



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



Rediseño, fabricación y armado de amortiguadores de competición en base a piezas disponibles en mercado local

POR

Carlos Joaquín Cament Muñoz

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:
PhD. Felipe Vásquez S.

Marzo 2025
Concepción (Chile)

© 2025 Carlos Joaquín Cament Muñoz

© 2025 Carlos Joaquín Cament Muñoz

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

Agradecimientos

Me gustaría agradecer a mi familia, especialmente mi madre por siempre estar brindando su apoyo más que nadie, a mis compañeros de estudios, los cuales se transformaron en buenos amigos más que compañeros de estudio. A mi polola Ignacia, por su apoyo incondicional todo este tiempo. Y al profesor Felipe por siempre estar disponible para ayudar con los problemas que fueron apareciendo. Y a los tíos del taller por su buena disposición a ayudar con los pequeños detalles que se fueron hallando.

Abstract

This project focuses on the design, manufacturing, and evaluation of a monotube shock absorber for competition, using components available in the local market. The goal is to develop a functional and cost-effective alternative, compatible with the Nissan V16, considering that commercial shock absorbers have costs over 220% higher than the one designed in this study.

The design is based on the definition of key parameters, such as the damping coefficient, material selection, and manufacturing feasibility. A target damping coefficient of 3600 Ns/m was established, and calculations were performed to define the geometry of the piston valve. The necessary components were designed and fabricated, achieving a production cost of approximately \$90,000 CLP per unit, compared to \$290,000 CLP per unit for a commercial shock absorber like the KSPORT KONTROL PRO.

To validate its performance, domestic tests were conducted, obtaining an average damping coefficient of 799 Ns/m at a speed of 0.0189 m/s, and 873 Ns/m at a speed of 0.0214 m/s, with differences of 7% and 5%, respectively, compared to the projected theoretical values. These results indicate that the designed shock absorber falls within the established margins and meets the proposed design conditions.

The project highlights the importance of practical validation and empirical adjustment in the design of shock absorbers. For future work, it is recommended to optimize the shim stack configuration for a more linear response, evaluate the effect of different oil viscosities, and improve the gas injection system using a tire valve, facilitating its adjustment.

Resumen

Este proyecto se enfoca en el diseño, fabricación y evaluación de un amortiguador monotubo para competición, utilizando componentes disponibles en el mercado local. Se busca desarrollar una alternativa funcional y de bajo costo, compatible con el Nissan V16, considerando que los amortiguadores comerciales presentan costos superiores al 220% en comparación con el diseñado en este estudio.

El diseño se basa en la definición de parámetros clave, como el coeficiente de amortiguamiento, la selección de materiales y la viabilidad de fabricación. Se establece un coeficiente de amortiguamiento objetivo de 3600 Ns/m, y se realizan cálculos para definir la geometría de la válvula de pistón. Se diseñan y fabrican las piezas necesarias, logrando un costo de aproximadamente \$90.000 CLP por unidad, en contraste con los \$290.000 CLP por unidad de un amortiguador comercial como el KSPORT KONTROL PRO.

Para validar el desempeño, se realizan pruebas en domésticas, obteniendo un coeficiente de amortiguamiento promedio de 799 Ns/m para una velocidad de 0.0189 m/s, y 873 Ns/m para una velocidad de 0.0214 m/s, con diferencias del 7% y 5%, respectivamente, respecto a los valores teóricos proyectados. Estos resultados indican que el amortiguador diseñado se encuentra dentro de los márgenes establecidos y cumple con las condiciones de diseño propuestas.

El proyecto evidencia la importancia de la validación práctica y el ajuste empírico en el diseño de amortiguadores. Como trabajo futuro, se recomienda optimizar la configuración de láminas para obtener una apertura más lineal, evaluar el efecto de diferentes viscosidades de aceite y mejorar el sistema de inyección de gas mediante una válvula de neumático, con el objetivo de facilitar su ajuste.

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos.....	4
Lista de Tablas	6
Lista de Figuras	7
CAPÍTULO 1: Introducción.....	9
1.1 Contexto.....	9
1.2 Objetivos generales.....	10
1.3 Objetivos específicos.....	10
1.5 Metodología.....	10
1.6 Planificación	10
CAPÍTULO 2: Diseño conceptual	11
2.1 Descripción del concepto.....	11
2.2 Coeficiente de amortiguamiento.....	17
2.3 Área de Paso	22
2.4 Selección de rótula.....	25
2.5 Resumen	28
CAPÍTULO 3: Diseño de detalle del amortiguador.....	29
3.1 Disponibilidad de piezas en mercado local	29
3.2 Diseño del interior del tubo del amortiguador.....	30
3.3 Diseño del exterior del tubo del amortiguador	35
3.4 Análisis económico.....	42
3.5 Resumen	44
CAPÍTULO 4: Ensamblado y montaje.	45
4.1 Recepción y Verificación de Piezas	45
4.2 Procedimiento de Ensamblaje del Amortiguador.....	48
4.3 Observaciones durante el armado.....	59
4.4 Desempeño del amortiguador.....	61
4.5 Análisis de resultados	63
4.6 Síntesis.....	65
5 CAPÍTULO 5: Conclusiones	66
5.1 Conclusiones.....	66
5.2 Trabajos futuros	67
Referencias	68

6 Anexos.....	70
7 Anexo A: Carta Gantt.....	70
Anexo B: Planos	71

Lista de Tablas

Tabla 2.1.1: Parámetros del vehículo.[2]	16
Tabla 2.1.2: Medidas de la suspensión.	17
Tabla 2.2: Transformación óptimos rueda a suspensión.	21
Tabla 2.4.1: Catálogo rótulas SKF. [12]	28
Tabla 3.1.1: Dimensiones tubos bruñidos disponibles.	29
Tabla 3.2.1: Comparación de aceites disponibles.	34
Tabla 3.4.1: Tubos y barras a utilizar.	43
Tabla 3.4.2: Sellos hidráulicos.	43
Tabla 3.4.3: Pernería.	43
Tabla 4.4.1: Mediciones configuración 1.	62
Tabla 4.4.2: Mediciones configuración 2.	63

Lista de Figuras

Figura 2.1.1: Tipos de estructura de suspensión. [5].....	12
Figura 2.1.2: Sistema de suspensión McPherson [6]	12
Figura 2.1.3: Tipos de válvula: a) De disco. b) De vástago. c) De bobina. d) De láminas. [7]	13
Figura 2.1.4: Grafico área variable para válvulas. [7].....	13
Figura 2.1.5: Comportamiento caudal válvula de láminas. [7]	14
Figura 2.1.6: Esquema amortiguador monotubo [8].	15
Figura 2.1.7: Explicación de medidas.	16
Figura 2.2.1: Esquema modelo de cuarto de vehículo. [10].....	18
Figura 2.2.2: Esquema modelo de medio vehículo. [11]	18
Figura 2.2.3: Movimientos del half car model. [11]	19
Figura 2.3.1: Esquema interior del tubo.	22
Figura 2.3.2: Variación de área.	24
Figura 2.3.3: Gráfico Fuerza Velocidad objetivo.....	25
Figura 2.4.1: Vehículo en vista ejes XZ.....	25
Figura 2.4.2: Vehículo en vista ejes YZ.....	25
Figura 2.4.3: Dimensiones del vehículo.....	26
Figura 2.4.4: Diagrama de cuerpo libre suspensión del vehículo.	27
Figura 3.1: Amortiguador de referencia.	29
Figura 3.2.1: Dimensiones pistón.....	30
Figura 3.2.2: Vista en corte pistón flotante.	31
Figura 3.2.3.1: Perno tapa superior.	32
Figura 3.2.3.2: Vista en corte perno tapa superior.	33
Figura 3.2.3.3: Vista superior tuerca tapa superior.	33
Figura 3.2.4: Vista corte tapa inferior.	33
Figura 3.2.6: Dimensiones paquete de láminas.....	35
Figura 3.3.1.1: Tubo amortiguador.	36
Figura 3.3.1.2: Vista en corte extremo tubo amortiguador.	36
Figura 3.3.2: Vástago.	37
Figura 3.3.3: Vista en corte soporte resorte inferior.	38
Figura 3.3.4: Vista en corte soporte resorte superior.	38
Figura 3.3.5.1: Medición anclajes del vehículo.	39
Figura 3.3.5.2: Amortiguador guía KSport. [16].....	39
Figura 3.3.5.3: Soporte rótula chasis.....	40
Figura 3.3.6: Vista en corte soporte rótula resorte.	40

Figura 3.3.7: Tuerca tubo resorte.	41
Figura 3.3.8.1: Vista frontal anclaje inferior.	41
Figura 3.3.8.2: Vista lateral anclaje inferior.	42
Figura 3.3.8.3: Vista superior anclaje inferior.	42
Figura 4.1.1: Óxido en tubo amortiguador.	45
Figura 4.1.2: Grieta en soporte resorte inferior.	46
Figura 4.1.3: Tapa superior entregada.	47
Figura 4.2.1.1: Tapa inferior y o-ring.	48
Figura 4.2.1.2: Recomendaciones corte guía. [13].	49
Figura 4.2.1.3: Pistón flotante con o-ring y guía.	50
Figura 4.2.1.4: Pistón y guía.	50
Figura 4.2.1.5: Perno tapa superior y sellos correspondientes.	51
Figura 4.2.1.6: Vástago con perno tapa superior.	51
Figura 4.2.1.7: Conjunto vástago, pistón, tapa superior.	52
Figura 4.2.1.8: Anclaje inferior montado a tubo amortiguador.	52
Figura 4.2.1.9: Pistón flotante antes de ser insertado.	52
Figura 4.2.1.10: Vista en corte tubo amortiguador y pistón flotante.	53
Figura 4.2.1.11: Vista en corte tubo amortiguador, pistón flotante y tapa inferior.	53
Figura 4.2.1.12: Tubo amortiguador cerrado por extremo inferior.	54
Figura 4.2.1.13: Perno tapa superior y seguro Seeger instalados.	55
Figura 4.2.1.14: Conjunto amortiguador y vista en corte.	55
Figura 4.2.3.1: Conjunto amortiguador.	57
Figura 4.2.3.2: Vista en corte soporte rótula.	57
Figura 4.2.3.3: Instalación soporte rótula chasis a soporte de rótula.	58
Figura 4.2.3.4: Conjunto amortiguador con piezas de montaje.	58
Figura 4.3.1: a) O-ring tapa superior mordido. b) Restos de o-ring en alojamiento.	59
Figura 4.3.2: Conjunto vástago pistón y relleno de teflón.	60
Figura 4.3.3: Fragmentos de o-ring en agujero tapa inferior.	61
Figura 4.4.1: Ensayo de amortiguador.	62
Figura 4.5.1: Amortiguador KSPORT KONTROL PRO. [17].	64

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto

Dentro de las competencias automovilísticas se pueden establecer dos factores sumamente relevantes a la hora de conseguir buenos resultados en pista. Uno de ellos es la habilidad del piloto, quien debe estar calificado para competir; el otro factor son las prestaciones del vehículo, que debe encontrarse en una configuración óptima para la pista. Esto se evidencia claramente en la Fórmula 1, donde compiten los mejores corredores del mundo, y durante 2023 la dominancia de un equipo se debe, principalmente, al rendimiento del vehículo [1]. Es en este aspecto donde, como ingenieros, se puede realizar un aporte a esta disciplina.

Inspirado en lo anterior, es que la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción ha desarrollado un grupo de interés llamado Facultad de Ingeniería Racing Team (FIRT), el cual adquirió un vehículo de uso civil para adaptarlo tal que sea apto para participar en competencias automovilísticas. En torno a este automóvil se han desarrollado distintas memorias de título y proyectos de ingeniería, de los cuales dispondremos para seguir realizando mejoras al vehículo, en este caso en particular contamos con una memoria de título desarrollada por Rodolfo Vejar [2], en la cual se realiza una evaluación, propuesta e implementación de modificaciones para la dinámica del vehículo y la memoria de título de Diego Hormazábal [3], en la cual se diseña un amortiguador adaptado para el vehículo.

En esta línea, la presente memoria de título desarrolla el diseño de un amortiguador optimizado para el vehículo del equipo FIRT. Para ello, se debe analizar la disponibilidad de amortiguadores en el mercado local. Al realizar una búsqueda comercial, se identifican principalmente amortiguadores de repuesto, los cuales mantienen las mismas características de fábrica con las que el vehículo fue ensamblado. Sin embargo, estos componentes no cumplen con las exigencias de competición.

Para encontrar una opción más adecuada para el desempeño deportivo, se exploran alternativas de amortiguadores deportivos. A nivel nacional, no se encuentran opciones disponibles en el comercio, lo que obliga a importar estos componentes desde Europa o Estados Unidos. Estas alternativas presentan un alto costo y carecen de especificaciones técnicas detalladas, limitándose a indicar compatibilidad con el modelo de vehículo. Además, aunque incluyen un sistema de regulación de dureza, no ofrecen información suficiente sobre su desempeño real en condiciones de competencia.

Por tanto, como opción para mejorar y adaptar la suspensión del vehículo a los requerimientos de la competición, la primera intención es fabricar el diseño desarrollado por Diego Hormazábal, el cual al momento de querer materializarlo se presentan dificultades, debido a la alta sofisticación del modelo este conlleva un alto costo y una gran dificultad de fabricación y montaje para personal no experto en la tarea. Por esto, se decide realizar un nuevo modelo de amortiguador acorde con las necesidades requeridas pero que a la vez presente una estructura más simple para ayudar a su construcción y montaje.

1.2 Objetivos generales

Rediseñar, supervisar la fabricación y armar amortiguadores para el Nissan V16.

1.3 Objetivos específicos

- Diseñar una válvula pistón de amortiguador para obtener el coeficiente de amortiguamiento solicitado.
- Diseñar un amortiguador monotubo compatible con el Nissan V16.
- Supervisar la fabricación de piezas de amortiguador según planos por maestranza.
- Armar amortiguadores a partir de piezas fabricadas.
- Ensayar y analizar coeficiente de amortiguamiento mediante ensayos de compresión.

1.5 Metodología

Diseñar válvula pistón de amortiguador para obtener el coeficiente de amortiguamiento solicitado: A partir de coeficiente de amortiguamiento requerido (3600 [Ns/m]), se realizarán cálculos basados en dinámica de fluidos para determinar áreas de paso de flujo en la válvula para cumplir el con este coeficiente.

Diseñar un amortiguador monotubo compatible con el Nissan V16: Realizar mediciones de la geometría del vehículo en la zona de la suspensión, luego con esta referencia se determinan longitud de tubo de amortiguador y vástago. Posteriormente se diseñan tapas, pistón flotante y piezas requeridas para el montaje, soporte de resorte, soporte rótula, bujes, entre otros. Finalmente se realizarán los planos correspondientes a cada pieza.

