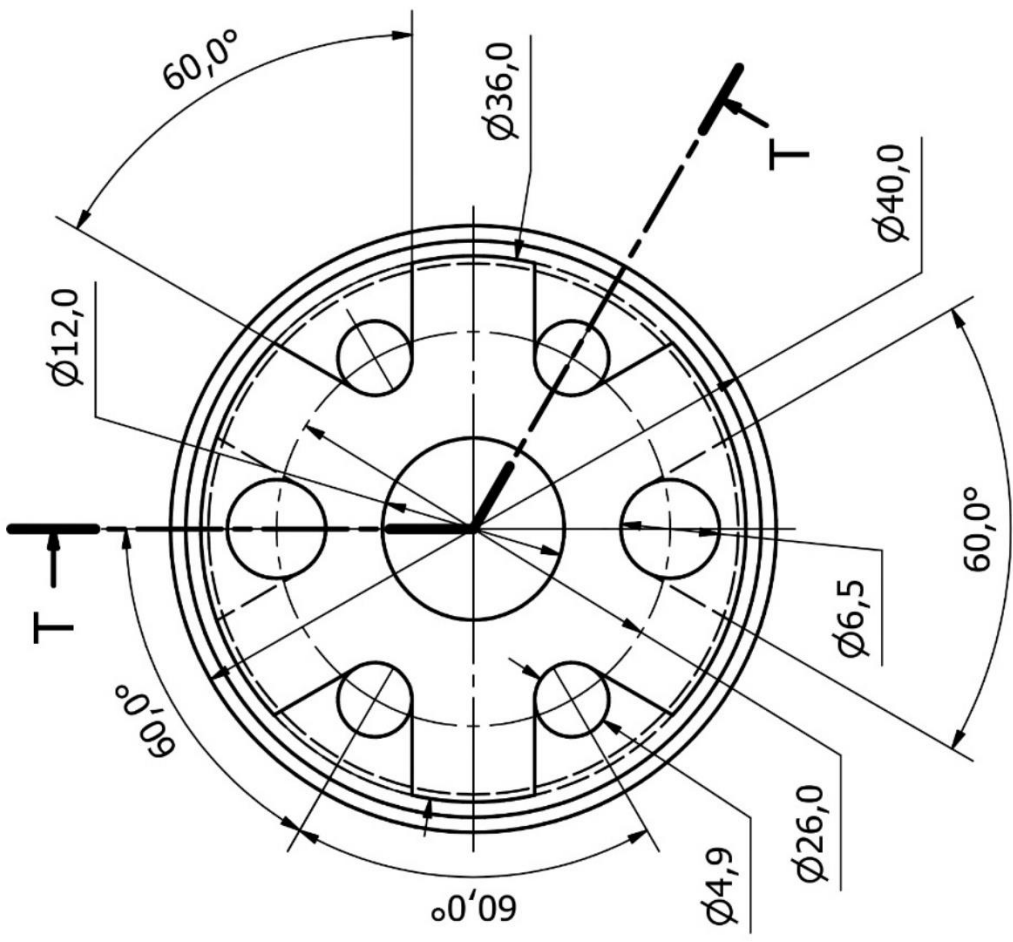
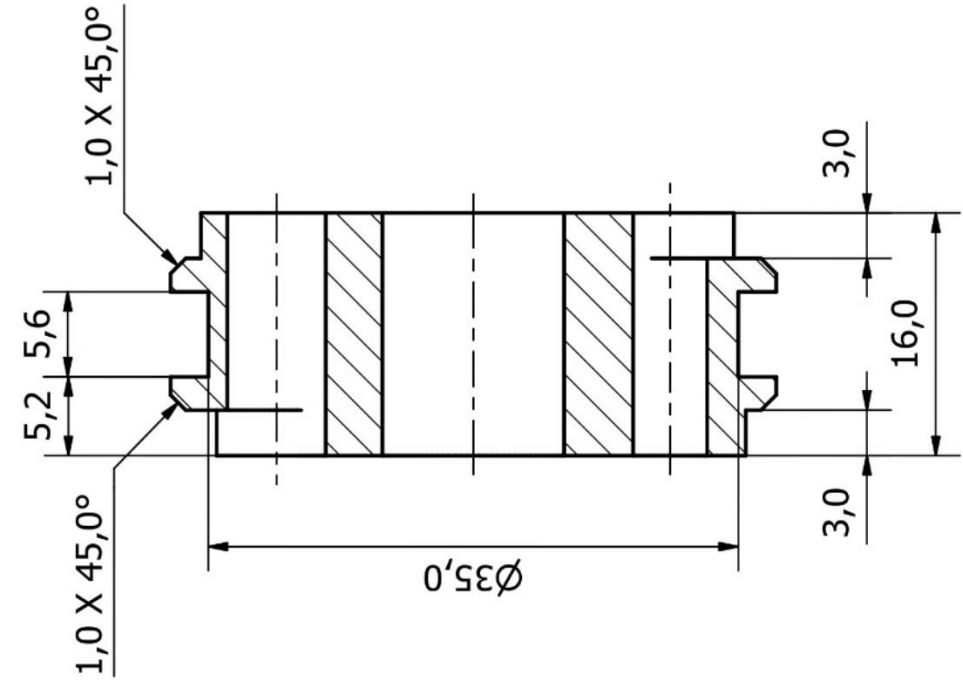