Supervisar fabricación de piezas de amortiguador según planos por maestranza: Se enviarán planos y materiales a maestranza para fabricación de piezas, se mantendrá un contacto continuo para asegurar el cumplimiento de las especificaciones.

Armar amortiguadores a partir de piezas fabricadas: Una vez fabricadas las piezas se recibirán en el taller, luego se realizará una inspección para verificar el buen estado y concordancia de las piezas. Luego se preparará el ensamblaje, ordenando las piezas y herramientas necesarias para ello. Se procederá a montar el amortiguador siguiendo la secuencia recomendada por bibliografía. Además, se documentará este proceso, detallando ajustes o modificaciones para consideraciones en ensambles futuros.

Ensayar y analizar coeficiente de amortiguamiento mediante ensayos de compresión: Una vez ensamblado, el amortiguador se someterá a ensayos de compresión, en los cuales se registrarán datos como la distancia comprimida, el tiempo de compresión y la fuerza aplicada. A partir de estas mediciones, se determinará el coeficiente de amortiguamiento y se comparará con el comportamiento previsto en los cálculos teóricos.

1.6 Planificación

Este proyecto se llevará a cabo siguiendo los plazos estipulados en la carta Gantt presente en el Anexo A.

CAPÍTULO 2: Diseño conceptual

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos relacionados con el funcionamiento de los amortiguadores. Además, se define con claridad el objetivo principal del diseño, especificando los parámetros técnicos que se busca alcanzar. Finalmente, se identifican y describen las limitantes del diseño, tales como disponibilidad de componentes y restricciones impuestas por el entorno de aplicación.

2.1 Descripción del concepto

El amortiguador es un dispositivo mecánico o hidráulico diseñado para absorber y amortiguar los impulsos generados por las irregularidades del camino. Su función principal es controlar el movimiento de las ruedas y del chasis para mejorar tanto la comodidad de los pasajeros como la estabilidad del vehículo. En el contexto del diseño de este amortiguador, el coeficiente de amortiguación es una característica clave. Un coeficiente de amortiguación demasiado alto compromete la calidad de la conducción, ya que, aunque amortigua rápidamente los impulsos provenientes del camino, limita el movimiento de la suspensión y reduce la capacidad de respuesta a las excitaciones del vehículo, aumentando la adherencia de las ruedas al camino, pero sacrificando la suavidad en el andar.

El diseño básico de un amortiguador consiste en un pistón dentro de un cilindro sellado, lleno de aceite o gas, donde las válvulas unidireccionales en el pistón permiten el flujo controlado del fluido de una cámara a otra. Este mecanismo absorbe las vibraciones, controlando tanto el manejo del vehículo como el confort de marcha para los pasajeros.

Existen diversos tipos de amortiguadores, cada uno diseñado para distintas aplicaciones y condiciones de uso. Los automóviles comerciales suelen contar con amortiguadores estándar, que no permiten ajustes significativos para modificar el comportamiento del vehículo. Sin embargo, en vehículos de alta gama o de competición, es fundamental modificar las características de amortiguación para adaptarse a diferentes condiciones de manejo, tipos de superficie y hasta condiciones climáticas. A continuación, se describen los tipos de amortiguadores más comunes y sus características.

Existen dos diseños estructurales principales de amortiguadores en términos de construcción interna:

- **Doble tubo:** Este diseño cuenta con dos tubos, uno externo y otro interno, donde el pistón se mueve. En este tipo de amortiguador, el aceite fluye entre las cámaras, y un área adicional se utiliza para evitar la cavitación, pero tiende a calentarse más rápido y puede perder eficacia en condiciones extremas.
- **Monotubo:** En este diseño, el pistón se desplaza en un solo tubo, lo que permite un mayor control de la disipación de calor y una respuesta de amortiguación más rápida. Es común en vehículos de competición y de alto rendimiento debido a su efectividad en condiciones de alto esfuerzo.

Por otro lado, existen distintos tipos de estructuras para el anclaje, las cuales permiten modificar ciertos parámetros del vehículo, como el ángulo de inclinación de las ruedas (*camber*) y el eje de balanceo, que corresponde a la línea que conecta los centros de balanceo delantero y trasero [4]. Entre estas estructuras, destacan los sistemas McPherson, de doble bandeja y *multi-link*.

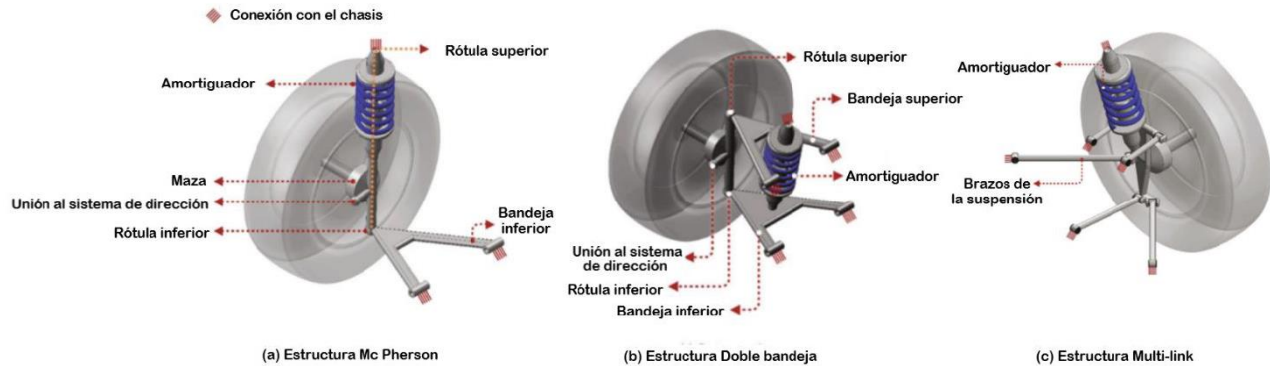


Figura 2.1.1: Tipos de estructura de suspensión. [5]

La suspensión *multi-link* es la más avanzada de estas opciones, ya que emplea múltiples barras para distribuir las fuerzas, lo que permite ajustar parámetros como el *camber*, el eje de balanceo, el espacio ocupado y el peso del sistema desde la etapa de diseño. Sin embargo, esta configuración resulta costosa y requiere mayor mantenimiento en comparación con otras.

Por otro lado, la suspensión de doble bandeja ofrece la ventaja de ajustar el *camber* y el eje de balanceo mediante modificaciones en la longitud de las bandejas. A pesar de su versatilidad, esta estructura necesita más espacio y es más costosa que la McPherson.

La suspensión McPherson, aunque menos adaptable en términos de *camber* y eje de balanceo, es ampliamente utilizada en vehículos comerciales debido a su menor costo y requerimientos de espacio. Su diseño más sencillo, que cuenta con solo tres puntos de apoyo, genera un momento flector en el amortiguador y una mayor variación del *camber* durante la conducción, pero sigue siendo una solución eficiente y económica para aplicaciones prácticas.

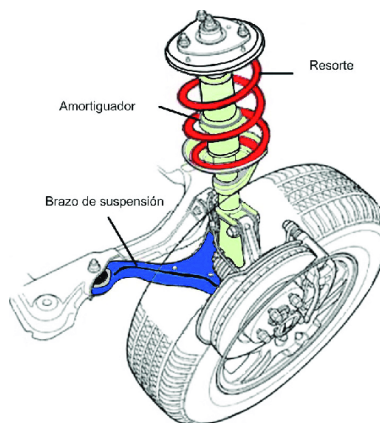


Figura 2.1.2: Sistema de suspensión McPherson [6]

Luego otra característica variable entre los amortiguadores es el tipo de válvula, existen de disco, de vástago, de bobina y de láminas (*shims*) los cuales se observan en la Figura 2.1.3, donde esta última es la seleccionada debido a que nos permite ajustar de diversas formas la dureza del amortiguador, según las condiciones necesitadas para su uso.

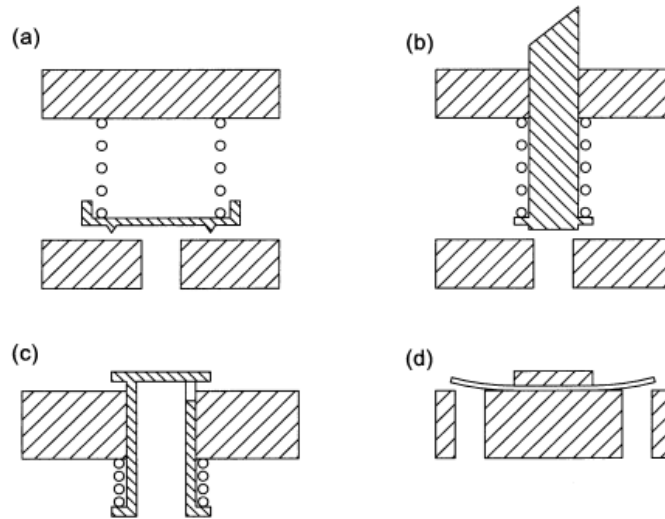


Figura 2.1.3: Tipos de válvula: a) De disco. b) De vástago. c) De bobina. d) De láminas. [7]

Para todos los tipos, se tiene un comportamiento con crecimiento lineal, esto se debe a que a medida que aumenta la diferencia de presión entre las cámaras aumenta el área de paso.

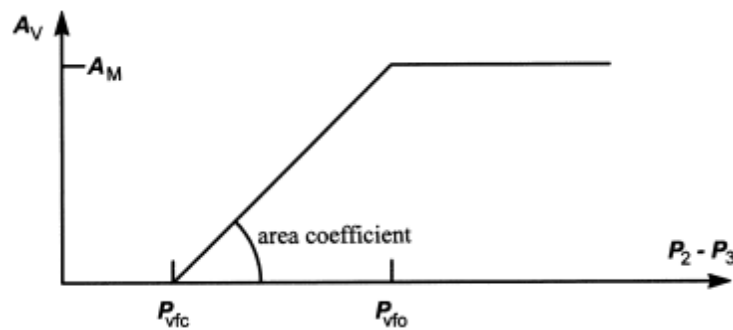


Figura 2.1.4: Grafico área variable para válvulas. [7]

Como se observa en la Figura 2.1.4, esta área incrementa hasta que la presión permite la apertura máxima, y luego pese a que aumente la presión esta apertura se mantiene.

Para el tipo de válvula seleccionado, se presenta un comportamiento que se divide en 3 etapas.

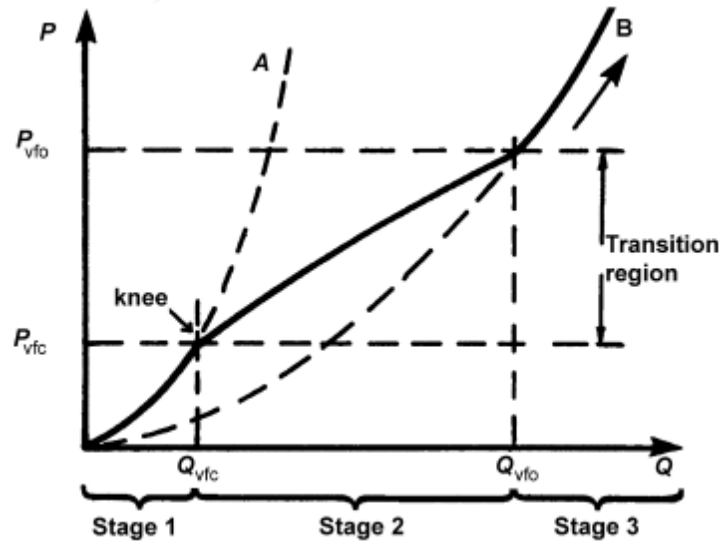


Figura 2.1.5: Comportamiento caudal válvula de láminas. [7]

La primera etapa sucede cuando la presión no es suficiente para flexionar las láminas, y el caudal Q , está dado por:

$$Q = A_P \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (2.1.1)$$

Con A_P , el área paralela [m^2], que corresponde al área debido a perforaciones en la válvula que no se ven afectadas por la flexión de las láminas, P la diferencia de presión entre las cámaras [Pa], y ρ , la densidad del fluido.

Luego para $P_{vfc} < P < P_{vfo}$, se tiene:

$$Q = \left(A_P + \frac{P - P_{vfc}}{P_{vfo} - P_{vfc}} A_M \right) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (2.1.2)$$

Con P_{vfc} , la presión para la cual las láminas no presentan deformación, P_{vfo} , la presión para la cual la flexión de las láminas es la máxima y A_M , el área máxima de apertura.

La tercera etapa, ocurre cuando $P_{vfo} < P$.

$$Q = (A_P + A_M) \sqrt{\frac{2P}{\rho}} \quad (2.1.3)$$

En un comienzo, se considera la memoria de título de Diego Hormazábal (2024), en la cual se desarrolla un amortiguador doble tubo con anclaje McPherson. Basándose en su diseño, se cotizan los materiales y se determina que dicho diseño escapa del presupuesto del equipo FIRT. Por tanto, se decide realizar un nuevo proyecto de amortiguador monotubo, manteniendo el tipo de estructura.

A continuación, se describen los componentes de un amortiguador monotubo que se observa en la Figura 2.1.6.

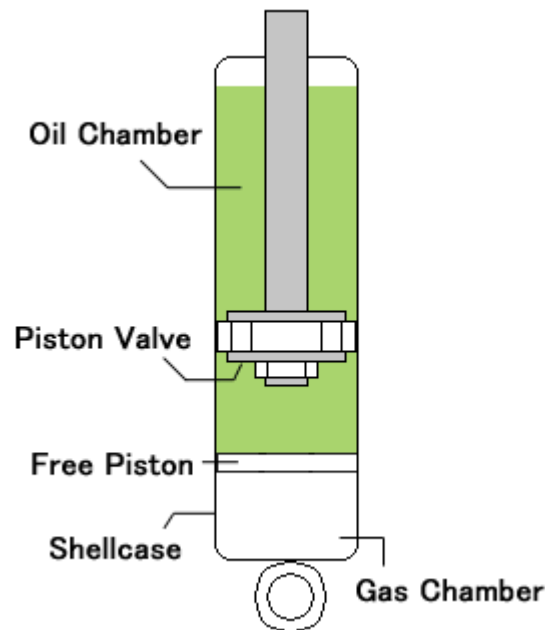


Figura 2.1.6: Esquema amortiguador monotubo [8].

Vástago: Conecta la válvula de pistón al chasis del vehículo, transmitiendo su movimiento vertical.

Cámara de aceite: Se encuentra al interior del tubo, apartada de la cámara de gas mediante el pistón flotante, se encarga de almacenar el aceite del amortiguador.

Válvula de pistón: Es la encargada de permitir el paso de aceite de un sector de la cámara a otro.

Pistón flotante: Se encarga de separar la cámara de gas, con la de aceite, además de regular la presión interna del amortiguador.

Cámara de gas: Contiene gas presurizado (generalmente nitrógeno) que aporta presión interna constante al amortiguador, evitando la cavitación del aceite.

La cámara de gas, como condición de diseño se le establece una presión de 10 bar, ya que la presión en los amortiguadores varía de los 6 a 10 bar [9]. Además, es una presión accesible para lograr mediante un bombín de pie.

Para realizar un diseño adecuado, se deben considerar varios parámetros del vehículo, para esto se realizan mediciones de las masas suspendidas y no-suspendidas del vehículo, coeficiente de rigidez y amortiguamiento, además de relación de instalación, diferenciando entre delanteros y traseros.

Tabla 2.1.1: Parámetros del vehículo.[2]

Parámetro	Abreviatura	Valor
Masa total del vehículo	M	963.5 [kg]
Masa suspendida en una rueda delantera	MC,f	267.75 [kg]
Masa suspendida en una rueda trasera	MC,r	165 [kg]
Masa no suspendida en una rueda delantera	MU,f	32.5 [kg]
Masa no suspendida en una rueda trasera	MU,r	16.5 [kg]
Rigidez de la espiral delantera	KS,f	15648 [N/m]
Rigidez de la espiral trasera	KS,r	13993 [N/m]
Coeficiente de amortiguamiento del absorbedor delantero	CS,f	540 [Ns/m]
Coeficiente de amortiguamiento del absorbedor trasero	CS,r	1440 [Ns/m]
Relación de instalación del resorte y amortiguador delantero	qf	0.731
Relación de instalación del resorte y amortiguador trasero	qr	0.882
Rigidez vertical equivalente de la rueda delantera	KZ,f	8362 [N/m]
Rigidez vertical equivalente de la rueda trasera	KZ,r	10836 [N/m]
Coeficiente de amortiguamiento vertical de la rueda delantera	CZ,f	288.55 [Ns/m]
Coeficiente de amortiguamiento vertical de la rueda trasera	CZ,r	1120.21 [Ns/m]

Además, se realizan mediciones disponibles en la Tabla 2.1.1 de la geometría de la suspensión, incluyendo distancias entre suelo y chasis, entre neumático, porta masa y bandeja, las que se indican en la Figura 2.1.6.

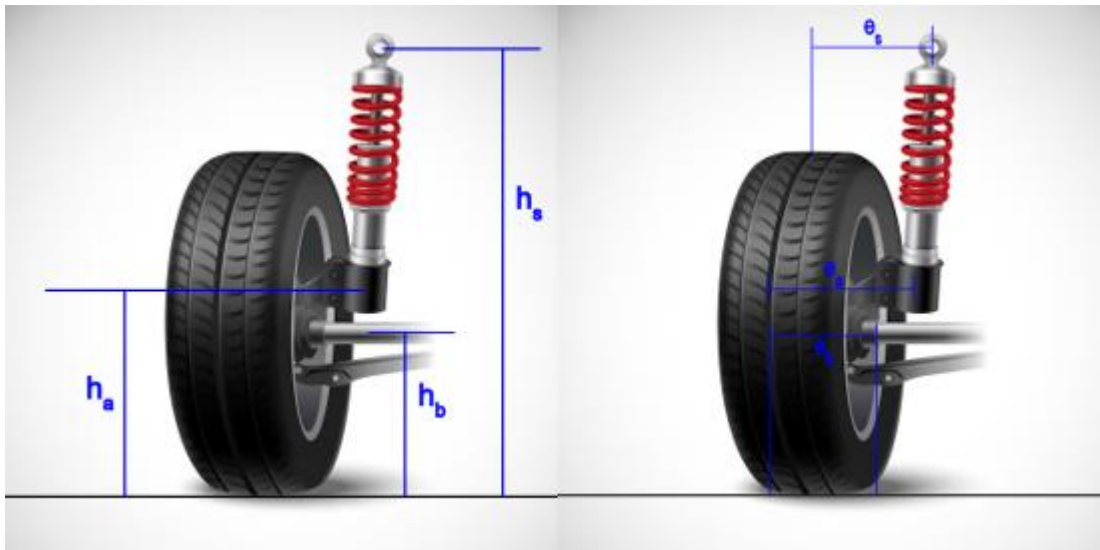


Figura 2.1.7: Explicación de medidas.

Tabla 2.1.2: Medidas de la suspensión.

Dimensión	Medida [m]
h_b	0.16
h_a	0.26
h_s	0.83
e_b	0.1
e_a	0.12
e_s	0.15

2.2 Coeficiente de amortiguamiento

El parámetro del vehículo que puede establecerse directamente en el diseño de un amortiguador es el coeficiente de amortiguamiento. Por ello, para este proyecto, se determina un valor óptimo que se ajuste a los requerimientos y condiciones de uso del vehículo.

Al buscar un valor óptimo, se entra en el dilema si este óptimo es el más adecuado para adherencia o comodidad. Se refiere a adherencia, a disminuir las fuerzas verticales producidas por el camino que afectan al neumático, provocando que este pierda contacto con el camino. Mientras que comodidad, es disminuir las fuerzas verticales producidas por el camino que afectan a la carrocería del vehículo y es apreciado por los pasajeros. Para cumplir con cualquiera de estos dos casos, se debe trabajar en la rigidez y amortiguación de la suspensión. El dilema ocurre cuando se busca optimizar para adherencia, se disminuye la comodidad entregada, y en caso de optimizar, buscando comodidad, se empeora la adherencia.

Debido a que el vehículo busca competir y el tiempo de carrera es bajo, se debe escoger la opción que permite alcanzar un mejor manejo, es decir, la adherencia.

Primero se deben observar las condiciones actuales del vehículo, esto se hará bajo dos modelos.

El primero, modelo de cuarto de vehículo, que se presenta en la Figura 2.2.1, es un modelo que representa un cuarto del sistema de suspensión de un vehículo, es decir, solo una sola rueda, considera la masa suspendida m_b y la masa no suspendida m_w , la rigidez de la suspensión k_s , el amortiguamiento de la suspensión c y la rigidez de la rueda k_t para analizar la dinámica vertical de cada rueda.

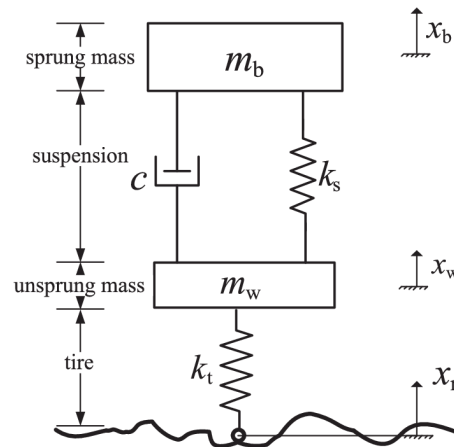


Figura 2.2.1: Esquema modelo de cuarto de vehículo. [10]

El otro modelo, de medio vehículo, que se presenta en la Figura 2.2.2, este modelo relaciona la parte trasera con la delantera del vehículo, este modelo considera la rotación θ del centro de masa G_s , el movimiento vertical de este z_s , además de la mitad de la masa del vehículo m_s , que presenta una inercia J_y . Por otro lado, considera los movimientos verticales de ambas ruedas z_1 , para la delantera y z_2 , para la trasera, además de sus respectivas rigideces (k_1 y k_2), y amortiguamientos (c_1 y c_2). Aparte se tiene la distancia del centro de masa a la rueda delantera a_1 y la distancia del centro de masa a la rueda trasera a_2 , y una distancia entre ruedas l .

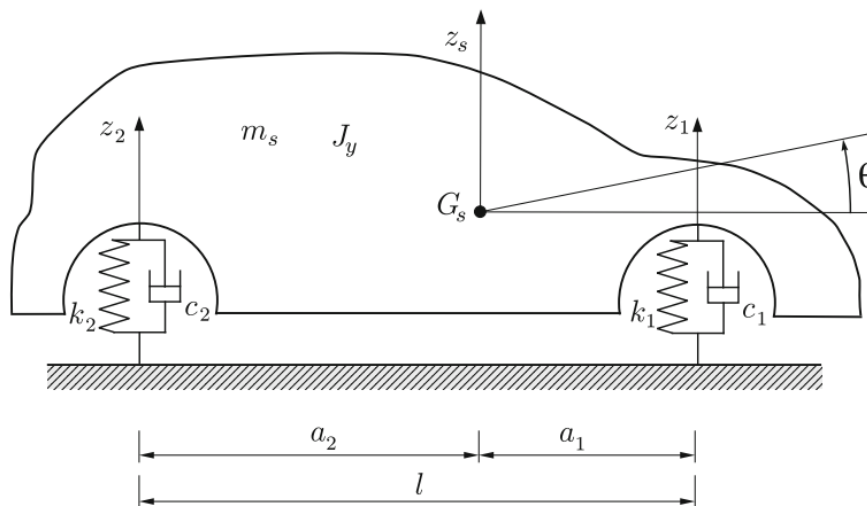


Figura 2.2.2: Esquema modelo de medio vehículo. [11]

Este modelo permite analizar dos movimientos en particular del vehículo, el *bounce* o rebote y el *pitch* o cabeceo, en la Figura 2.2.3, se observan ambos movimientos, para el rebote se tiene P_1 , como nodo de rebote, d_1 , corresponde a la distancia del nodo al centro de masa. Por otro lado, para el pitch, se presenta P_2 , como nodo de rebote, y d_2 , corresponde a la distancia del nodo al centro de masa.

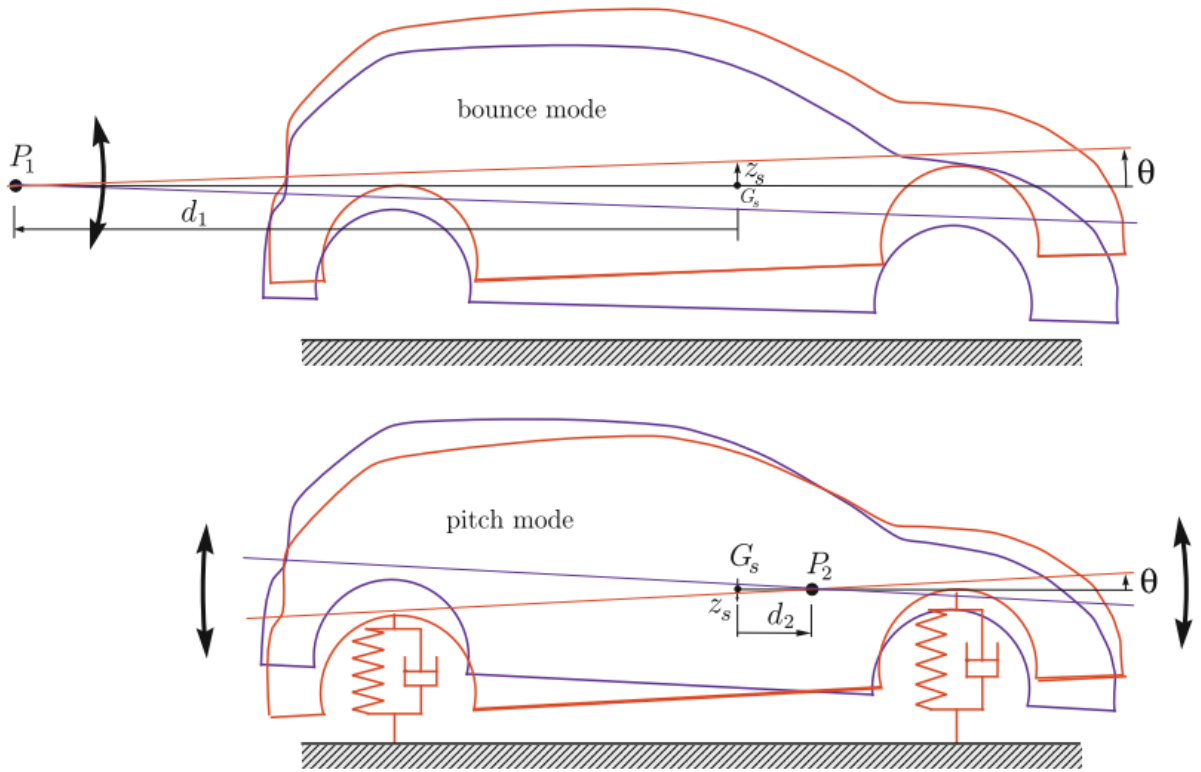


Figura 2.2.3: Movimientos del half car model. [11]

Mediante estos modelos, se definen parámetros presentados más adelante para encontrar la óptima amortiguación.

Mediante las masas y la rigidez del neumático k_t , se puede establecer la rigidez equivalente de la rueda, mediante la Ec. (2.2.1). Para cada eje, delantero (f) o trasero (r).

$$K_{z,f/r} = \frac{M_{b,f/r} M_{w,f/r} k_t}{(M_{b,f/r} + M_{w,f/r})^2} \quad (2.2.1)$$

De igual modo se determina el amortiguamiento equivalente de la rueda.

$$C_{z,f/r} = \sqrt[3]{\frac{(M_{w,f/r} M_{b,f/r})^3 k_t}{(M_{w,f/r} + M_{b,f/r})^3}} \quad (2.2.2)$$

Con M_w , masa no suspendida delantera o trasera, M_b , masa suspendida y k_t la rigidez del neumático.

Luego, con la rigidez equivalente de la rueda de cada eje se determina la frecuencia natural del sistema w_n .

$$w_n = \frac{\sqrt{\frac{2K_{zf} + 2K_{zr}}{M_C}}}{2\pi} \quad (2.2.3)$$

Con M_C , la masa del vehículo.

Evaluando con parámetros presentados anteriormente, se tiene que la frecuencia natural del sistema es 1.045 [Hz].

Se debe mencionar, que la frecuencia natural, corresponde a que tan veloz responde el sistema a un estímulo, por esto, se busca incrementar, para disminuir el tiempo de respuesta por parte del vehículo a maniobras del piloto.

Optimizando para adherencia se busca una frecuencia natural de 1.5 Hz y un factor n de 0.95 para garantizar el pitch atrás del conductor.

Se tiene que

$$n = \frac{K_{zf}a}{K_{zr}b} \quad (2.2.4)$$

Y

$$(2\pi w_n)^2 M_C = K_{zf} + K_{zr} \quad (2.2.5)$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones de Ec. 2.2.4 y Ec. 2.2.5 para extraer los valores de K_{zf} y K_{zr} .