Conjunto Vástago Trasero

Escala: 1 : 2 Fecha: 28-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal Hoja: 35

T-T (2:1)



Pistón Trasero

Escala: 2 : 1

Fecha: 28-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 36



299,0

44,0

39,0

18,0

3,5

22,0

15,0

M14x2

M12x1.25

M8x1.25

Ø6,0

Ø6,0

Ø5,0

M8x1.25

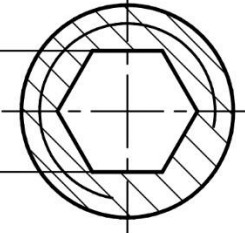
59,0

15,0

32,0

Ø12,0

8,0



U-U (2 : 1)



Vástago Trasero

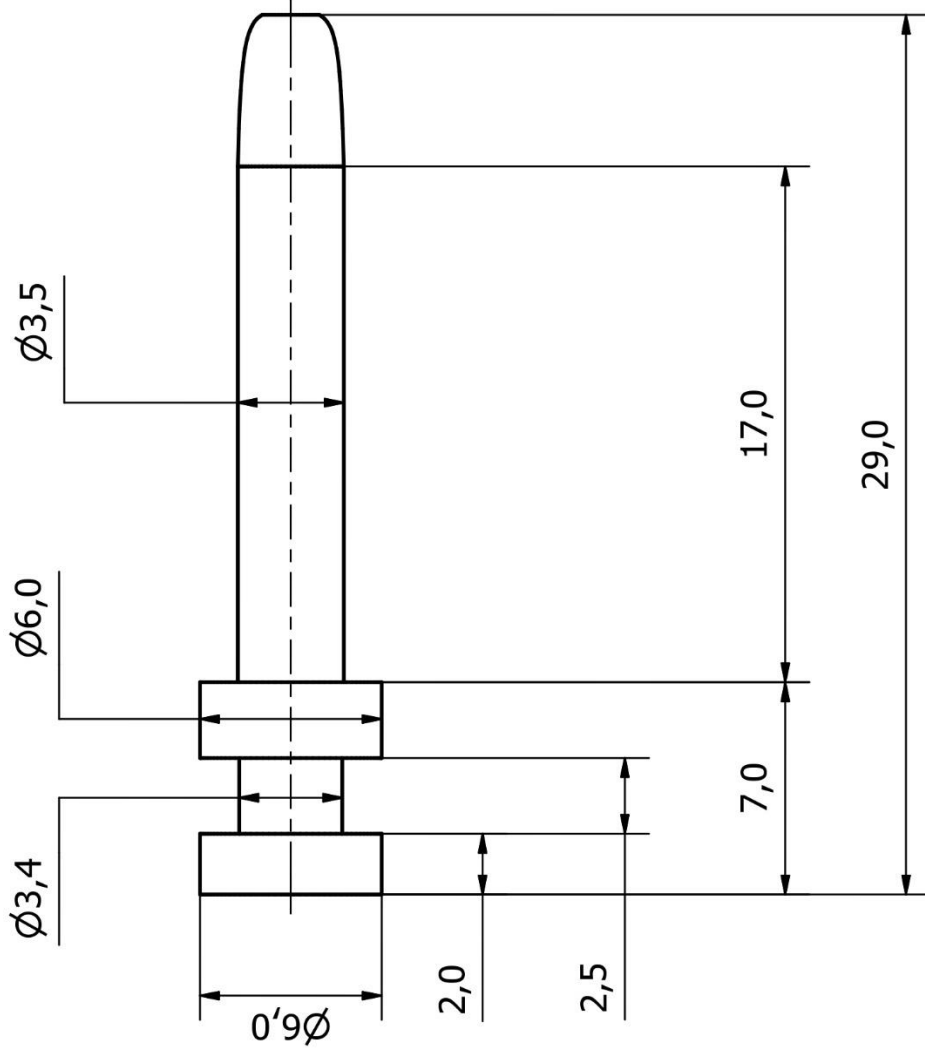
Escala: 2 : 1

Fecha: 16-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 37

TABLA	
X	Y
0	0,945
0,2	1,172
0,4	1,298
0,6	1,38
0,8	1,44
1	1,485
1,2	1,522
1,4	1,551
1,6	1,576
1,8	1,597
2	1,616
2,2	1,632
2,4	1,646
2,6	1,659
2,8	1,671
3	1,681
3,2	1,691
3,4	1,699
3,6	1,707
3,8	1,715
4	1,722
4,2	1,728
4,4	1,734
4,6	1,74
4,8	1,745
5	1,75



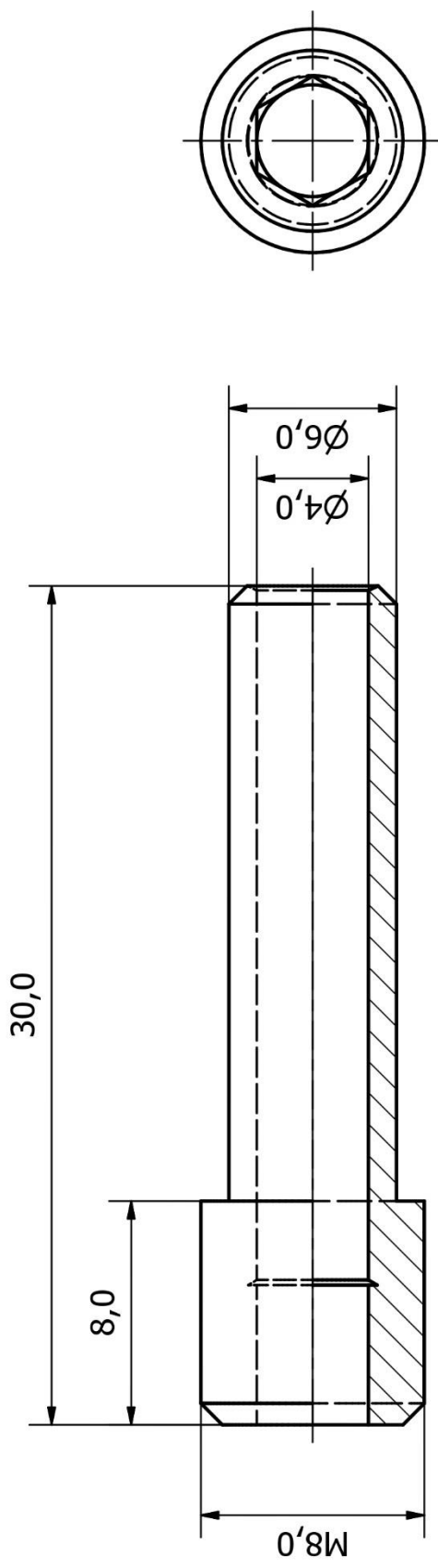
Aguja Trasera

Escala: 4 : 1

Fecha: 29-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 38



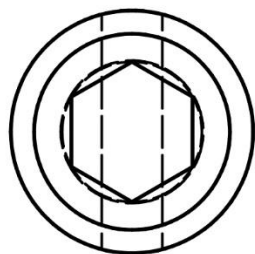
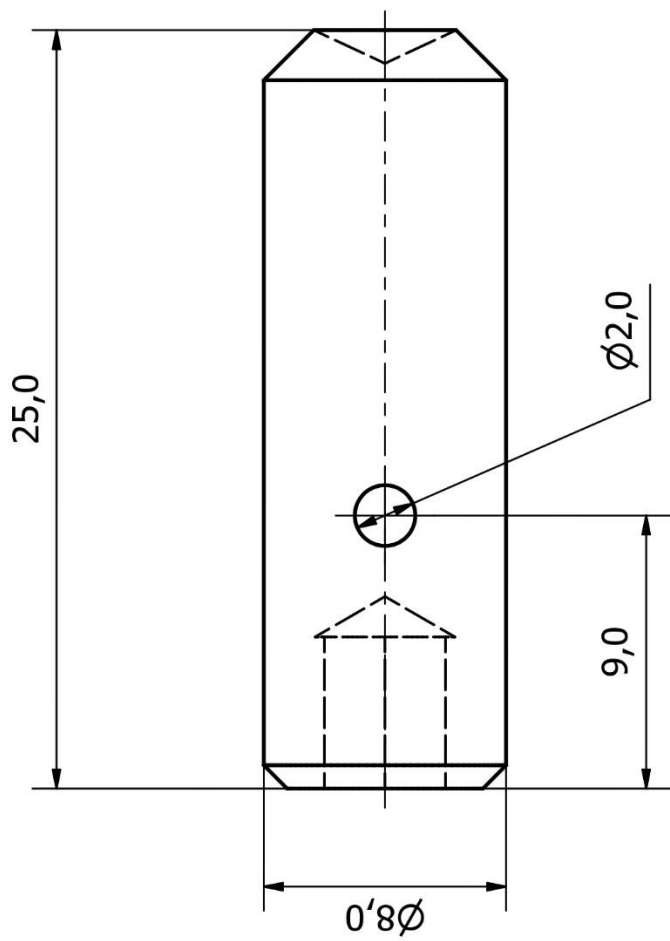
Perno perforado

Escala: 4 : 1

Fecha: 29-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 39



Perno Ajuste

Escala: 4 : 1

Fecha: 29-12-2023

Diseño: Diego Hormazábal

Hoja: 40

Anexo F: Generación del listado de materiales.

Al analizar cada pieza que se hará con SAE 1045, se tiene el diámetro y largo de cada pieza junto a su cantidad total. Luego se busca el diámetro comercial más cercano al de la pieza, para posteriormente multiplicar el largo de la pieza por la cantidad y agregarle un 20% de material para poder agarrarlo en las máquinas de maquinado, obteniendo el largo a cotizar para cada componente. Lo que se presenta en la Tabla Anexo 1.

Tabla Anexo 4: Piezas de acero SAE 1045.

Hoja de Planos	Pieza	Cantidad	Diámetro pieza [mm]	Largo de una pieza [mm]	Diámetro por cotizar [mm]	Largo a cotizar [mm]
4	Contra tuerca	4	90	8	90	38
5	Soporte Resorte-Tubo exterior	4	110	10	110	48