De este análisis se tiene que el sistema necesita las siguientes rigideces

$$K_{zr} = 14675 \text{ y } K_{zf} = 23235 \left[\frac{N}{m} \right]$$

Con estos valores se determina coeficiente de amortiguación del sistema x , esto se realiza usando los amortiguamientos obtenidos con la Ec. 2.2.2.

$$x = \frac{C_{zf} + C_{zr}}{2\sqrt{(K_{zf} + K_{zr})M_C}} \quad (2.2.6)$$

Donde para el vehículo se tiene $x = 0.2215$, lo cual se busca incrementar a un valor de 0.33.

Para lo cual se determina el coeficiente de amortiguamiento con la siguiente Ecuación.

$$C_z = x \cdot 2 \sqrt{(K_{zf} + K_{zr})} M_c \quad (2.2.7)$$

Se utilizan los valores conocidos y se obtiene

$$C_z = 3185.6 \left[\frac{Ns}{m} \right]$$

Siendo este el amortiguamiento del sistema, se debe conocer la distribución por rueda, realizando un sistema de ecuaciones, con las ecuaciones presentes a continuación

$$C_z = (C_{zf} + C_{zr}) \quad (2.2.8)$$

$$\frac{C_{zf}}{K_{zf}} = \frac{C_{zr}}{K_{zr}} \quad (2.2.9)$$

Una vez conocidas los coeficientes de amortiguamiento por cada rueda mediante la relación de instalación q , se conoce el coeficiente de amortiguamiento necesario en el amortiguador mismo.

$$C_s = \frac{C_z}{q^2} \quad (2.2.10)$$

De esta manera se obtienen los valores de la Tabla 2.2

Tabla 2.2: Transformación óptimos rueda a suspensión.

Eje	Coeficiente amortiguamiento óptimo rueda [Ns/m]	q	Coeficiente amortiguamiento en la suspensión [Ns/m]
Delantero	1932,2	0,731	3615,907598
Trasero	1253,4	0,882	1611,211378

Con fines de facilitar el diseño, se decide realizar 4 amortiguadores con igual coeficiente de amortiguamiento de magnitud $3600 \left[\frac{Ns}{m} \right]$. Si bien el eje trasero necesita un amortiguador con coeficiente aproximado de $1600 \left[\frac{Ns}{m} \right]$ optar por un valor mayor contribuye al control del vehículo. Esto se debe a que el sobreviraje ocurre cuando el eje trasero pierde adherencia antes que el delantero, lo que provoca que el vehículo gire más de lo esperado en una curva. Un amortiguador con un coeficiente más alto del requerido, en la parte trasera ayuda a reducir el desplazamiento vertical excesivo de la suspensión, evitando que las ruedas traseras pierdan contacto con el suelo en curvas rápidas. Además, mejora la estabilidad al minimizar la transferencia de peso abrupta.

En general, los amortiguadores presentan un coeficiente de asimetría e_D , con el cual el coeficiente de amortiguamiento en expansión no es el mismo en compresión, esto siguiendo las siguientes ecuaciones.

$$F_E = (1 + e_D)F_p \quad (2.2.11)$$

$$F_C = (1 - e_D)F_p \quad (2.2.12)$$

Generalmente toma valores de 0.5 a 0.6, siendo siempre positivo, generando mayor amortiguamiento en expansión. Pese a esto en vehículos de competición se trabaja con un e_D , bajo a este promedio. Para este amortiguador el factor de asimetría es 0 ya que se desea un comportamiento general lineal, y más predecible.

2.3 Área de Paso

Para el diseño de la válvula de pistón, se debe determinar el área total necesaria para alcanzar el coeficiente de amortiguamiento, C_D establecido.

Para cumplir con el C_D establecido, se debe calcular un coeficiente de amortiguamiento de diseño C_D^* , ya que se estima que la fuerza del amortiguador aumenta entre un 10% a 20%, debido a la fricción del movimiento. Para el cálculo de este se considera un valor de 15%, siendo

$$C_D^* = C_D(1 - 0.15) \quad (2.3.1)$$

Luego se establece la ecuación de Bernoulli (Ec. 2.3.2), para antes y dentro del pistón.

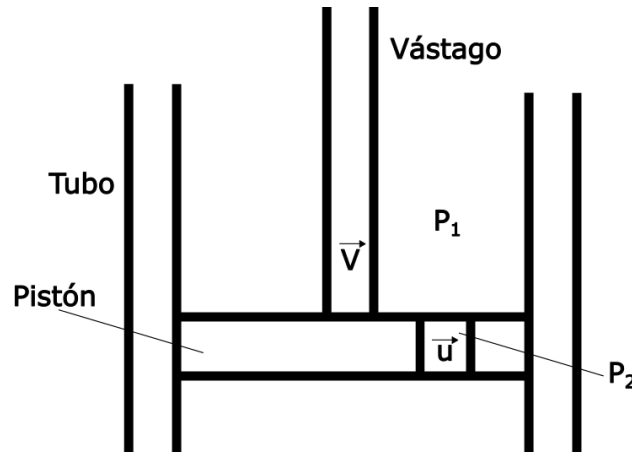


Figura 2.3.1: Esquema interior del tubo.

$$P_1 + \frac{\rho V^2}{2} = P_2 + \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.3.2)$$

Con P_1 , la presión antes del pistón, P_2 , la presión al interior en el pistón, ρ , la densidad del fluido, la cual para el caso del aceite toma un valor de $900 \text{ [kg/m}^3\text{]}$, u , es la velocidad del fluido y V , es la velocidad de diseño de desplazamiento para la cual el área despejada en la válvula es la máxima.

Reordenando, se tiene

$$\Delta P = \frac{\rho}{2}(u^2 - V^2) \quad (2.3.3)$$

Luego, se sabe los caudales son,

$$Q = A_A V \quad (2.3.4)$$

$$Q = A_v u \quad (2.3.5)$$

Con A_A , el área anular, A_v , el área de paso por la válvula y

El área anular se define

$$A_A = A_P - A_R \quad (2.3.6)$$

Con A_P , el área del pistón y A_R , el área de la sección del vástago.

Igualando 2.3.3 con 2.3.4, se tiene

$$u = V \frac{A_A}{A_v} \quad (2.3.7)$$

Reemplazando en Ec. 2.3.2

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} \left(V^2 \frac{A_A^2}{A_v^2} - V^2 \right) \quad (2.3.8)$$

Además, Dixon establece que

$$\Delta P = \frac{C_D^* V}{A_A} \quad (2.3.9)$$

Reemplazando en Ec. 2.3.7 y reordenando

$$\frac{C_D^* V}{A_A} \frac{\rho}{2} + V^2 = V^2 \frac{A_A^2}{A_v^2} \quad (2.3.10)$$

Como $\frac{C_D^* V}{A_A} \frac{\rho}{2} \gg V^2$, se desprecia V^2 , teniendo

$$\frac{C_D^* V}{A_A} \frac{\rho}{2} = V^2 \frac{A_A^2}{A_v^2} \quad (2.3.11)$$

Se despeja A_v

$$A_v = \sqrt{\frac{V^2 A_A^3 \rho}{2 C_D}} \quad (2.3.12)$$

Ahora, se para determinar el área real, se debe considerar el factor de descarga c_d , determinado en literatura con valor de 0.7[7].

Siendo el área de válvula real

$$A_{V,real} = \frac{A_V}{c_d} \quad (2.3.13)$$

Posterior a este procedimiento, se debe calcular el diámetro para cada agujero de la válvula, mediante la siguiente ecuación.

$$d_{perf} = \sqrt{\frac{4A_{V,real}}{\pi n}} \quad (2.3.14)$$

Con n , el número de perforaciones.

A continuación, se determina el área anular, estableciendo preliminarmente parámetros para el diseño del amortiguador, siendo el diámetro interno del tubo 50 mm, y el diámetro del vástago 25 mm.

Resultando $A_A = 0.00147 \text{ [m}^2\text{]}$

Luego, se establece una velocidad de diseño $V = 0.8 \text{ [m/s]}$, como velocidad para una apertura total de las láminas, y se utiliza el $C_D = 3600 \left[\frac{Ns}{m} \right]$, determinado anteriormente. Además, se establece arbitrariamente un número de 4 perforaciones para la válvula.

Resultando $A_V = 0.0000173 \text{ [m}^2\text{]}$,

Por tanto, cada agujero será $d_{perf} = 0.0028 \text{ [m]}$, como esta medida, es difícil de fabricar, se determina que el diámetro de cada agujero es de 3 mm.

Para estos valores, considerando una velocidad de apertura de las láminas de $0,2 \left[\frac{m}{s} \right]$ y una apertura máxima a $0,8 \left[\frac{m}{s} \right]$, se predice el siguiente comportamiento de área.

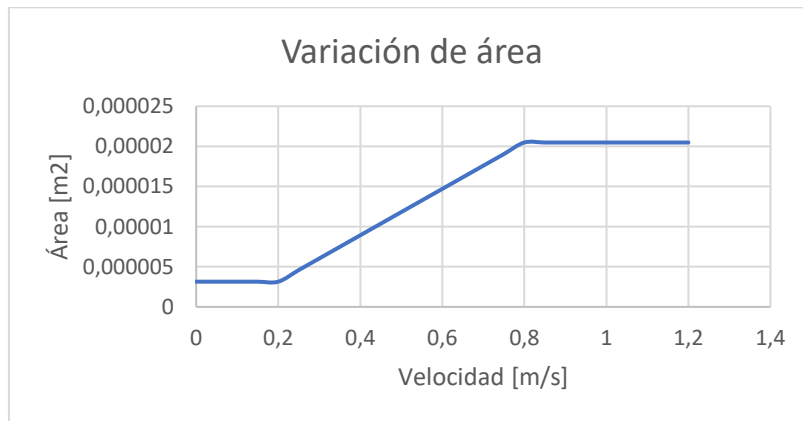


Figura 2.3.2: Variación de área.

Además, se establece la Figura 2.3.3, como curva Fuerza vs velocidad objetiva, para comparar el desempeño del amortiguador una vez armado y permitiendo un error del $\pm 20\%$.

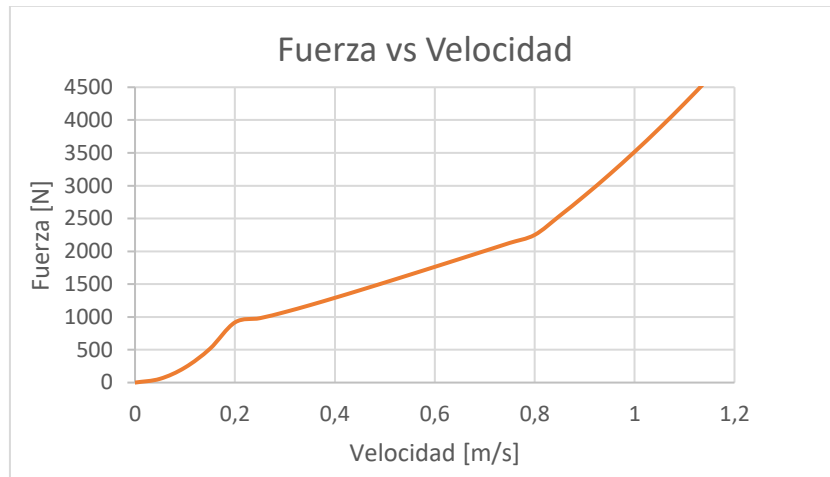


Figura 2.3.3: Gráfico Fuerza Velocidad objetivo

2.4 Selección de rótula

Para realizar una correcta selección de rótula se deben analizar las cargas que actuarán sobre esta.

Primero se deben determinar las fuerzas producto de la transferencia de carga del vehículo, ya sea de forma longitudinal, la que asignaremos al eje X, o las cargas laterales, asignadas al eje Y.

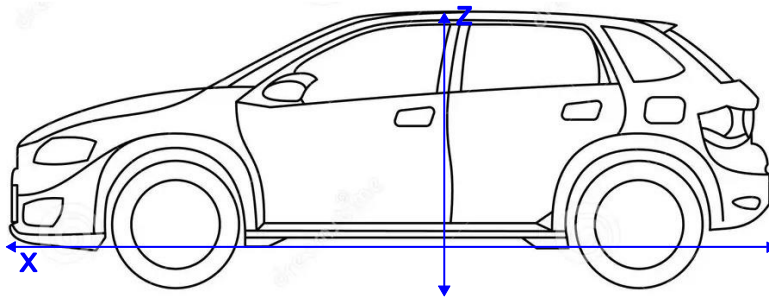


Figura 2.4.1: Vehículo en vista ejes XZ.

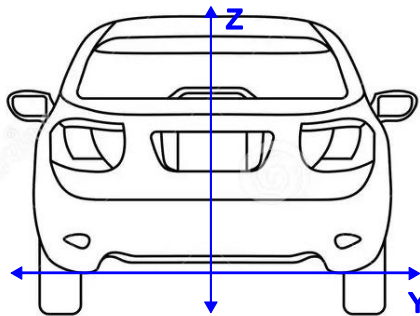


Figura 2.4.2: Vehículo en vista ejes YZ.

La transferencia de carga longitudinal se determina mediante la siguiente Ecuación, esta ocurre cuando el vehículo acelera o frena.

$$\Delta N_x = m a_x \frac{h}{w} \frac{1}{2} \quad (2.4.1)$$

Con m , la masa del vehículo [kg], a_x , la aceleración longitudinal del vehículo $\left[\frac{m}{s^2}\right]$, h , corresponde a la altura del centro de masa [m] y w , correspondiente a la distancia entre ejes delantero y trasero [m]. Se multiplica por $\frac{1}{2}$ debido a que se busca la carga transferida a cada rueda.

Por otra parte, la transferencia de carga lateral se determina

$$\Delta N_y = m_f a_y \frac{h}{t} \frac{1}{2} \quad (2.4.2)$$

Con m_f , la masa delantera vehículo [kg], se analiza la masa delantera ya que esta es mayor que la trasera. a_y , la aceleración lateral del vehículo $\left[\frac{m}{s^2}\right]$, h , corresponde a la altura del centro de masa [m] y t , correspondiente a la distancia entre ejes izquierdo y derecho [m]. Se multiplica por $\frac{1}{2}$ debido a que se busca la carga transferida a cada rueda.

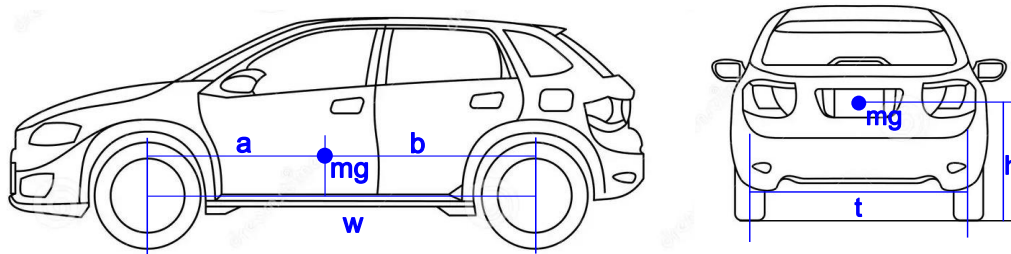


Figura 2.4.3: Dimensiones del vehículo.