6	Tuerca Resorte-Tubo exterior	4	100	16	100	77
9	Soporte Rótula	4	95	18	95	86
10	Tapa Rótula	4	60	2	65	10
12	Placa Chasis delantera	2	120	4	120	10
13	Placa Chasis trasera	2	120	4	120	10

De forma similar se puede hacer con los componentes de aluminio de la Tabla Anexo 5.

Tabla Anexo 5: Piezas de aluminio.

Hoja de Planos	Pieza	Cantidad	Diámetro pieza [mm]	Largo de una pieza [mm]	Diámetro que cotizar [mm]	Largo a cotizar [mm]
11	Soporte Resorte-Chasis	4	110	30	115	144
16	Tapa exterior-amortiguador	4	65	27	65	130

17	Tapa exterior-vástago	4	64	8	65	38
24	Tuerca Amortiguador-Vástago	4	60	4	65	19
25	Tapa Amortiguador-Vástago	4	40	25	40	120
26	Tapa Amortiguador-chasis	4	40	80	40	384
27	Tuerca Amortiguador-chasis	4	45	8	50	38
28	Pistón flotante	4	40	18	40	86
32	Pistón delantero	2	40	16	40	38
34	Aguja delantera	2	6	29	16	70
36	Pistón trasero	2	40	16	40	38
38	Aguja trasera	2	6	29	16	70

Aparte tenemos los aceros que se venden en negocios especializados en cilindros hidráulicos, que consisten en los tubos bruñidos, tubos y barras cromadas, que se presentan en la Tabla Anexo 6.