Además, se debe determinar la fuerza normal presente en cada rueda delantera.

$$N_{f0} = \frac{m_f}{2} g \quad (2.4.3)$$

Para los cálculos, se utiliza una aceleración longitudinal máxima μg , siendo μ el coeficiente de fricción entre los neumáticos y el suelo.

Luego se analiza el caso para frenado máximo para el cual la fuerza normal es:

$$N_{fx} = N_{f0} + \Delta N_x \quad (2.4.4)$$

Además, se determina la fuerza longitudinal presente en la rueda.

$$X_{fx} = N_{fx} \mu_{max} \quad (2.4.5)$$

Para este caso solo se considera las fuerzas que actúan en el eje x, siendo $Y_{fx} = 0$

Del mismo modo, se analiza el caso de doblado máximo

$$N_{fy} = N_{f0} + \Delta N_y \quad (2.4.6)$$

Además, se determina la fuerza lateral presente en la rueda.

$$Y_{fy} = N_{fy} \mu_{max} \quad (2.4.7)$$

Para este caso solo se considera las fuerzas que actúan en el eje y, siendo $X_{fy} = 0$

Para el primer caso se tiene una fuerza longitudinal $X_{fx} = 2960 [N]$. Por otra parte, para el doblado máximo se obtiene una fuerza $Y_{fy} = 3500 [N]$. Como se observa, la fuerza lateral en el caso de doblado máximo es mayor, por lo cual se utilizará este caso para el análisis de fuerzas que reacción sobre la rótula.

Se elabora el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 2.4.4, en el cual se simplifican las cargas bajo la suposición de que cada una actúa exclusivamente en un solo eje.

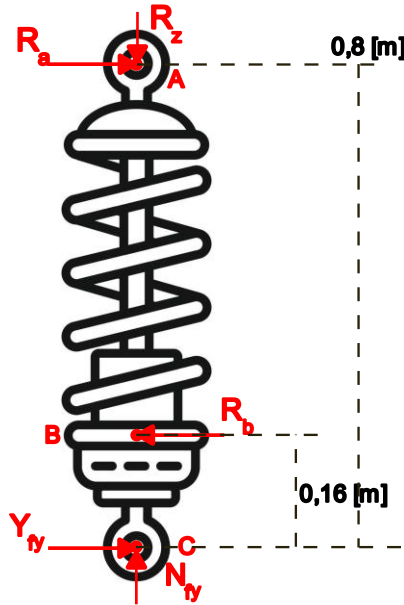


Figura 2.4.4: Diagrama de cuerpo libre suspensión del vehículo.

Se determinan las reacciones correspondientes al anclaje superior, del amortiguador al vehículo.

$$\sum F_y: R_b = R_a + 3500 [N] \quad (2.4.8)$$

$$\sum M_c: R_b \cdot 0,16 = R_a \cdot 0,8 [Nm] \quad (2.4.9)$$

$$\sum F_z: R_z = N_{fy} [N] \quad (2.4.10)$$

De esta forma, se extrae $R_a = 875[N]$, $R_b = 4375[N]$ y $R_z = 4470[N]$, esta última correspondiente a la fuerza axial.

Posteriormente se determina, la fuerza radial presentes en el anclaje.

$$F_r = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2)} \quad (2.4.11)$$

Recordando que se analiza el caso de doblado máximo, se tiene que $F_x = 0$ [N] y $F_y = R_a$.

Con los valores axiales y radiales determinados, se determina la fuerza máxima equivalente.

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_z^2} \quad (2.4.12)$$

Resultando una fuerza total de 4555 [N].

Y se selecciona rótula de catálogo SKF [12], para el cual cumpla con un factor de seguridad de al menos 2,5. Siendo esta una rótula del modelo GE 15 C.

Tabla 2.4.1: Catálogo rótulas SKF. [12]

Designación	Dimensiones principales				Ángulo de inclinación	Capacidad de carga básica	
						dinámica	estática
	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [mm]	α [°]	C [kN]	C_0 [kN]
GE 10 C	10	22	10	7	10	10.8	54
GE 12 E	12	22	10	7	10	10.8	54
GEG 12 ESA	12	22	12	7	4	10.8	54
GE 12 C	12	22	10	7	10	11.4	28.5
GEH 10 C	10	22	12	7	18	11.4	28.5
GEZ 008 ES	12.7	22.225	11.1	9.525	6	14	41.5
GE 15 ES	15	26	12	9	8	17	85
GE 15 ES-2RS	15	26	12	9	8	17	85
GEG 16 ES	16	28	16	9	4	17.6	88
GE 15 C	15	26	12	9	8	18	45

2.5 Resumen

En este capítulo se desarrollan las bases teóricas para el proyecto y se establecen algunas condiciones de diseño. Primero, se establece la presión de cámara de gas de 12 [bar], luego se determina el coeficiente de amortiguamiento $C_D = 3600 \left[\frac{Ns}{m} \right]$, siendo este el mismo para amortiguadores traseros y delanteros. Siguiendo con la determinación del diámetro de los agujeros del pistón, el cual presenta 4 perforaciones de 3 milímetros cada una. Finalmente, se selecciona la rótula mediante el análisis de cargas, siendo seleccionada una rótula SKF GE 15 C.

CAPÍTULO 3: Diseño de detalle del amortiguador

En este capítulo se detallan los criterios de selección para los componentes de catálogo, así como las consideraciones de diseño para las piezas que serán fabricadas. Como referencia, se toma un amortiguador en desuso disponible en el taller de la facultad, cuyo análisis permite establecer parámetros clave para el desarrollo del nuevo diseño.



Figura 3.1: Amortiguador de referencia.

3.1 Disponibilidad de piezas en mercado local

Para el diseño de un amortiguador monotubo, la estructura principal es un tubo de acero con un interior bruñido, para facilitar el deslizamiento del pistón. Para adquirir este componente, se consultó a diversos proveedores de elementos hidráulicos, con el fin de evaluar la disponibilidad de tubos con distintos diámetros y espesores. A continuación, en la Tabla 3.1.1 se presentan las dimensiones encontradas, donde la primera medida corresponde al diámetro interno del tubo y la segunda al diámetro externo.

Tabla 3.1.1: Dimensiones tubos bruñidos disponibles.

Diámetro Interno [mm]	Diámetro Externo [mm]
40	50
40	55
45	55
50	60
65	65
55	65
55	70

Considerando que el amortiguador de referencia tiene un diámetro interior de 50 mm, se seleccionó la opción de 50x65 mm, que presenta un espesor sobredimensionado para soportar las fuerzas esperadas. Este espesor puede ser ajustado en el futuro según las necesidades específicas del diseño.

De acuerdo con la literatura consultada [7], el vástago debe estar recubierto de cromo duro y cumplir con una relación de diámetro que se sitúe entre el 0.4 y el 0.5 del diámetro interior del tubo. Por lo tanto, se opta por un vástago de 25 mm de diámetro, que está disponible en el mercado local.

Con un diámetro interior de 50 mm definido, se procede a la búsqueda de sellos y o-rings adecuados. Los comercios locales cuentan con una amplia variedad de sellos hidráulicos, que son esenciales para determinar las dimensiones de las piezas internas. Esto se debe a que las especificaciones de los sellos incluyen las dimensiones de los alojamientos necesarios para asegurar el sellado.

En el mercado local se encontraron los siguientes componentes:

- Guía de sección 2.5x9.7 mm, a utilizar en pistón y pistón flotante.
- Sello de vástago con sección de 8x5.7 mm, a utilizar en la tapa superior.
- Barredor de vástago de 25 mm, a utilizar en la tapa superior.
- Diversos o-rings, a utilizar en tapas y pistón flotante.

3.2 Diseño del interior del tubo del amortiguador

En esta sección se presentan los diseños correspondientes a cada pieza del interior del tubo, mostrando sus dimensiones, restricciones y sellos empleados. Cabe destacar que, salvo indicación contraria, estas piezas están diseñadas para ser fabricadas en aluminio.

3.2.1 Pistón

Como se determina en el capítulo 2, el pistón presentará una perforación central de 22 mm de diámetro y 8 perforaciones distribuidas de forma simétrica de 3 mm cada una, 4 correspondiente a la expansión y 4 la compresión y 2 perforaciones de diámetro 2 mm que permitan un área paralela.

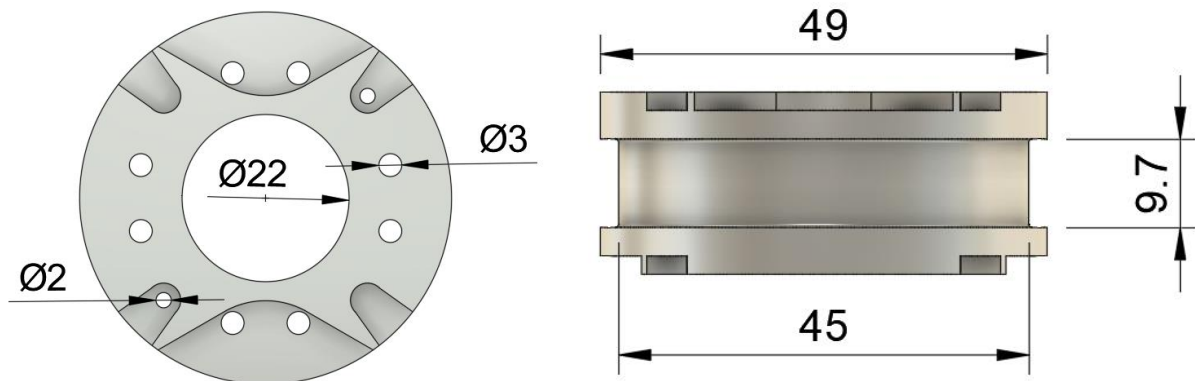


Figura 3.2.1: Dimensiones pistón.

Además, según indicaciones del catálogo de las guías [13], esta guía tiene la función de mantener la pieza centrada y facilitar su desplazamiento axial dentro del tubo, según indicaciones del fabricante de la guía, la pieza en la cual ira alojada debe poseer un diámetro exterior de 49 mm, por otra parte, en la sección radial debe presentar un alojamiento de diámetro externo de 45 mm y una altura de 9.7 mm.

Se recuerda que este componente, debe permitir el paso de fluido de un extremo al otro, por tanto, no es pertinente que ocupe sellos de pistón en su funcionamiento.

3.2.2 Pistón flotante

El pistón flotante contará con una guía para mantener la pieza centrada y facilitar su desplazamiento axial dentro del tubo. Además, incorporará un O-ring de grosor 5.33 mm, cuya función es sellar la cámara de aire entre el pistón flotante y la tapa inferior. Este diámetro fue seleccionado a partir de un catálogo de sellos estándar, optando por un O-ring de mayor espesor para garantizar el sellado y evitar el paso de aceite a la cámara de gas, además de representar una alternativa más económica en comparación con un sello de pistón especializado.

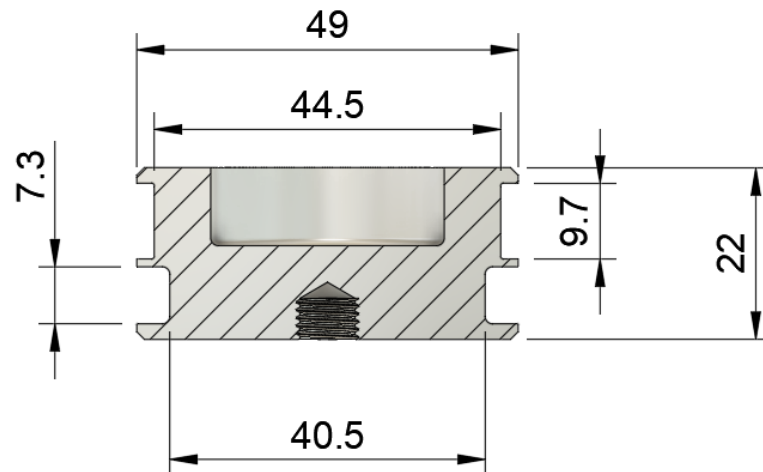


Figura 3.2.2: Vista en corte pistón flotante.

El pistón flotante presenta 2 alojamientos, el primero para la guía, el cual consta de un diámetro externo de 45 mm y una altura de 9.7 mm, y otro para un o-ring, de dimensiones 40.5 mm de diámetro y una altura de 7.3 mm. Por su cara superior presenta una perforación de diámetro 30 mm y altura 10mm, esta perforación es realizada con el objetivo de disminuir peso de la pieza. Además, por su cara inferior presentara una rosca de M8X1.0 para facilitar su extracción por el extremo inferior del tubo. Debido a las dimensiones de los alojamientos, se decide dar una altura total de 22 mm a la pieza.

3.2.3 Tapa superior

Está compuesta por dos piezas, una que actúa de perno y otra de tuerca, para sellar el tubo del amortiguador

El perno de la tapa superior, por su cara exterior, presenta un alojamiento para o-ring de diámetro externo de 45.4 mm y una altura de 3.7 mm, además de una rosca M40 X 1.5 por 10 mm de altura en el extremo superior.

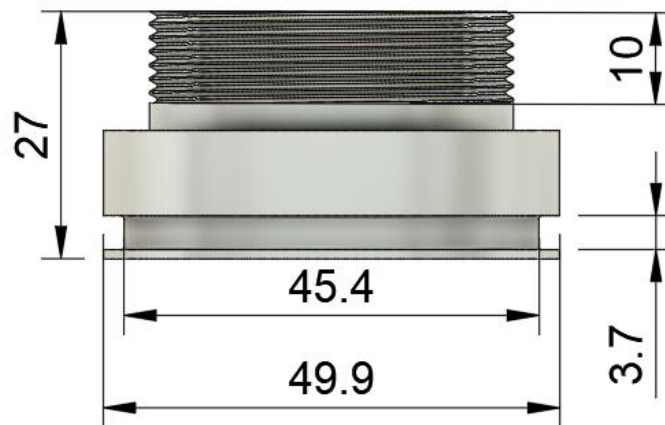


Figura 3.2.3.1: Perno tapa superior.

Por su interior este presenta 3 alojamientos, del extremo inferior al superior, nos encontramos con el alojamiento para la guía de vástago de diámetro externo 30mm y altura 9.7 mm, siguiendo con el alojamiento del sello de vástago con diámetro externo 33 mm altura de 5.7 mm, para luego en el extremo superior presentar un alojamiento para el barredor con 2 secciones una con diámetro externo de 33 mm y altura de 5 mm, y la otra con diámetro externo 30.5 mm y altura de 3 mm.

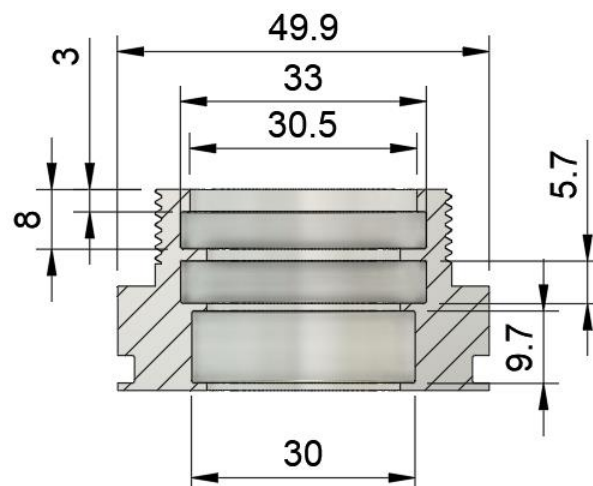


Figura 3.2.3.2: Vista en corte perno tapa superior.

Además, como se mencionó en el principio la tapa superior cuenta con una tuerca, de diámetro externo 57.5 mm, al igual que el tubo del amortiguador, y presenta una rosca de M40 X 1.5, la cual nos permitirá el cierre del tubo.

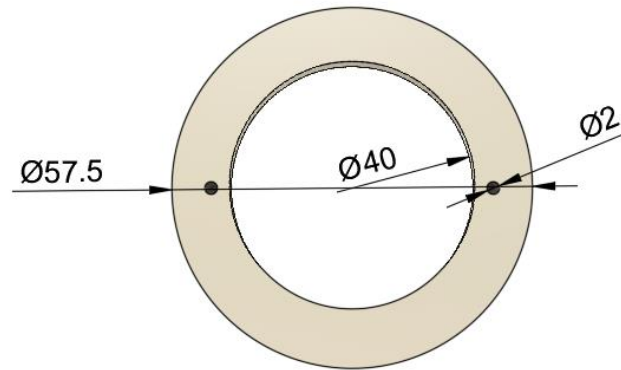


Figura 3.2.3.3: Vista superior tuerca tapa superior.

Por otra parte, cuenta con 2 perforaciones de 2 mm, las cuales se utilizarán para permitir enroscar más fácilmente.

3.2.4 Tapa inferior

La tapa inferior presenta en su sección radial un alojamiento para o-ring de diámetro externo de 45.4 mm y una altura de 3.7 mm.

Por su cara superior cuenta con una perforación mayor de diámetro 33 mm y altura 5 mm, y en el centro una perforación de 3 mm en el cual se alojará un segmento de o-ring para posibilitar la inyección de aire, a la cámara presente entre la tapa inferior y el pistón flotante.

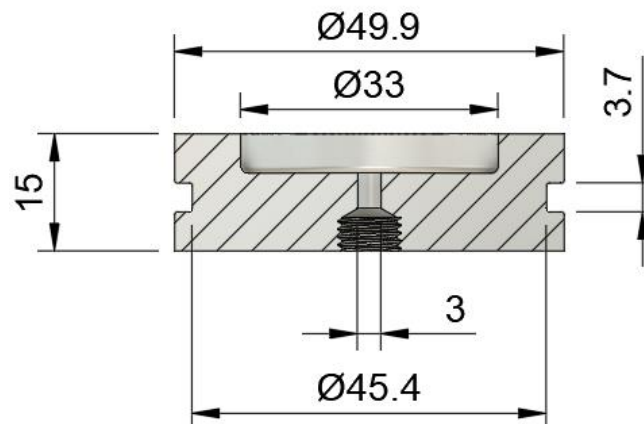


Figura 3.2.4: Vista corte tapa inferior.

Por la cara inferior, presenta una rosca M8 X 1.0 para facilitar la extracción de la tapa del tubo.

3.2.5 Selección de aceite

Respecto al aceite a utilizar, la principal variable base para determinar el coeficiente de amortiguamiento es la densidad, por tanto, la viscosidad pasa a un segundo plano, aun así, se necesita un aceite estable en diversas condiciones de temperatura. Recordando el acotado presupuesto disponible, se procede a comparar aceites presentes en el mercado local y definiendo un coeficiente económico el cual consta del precio dividido por el índice de viscosidad (IV) del aceite.

Tabla 3.2.1: Comparación de aceites disponibles.

Marca	Motul	LiquiMoly	Repsol	Motorex
IV	134	124	150	250
Precio [\$]	16800	18900	6900	23900
Coeficiente económico [\$/IV]	125,3731	152,4193548	46	95,6

De la Tabla 3.2.1, considerando el coeficiente económico más bajo, resulta seleccionado el aceite de la marca Repsol.

3.2.6 Láminas

Las láminas de un amortiguador son delgadas del orden de 0.2 a 0.4 mm y poseen un esfuerzo de fluencia, de magnitudes del orden de los 500 MPa. Estas son solo comercializadas en el extranjero y presentan un gran costo de importación. Por tanto, se decide por fabricarlas con material disponible en el comercio local, para esto se consultan los aceros disponibles, encontrando una sola alternativa, el cual un acero AISI 430, con esfuerzo de fluencia de 438 MPa [14], y es comercializado en un formato de plancha de espesor 0.4 mm.

Posteriormente, debido a la dureza del material y la precisión del corte que se necesita, se determina que las láminas deben ser fabricadas mediante corte por láser, para ello se busca una empresa en Concepción que entregue el servicio.

Luego, para determinar la configuración de las láminas, se buscan ejemplos de pilas en la literatura [15], se escoge una configuración denominada estándar, la cual presenta una rigidez intermedia, para así evaluar el desempeño de esta configuración y, en caso de ser necesario, ajustarla en el futuro. Si se requiere una respuesta más suave, se pueden retirar láminas, mientras que para aumentar la rigidez se pueden agregar más.

La configuración seleccionada utiliza láminas y es simétrica tanto en compresión como en expansión. En la Figura 3.2.6 se muestran las dimensiones de los diámetros exteriores de cada lámina. Cabe destacar que todas las láminas cuentan con una perforación central de 22.1 mm de diámetro.

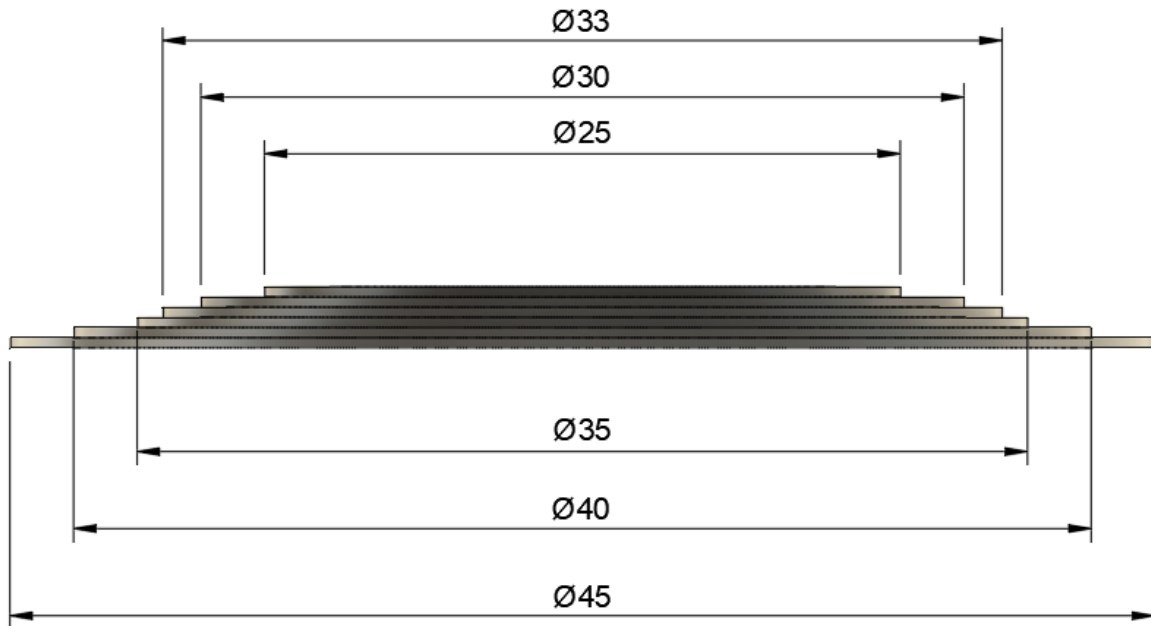


Figura 3.2.6: Dimensiones paquete de láminas.

3.3 Diseño del exterior del tubo del amortiguador

A continuación, se presenta las piezas que componen el exterior del amortiguador, siendo el tubo y vástago componentes principales de este. Además, se presentan piezas con utilidad para el montaje del amortiguador al vehículo, estas son fabricadas en aluminio, a no ser que se indique lo contrario.

3.3.1 Tubo amortiguador

A partir del tubo de acero bruñido seleccionado anteriormente, se procede a desarrollar el diseño del tubo de amortiguador. Lo primero fue en base a las mediciones realizadas y mencionadas en el capítulo 2, se determina el largo del tubo, siendo este de 350 mm.

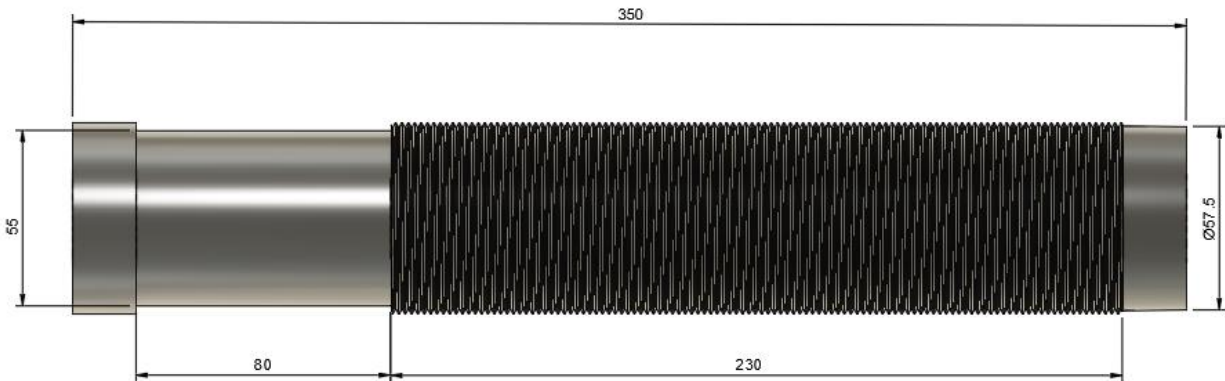


Figura 3.3.1.1: Tubo amortiguador.

El tubo original presenta un espesor considerable, al cual se le retira material del exterior dejando un diámetro externo de 57.5 mm, además por su exterior debe presentar una rosca en la cual se ensamblará el soporte del resorte. En el extremo inferior se determina un diámetro externo de 55 mm, en este sector ira soldado el anclaje del amortiguador a la porta masa.

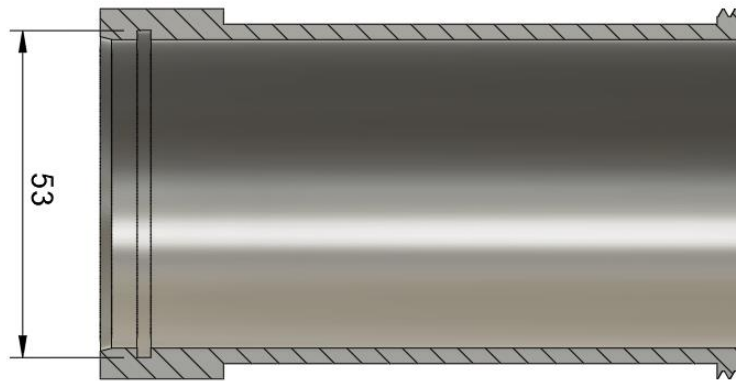


Figura 3.3.1.2: Vista en corte extremo tubo amortiguador.

En el interior de la tapa superior se encuentran dos alojamientos de 53 mm de diámetro y 2.2 mm de largo, ubicados en cada extremo, donde se insertarán los seguros Seeger para la retención de las tapas inferior y superior. Además, en ambos extremos, se incorpora un chaflán de 15° con un ancho de 0.5 mm, diseñado para facilitar la inserción de los demás componentes en su interior.

3.3.2 Vástago

A partir de las medidas de barras duro-cromadas presentes en el comercio se determina un diámetro de vástago de 25 mm. Luego, preliminarmente, a partir de las mediciones realizadas se establece un largo para el vástago. A medida que se fueron diseñando los componentes internos (pistón, láminas y tuerca) y soportes externos se reajusta el largo de este, siendo finalmente de 357 mm.

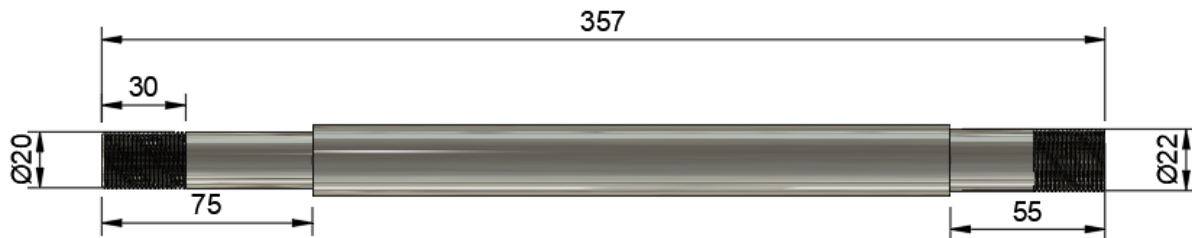


Figura 3.3.2: Vástago.

El vástago presenta tres secciones con diámetro distinto, primero una sección de 20 mm con largo de 75 mm, la cual se encuentra en el extremo superior, esta sección es la que estará en contacto con la rótula, esta última fue la responsable de establecer el diámetro de la sección. Luego, en la zona central, se tiene el diámetro original de 25 mm, para tener una zona de mayor resistencia. Finalmente, por el extremo inferior se tiene un diámetro de 22 mm con un largo de 55 mm, se establece este diámetro en función de la disponibilidad de tuercas, por otro lado, el largo se determina en base a las dimensiones del pack de láminas, el pistón y la tuerca que retendrá estos elementos.