Tabla Anexo 6: Piezas que se fabrican por materiales bruñidos o cromados.

Hoja de Planos	Pieza	Cantidad	Material	Largo de una pieza [mm]	Largo a cotizar [mm]
20	Tubo exterior delantero	2	Tubo bruñido 60x70	277	665
21	Tubo exterior trasero	2	Tubo bruñido 60x70	271	650
29	Tubo amortiguador delantero	2	Tubo cromado 45x25	345	828
30	Tubo amortiguador trasero	2	Tubo cromado 45x25	339	814
33	Vástago delantero	2	Barra cromada 18mm	305	732
37	Vástago trasero	2	Barra cromada 18mm	299	718

Por otro lado, los acoples están pensados para ser fabricados a partir de una pletina de 5 [mm] de espesor y 75 [mm] de ancho. Como cada acople mide 100 [mm] de ancho, se necesita un total de 960 [mm] para fabricar los ocho acoples. Por lo que finalmente se tiene la lista de la Tabla 4.12, donde se tienen todos los materiales a cotizar para fabricar los cuatro amortiguadores.

Anexo G: Tablas de las constantes para resortes de espira rectangular.

Para calcular la relación entre el esfuerzo local máximo de cortante en la sección y el esfuerzo normal K_{rw} se ocupa la formula:

$$K_{rw} = e^{(s_0 - s_1s + s_2s^2 - s_3s^3 + s_4s^4)} \quad (G.1)$$

Donde $s = \ln(D/b)$ y los valores de s_i se obtienen de la Tabla Anexo 7.

Tabla Anexo 7: Parámetros ajustados a una curva de concentración de esfuerzo por cortante en secciones transversales rectangulares [9].

b/h	s_0	s_1	s_2	s_3	s_4
1/20	1,9128	3,5104	3,1247	1,3315	0,2123
1/10	1,8908	3,4673	3,0834	1,3129	0,2093
1/8	1,8765	3,4879	3,1492	1,3592	0,2192
1/6	1,8555	3,4495	3,1234	1,3517	0,2184
1/4	1,7984	3,4031	3,1335	1,3760	0,2253
1/3,5	1,7812	3,3661	3,1067	1,3684	0,2246
1/3	1,7737	3,2849	2,9623	1,2741	0,2045
1/2,5	1,7340	3,2187	2,9178	1,2607	0,2031
1/2	1,7090	3,1197	2,8074	1,2111	0,1951
1/1,5	1,6862	2,9657	2,6014	1,1029	0,1752
1/1	1,6844	2,8219	2,4577	1,0591	0,1721
1,5/1	1,5381	2,6479	2,2312	0,9670	0,1614
2/1	1,4268	2,3349	1,7867	0,7321	0,1220
2,5/1	1,3610	2,0761	1,3481	0,4480	0,0628
3/1	1,3350	2,0087	1,2315	0,3597	0,0421
3,5/1	1,3053	1,8913	1,0961	0,2831	0,0261
4/1	1,2941	1,8802	1,1094	0,2869	0,0250
6/1	1,3089	2,2639	1,9437	0,8026	0,1240
8/1	1,2465	2,2094	2,1381	0,9873	0,1660
10/1	1,1545	1,8620	1,8344	0,8907	0,1568
20/1	0,7530	-0,2210	-0,8708	-0,4760	-0,0822

Tabla Anexo 8: Factores de forma para resortes de alambre rectangular [9].

b/h	K_1	K_2
1,00	0,180	2,41
1,50	0,250	2,16
1,75	0,272	2,09
2,00	0,292	2,04
2,50	0,317	1,94
3,00	0,335	1,87
4,00	0,358	1,77
6,00	0,381	1,67