3.3.3 Soporte resorte inferior

Se tiene el resorte original del vehículo, el cual es de diámetro exterior de 130 mm y una altura total de 325 mm, con 6.2 vueltas de espiral, el cual irá apoyado sobre el soporte a diseñar. Por tanto, se debe asegurar que el soporte resista la fuerza máxima que puede provocar el resorte. Se procede a calcular dicha fuerza mediante la siguiente ecuación:

$$F = k\Delta x$$

Donde k es la rigidez del resorte, de magnitud $15648 \left[\frac{N}{m} \right]$ y Δx el desplazamiento máximo que puede realizar el resorte, de $0.25 [m]$. Resultando una fuerza de $3912 [N]$, se evalúa mediante simulación el diseño previamente realizado. En donde se obtiene un factor de seguridad de 3.65, siendo el espesor de diseño aceptado para la pieza.

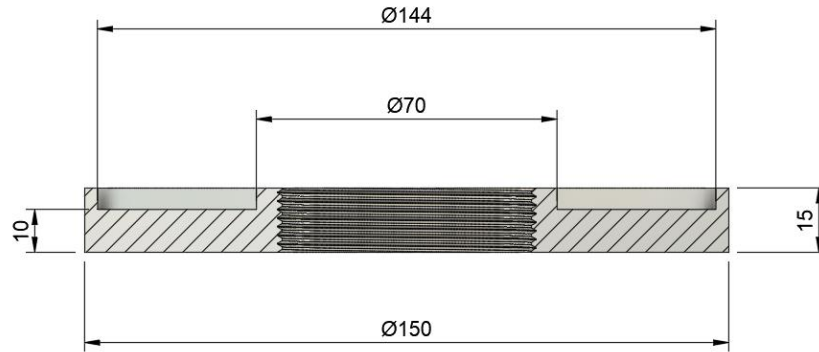


Figura 3.3.3: Vista en corte soporte resorte inferior.

En base a los resultados de la simulación se establece como definitiva la pieza de la figura 3.3.3., la cual posee un diámetro externo de 150 mm, una ranura de apoyo del resorte que va de los 70 a 144 mm de diámetro, con un sacado de 5 mm y una rosca en el centro de M60 x 2.0, presentando una altura total de 15 mm.

3.3.4 Soporte resorte superior

Esta pieza debe retener el resorte por su extremo superior, por tanto, de igual forma debe afrontar las fuerzas ejercidas, por el resorte. Debido a esto se utiliza la misma sección de diámetro 150 mm y altura 15 mm, utilizada en el soporte anterior, y utilizando la misma ranura de apoyo para el resorte. A diferencia de la rosca central del soporte anterior, esta pieza presenta un agujero de 20 mm de diámetro ya que se encontrará montado sobre el extremo superior del vástago.

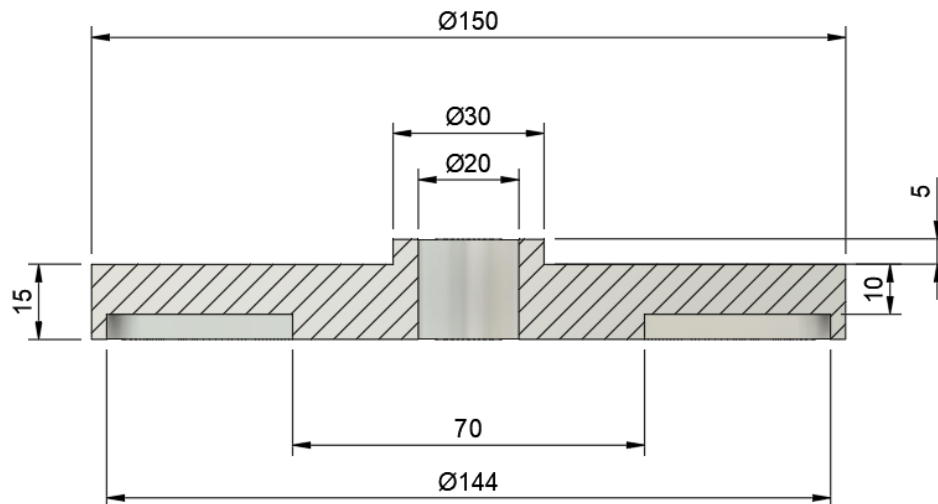


Figura 3.3.4: Vista en corte soporte resorte superior.

Adicionalmente como se muestra en la Figura 3.3.4, se le agrega una sección de diámetro 30 mm y altura 5 mm, la cual se encontrará en contacto con la rótula, para favorecer rotaciones sobre el eje del vástago.

3.3.5 Soporte rotula chasis

Esta pieza fija el conjunto del amortiguador al chasis, está principalmente determinada por los agujeros de fábrica con los cuales cuenta el vehículo, por tanto, se procede a medir la distancia de los centros de las perforaciones (Fig. 3.3.5.1), para determinar de manera correcta la ubicación de estos en el diseño a desarrollar.



Figura 3.3.5.1: Medición anclajes del vehículo.

Para diseñar esta pieza se toma de referencia el soporte superior amortiguador KSport [11], mostrado en la figura a continuación.



Figura 3.3.5.2: Amortiguador guía KSport. [16]

Para nuestra pieza, se toman las mediciones de los agujeros dispuestos por el auto para el anclaje, dejando un espacio central de radio 20 y un largo de 60 mm, para alguna variación que se puede necesitar en este plano, además se realizan perforaciones de ancho 4 mm con largo total de 44 mm, el cual permite poder realizar una variación de camber en caso de ser necesario.

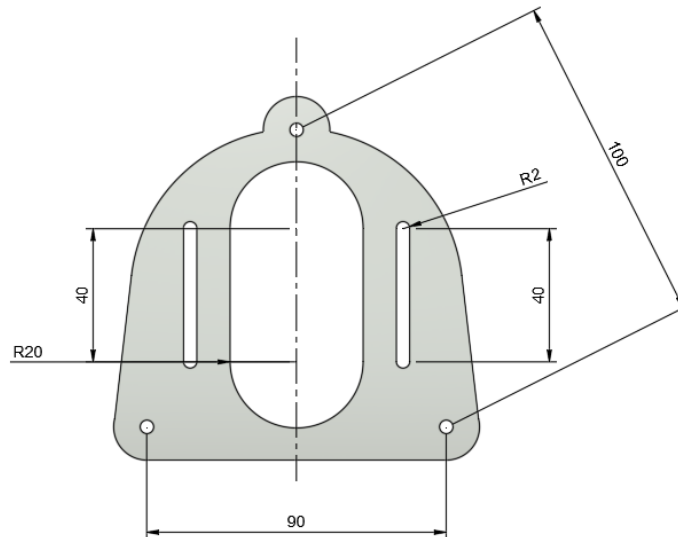


Figura 3.3.5.3: Soporte rótula chasis.

3.3.6 Soporte rótula resorte

Esta pieza es la encargada de sostener y mantener centrada la rótula, cual permite las rotaciones del vástago, por tanto, se diseña un alojamiento para la rótula de 35 mm de diámetro y una altura de 12 mm, la cual irá sujeta mediante un seguro seeger, para evitar su desplazamiento vertical. Por su extremo inferior presenta una abertura de 60 mm para permitir la comunicación entre el soporte resorte superior y la rótula.

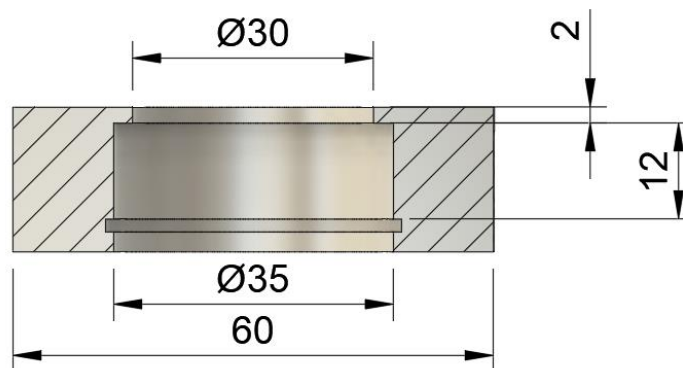


Figura 3.3.6: Vista en corte soporte rótula resorte.

Además, por su parte superior debe ir conectada con el soporte rótula chasis por tanto lleva 4 perforaciones de diámetro 4 mm cada una, para realizar una unión apernada entre estas piezas.

3.3.7 Tuerca tubo resorte

Esta pieza actúa como contra tuerca del soporte de resorte inferior, para evitar que este último se suelte debido a vibraciones que ocurren con el movimiento del vehículo.

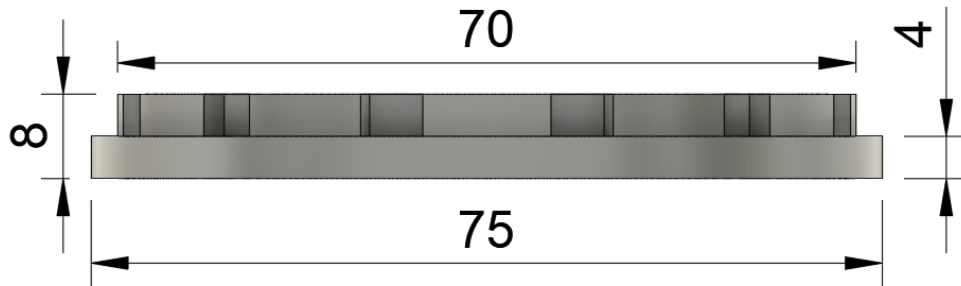


Figura 3.3.7: Tuerca tubo resorte.

La tuerca tiene un diseño dividido en dos secciones de 4 mm de altura cada una, dando una altura total de 8 mm. La primera sección es lisa y tiene un diámetro de 75 mm, mientras que la segunda cuenta con un diámetro de 70 mm y está ranurada para facilitar su apriete. En el centro de la tuerca, se incluye una rosca M60 x 2.0, diseñada para ajustarse a la sección roscada del tubo del amortiguador.

3.3.8 Anclaje Inferior

Esta pieza es fabricada en acero y conecta el extremo inferior del amortiguador con la porta masa del vehículo, por tanto, se realizan mediciones a la porta masa del vehículo para asegurar la compatibilidad.

De esta forma se obtiene una sección con 2 perforaciones de 12 mm con una separación de 60.

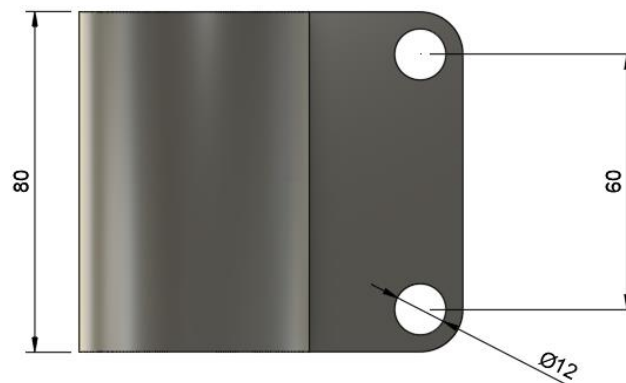


Figura 3.3.8.1: Vista frontal anclaje inferior.

Además, las pletinas de esta sección deben estar separadas 30 mm para encajar con la porta masa.



Figura 3.3.8.2: Vista lateral anclaje inferior.

Este anclaje también está compuesto por una sección semicircular de 300° de diámetro interno 55 mm y espesor 2.5.

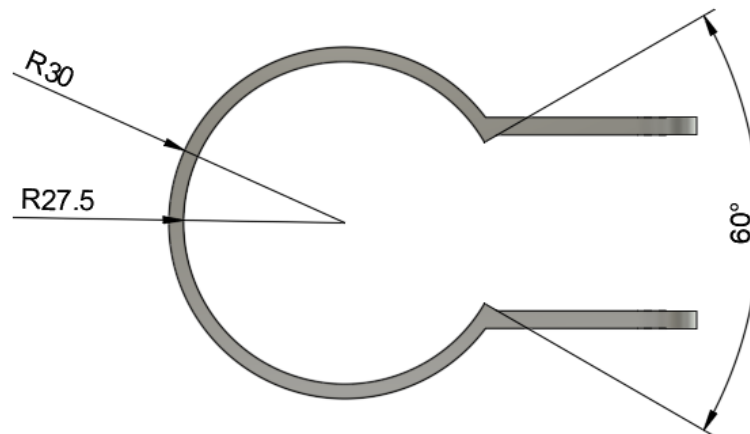


Figura 3.3.8.3: Vista superior anclaje inferior.

3.4 Análisis económico

A continuación, se presentan los valores de los materiales para la fabricación del amortiguador. Si bien el costo del amortiguador debe considerar el maquinado de las piezas este es costo cero, ya que, la maestranza Monsin donó sus servicios al equipo FIRT,

Con las piezas diseñadas y los elementos de catálogo (sello de vástago, o-ring, rótula) ya seleccionados se establece el listado de materiales para la confección de 4 amortiguadores, estos materiales se dividen en 3 categorías, tubos y barras, pernos y sellos hidráulicos.

A continuación, se presentan las tablas con los materiales y las cantidades a utilizar.

Tabla 3.4.1: Tubos y barras a utilizar.

Material	Diámetro[mm]	Largo[mm]	Redondeo[mm]
Acero Cromado	25	1081	1100
Tubo Bruñido	65x50	1610	1650
Aluminio	50	529	550
Aluminio	65	27,6	30
Aluminio	120	345	350

Luego, se cotizan estos materiales en distintos comercios y se adquieren en Mario Castillo SPA por un total de 124 mil pesos, cabe señalar que este precio no incluye los materiales de aluminio, ya que estos son donados por la maestranza Monsin.

Tabla 3.4.2: Sellos hidráulicos.

Material	Cantidad
O-ring Ø50x2,62 (2-132)	8
O-ring Ø50x5,33 (2-325)	4
Guía d45 D50x9,7	8
Guía d25 D30 x9,7	4
Barredor d25 D33	4
Sello vástago d25 D33x5,7	4

De igual forma para estos materiales se realizan distintas cotizaciones y se adquieren en Mario Castillo SPA, por un monto total de 132 mil pesos.

Tabla 3.4.3: Pernería.

Material	Cantidad
Rotula GE20	4
Seeger Externo Ø35	4
Seeger Externo Ø50	8
Arandela M22	8
Tuerca M22x1,5	4
Tuerca M20x1,5	4
Prisionero M4x 16	12
Tuerca M4	12

Luego, se cotiza lo respectivo a la pernería y se adquieren en Milan Fabjanovic Spa, presentando un valor de 14 mil pesos. Además, las rótulas se adquieren en Rodacar LTDA por un total de 32 mil pesos.

Por otro lado, se cotiza el servicio de corte para los *shims*, ya que estos están compuestos por un material duro y delgado, por tanto, se debe realizar un corte preciso por láser, el cual presenta un valor de 55 mil pesos.

Luego, como se menciona en la sección 3.2.5 Selección de aceite, se adquieren 4 litros de aceite Repsol, por un total de 28 mil pesos.

Finalmente, sumando y repartiendo los costos entre 4 amortiguadores, se obtiene un costo aproximado de 90 mil pesos para cada uno, correspondiendo a un valor mucho menor que los disponibles en el mercado, los cuales rondan los 290 mil pesos por cada amortiguador [17].

3.5 Resumen

En este capítulo, se presentan las dimensiones de cada componente interno del amortiguador, además de presentar el diseño de las piezas que permiten el montaje del amortiguador al vehículo. Por otra parte, se describe la selección de aceite y laminas a utilizar. Finalmente, se presenta el listado total de materiales y los precios totales en el comercio local. Además, todos los planos realizados se pueden encontrar en el Anexo B.

CAPÍTULO 4: Ensamblado y montaje.

En este capítulo se detalla el proceso de ensamblaje y montaje del amortiguador, comenzando con la revisión de las piezas fabricadas por la maestranza, siguiendo con el procedimiento de ensamble de un amortiguador, y finalmente se presenta el desempeño del amortiguador en una prueba en dinamómetro.

4.1 Recepción y Verificación de Piezas

Las piezas diseñadas previamente fueron fabricadas en la maestranza Monsin, ubicada en la ciudad de Talca. Para garantizar un buen resultado, todas las piezas recepcionadas son sometidas a inspección.

Al recibir las piezas, se realiza un control de llegada para verificar que estén todas las componentes diseñadas. Durante esta revisión, se detecta la falta del anclaje inferior y la tuerca del tubo resorte, por lo que se consulta a la maestranza, sin éxito, ya que no se encuentran en su inventario. Esta situación impide el montaje completo del amortiguador en el vehículo.

Posteriormente, se lleva a cabo una inspección visual de las piezas recibidas, donde se identifican algunos detalles superficiales. Se observa la presencia de óxido en la cara externa del tubo y una grieta en un soporte de resorte inferior, lo cual se muestra en las Figuras 4.1.1 y 4.1.2.



Figura 4.1.1: Óxido en tubo amortiguador.



Figura 4.1.2: Grieta en soporte resorte inferior.

Luego, utilizando instrumentos de medición como el pie de metro y huincha de medir, se verifica que cada pieza cumpla con las dimensiones especificadas en los planos. Adicionalmente, se realiza una inspección detallada de ciertas superficies, especialmente en aquellas piezas que alojan o-rings o sellos. En este proceso, se presta especial atención a que las superficies tengan una rugosidad adecuada y que los bordes estén debidamente suavizados, evitando filos que puedan dañar los componentes mencionados.

Dentro de esta revisión se observa que algunas piezas no cumplen con las medidas indicadas. En particular, la tapa superior cuenta con los tres alojamientos requeridos, pero dos de estos presentan un diámetro inferior (30 mm) al especificado en los planos (33 mm). Además, el extremo superior, que debía tener un mayor diámetro interno (30.5 mm), presenta el mismo diámetro interno que el extremo inferior (26 mm). En la Figura 4.1.3 se destacan en rojo las dimensiones de la tapa entregada por la maestranza. Estos errores fueron corregidos posteriormente en el taller de la facultad.

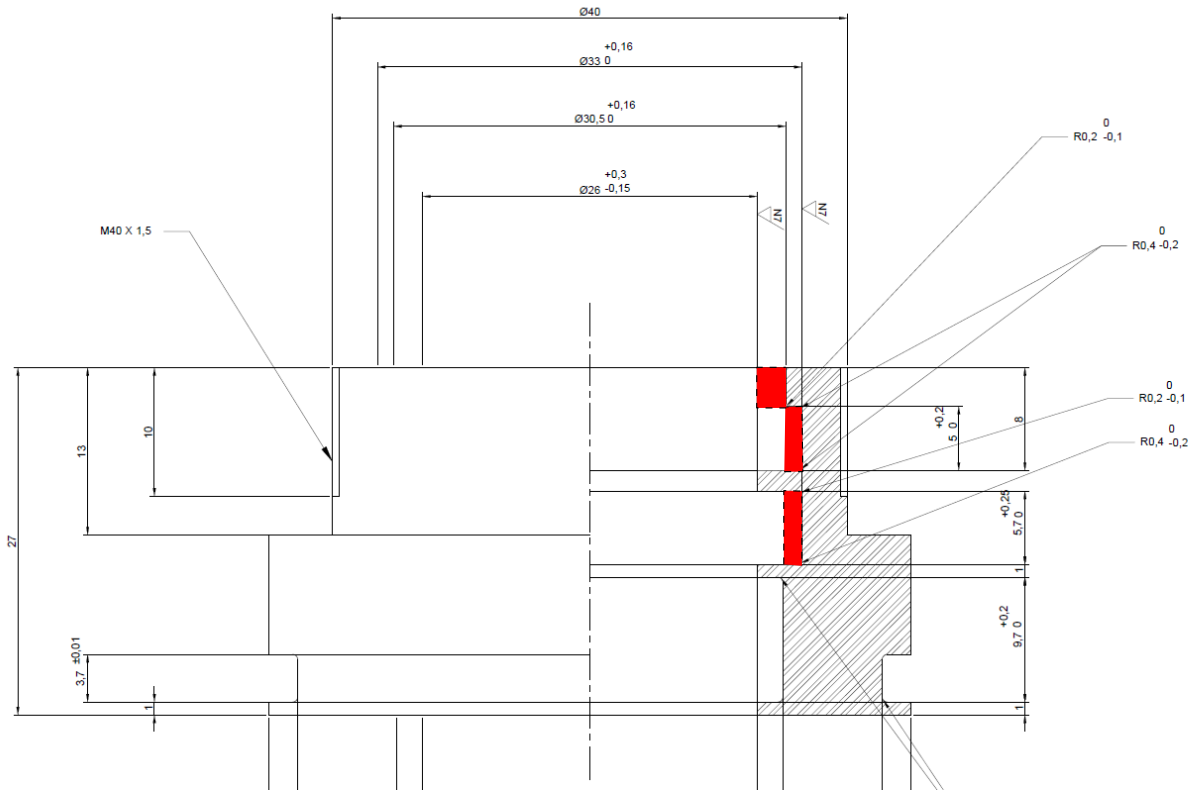


Figura 4.1.3: Tapa superior entregada.

Además, se detectó que varias piezas no cumplían con las tolerancias establecidas, lo que afectó su ajuste durante el montaje, requiriendo un repaso adicional. Posteriormente, se verificó el correcto funcionamiento de las roscas, encontrándose que todas, excepto la rosca del tubo amortiguador con el soporte del resorte inferior, funcionaban correctamente. La rosca defectuosa fue repasada en el taller para garantizar su correcto ensamblaje.

Por otra parte, las láminas del amortiguador fueron cortadas mediante corte por láser en un taller de Concepción, al recibir las láminas, lo primero en detectar es que una de ellas presenta un poco de óxido, por lo que se apartara de las láminas para montaje. Otra observación realizada, es la rigidez que estas presentan, poniendo en duda su posible flexión debido a la presión. Pese a esto, serán utilizadas para los ensayos.

Para concluir, la inspección de las piezas permitió identificar y corregir diversas deficiencias en la fabricación, garantizando que los componentes cumplan con las especificaciones necesarias para el ensamblaje del amortiguador. Sin embargo, la falta de ciertas piezas y los errores dimensionales detectados retrasaron el proceso de montaje y requirieron intervenciones adicionales en el taller de la facultad.

4.2 Procedimiento de Ensamblaje del Amortiguador

4.2.1 Procedimiento de armado del amortiguador

Con el fin de garantizar un armado correcto y seguro, se establece un procedimiento de ensamble del amortiguador, el cual incluye instrucciones paso a paso para unir los componentes de manera óptima y asegurar un correcto funcionamiento.

Primero prepararemos cada pieza con sus sellos y guías correspondientes, comenzando por la tapa inferior. Teniendo la superficie y el o-ring limpios, se estira el o-ring haciendo calzar al extremo superior de la tapa y luego se desliza a través de esta hasta que llegue al alojamiento. En caso no poder elongar lo suficiente el o-ring para que calce con el extremo superior de la tapa, se puede utilizar una cuerda, la cual nos facilitará la instalación, esta se debe colocar en forma de lazo al interior del o-ring, luego se debe situar el lazo en el alojamiento con junto al o-ring, para así con el extremo suelto de las cuerdas podamos tirar hacia donde aún no está alojado, y de esta forma el o-ring se encontrará situado en su alojamiento, quedando situado de la manera que se observa en la Figura 4.2.1.1.

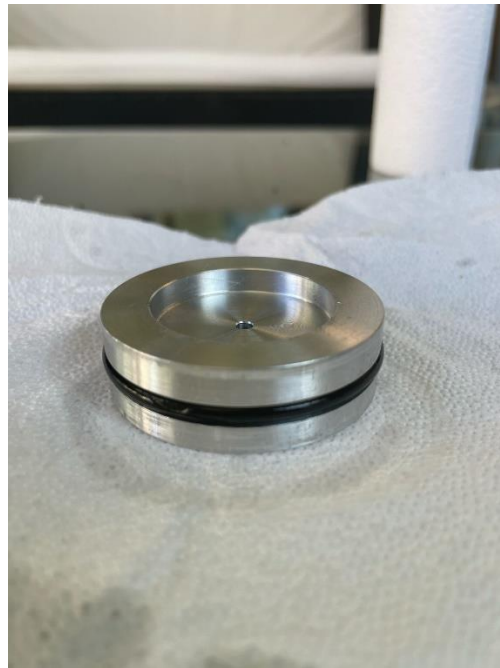


Figura 4.2.1.1: Tapa inferior y o-ring.

Siguiendo con la tapa inferior, es necesario cortar un o-ring para situarlo a presión en el orificio central de la tapa.

Continuando con las piezas, ahora se debe realizar la instalación del o-ring en el pistón flotante, se ocupa el mismo método para situar el o-ring en la tapa inferior, luego se procede a ubicar la guía en el alojamiento correspondiente, esta primero se debe cortar del largo del perímetro del alojamiento menos una medida de W indicada en el catálogo de la guía [10], además se tiene que tener en cuenta que los extremos de la guía deben ser paralelos en 90° o pueden estar inclinados 60° como se indica

en la Figura 4.2.1.2. Este proceso se puede ahorrar, adquiriendo una guía ya armada para el diámetro correspondiente.

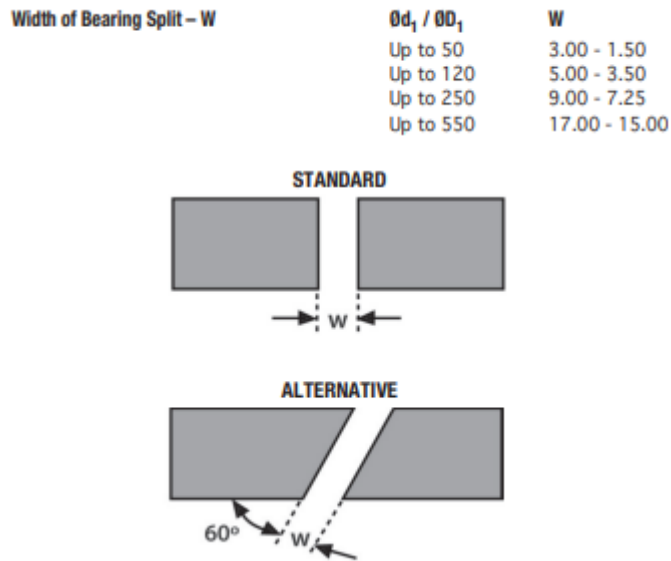


Figura 4.2.1.2: Recomendaciones corte guía. [13]

Con la guía ya cortada se procede a instalar en el alojamiento del pistón flotante, teniendo la pieza de la siguiente forma, como se indica en la Figura 4.2.1.3.



Figura 4.2.1.3: Pistón flotante con o-ring y guía.

Continuaremos con el pistón para el cual se debe instalar la guía en el alojamiento, siguiendo las mismas indicaciones que para el pistón flotante, obteniendo el conjunto que se muestra en la Figura 4.2.1.4.



Figura 4.2.1.4: Pistón y guía.

Luego, montaremos los sellos de la tapa superior, está por su cara externa lleva un o-ring, el cual debe ser instalado de forma similar a como se hizo en la tapa inferior. Por su interior, debemos alojar una guía de vástago, un sello de vástago y un barredor, en los alojamientos correspondientes.

La guía debe ser cortada al igual que en los casos anteriores. El sello de vástago se debe insertar en el alojamiento a presión e igualmente el barredor. De esta forma tendremos el siguiente conjunto.

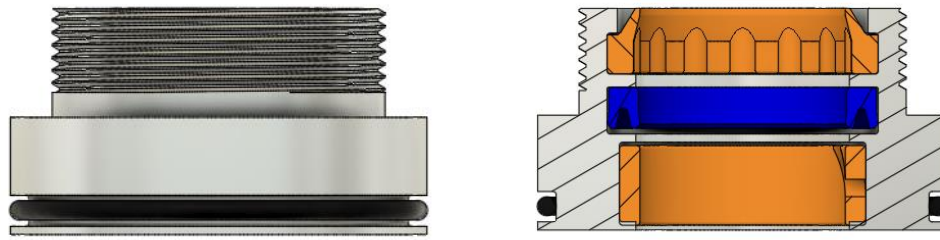


Figura 4.2.1.5: Perno tapa superior y sellos correspondientes.

Se aconseja realizar en primera instancia la instalación del sello de vástago y luego la de los demás partes.

Con los sellos, guías y o-ring ya instalados, se procede a armar el conjunto del pistón, vástago y tapa superior.

Primero, debemos pasar el vástago a través de la tapa superior.



Figura 4.2.1.6: Vástago con perno tapa superior.

Segundo, por el extremo de diámetro 22 mm del vástago situaremos una arandela, luego debemos instalar las láminas, una de cada diámetro en orden creciente de arriba hacia abajo, continuamos con ubicar el pistón, para seguir con las láminas, esta vez en orden de diámetro decreciente, para así poner una arandela y finalmente instalar la tuerca que mantendrá fijo, las piezas instaladas. Para evitar que se desplace la tuerca soltando los elementos anteriores a ella se aplica adhesivo traba perno. Así se tiene el siguiente conjunto.



Figura 4.2.1.7: Conjunto vástago, pistón, tapa superior.

Antes de instalar piezas dentro del tubo se debe montar el anclaje inferior, este se debe unir mediante una soldadura en el sector bajo la rosca del tubo amortiguador.



Figura 4.2.1.8: Anclaje inferior montado a tubo amortiguador.

A continuación, debemos colocar el pistón flotante al interior del tubo amortiguador, para esto, debemos insertar el pistón flotante por el extremo inferior del tubo, y desplazarlo un total de 88 milímetros desde el extremo inferior del tubo, teniendo la siguiente disposición.



Figura 4.2.1.9: Pistón flotante antes de ser insertado.

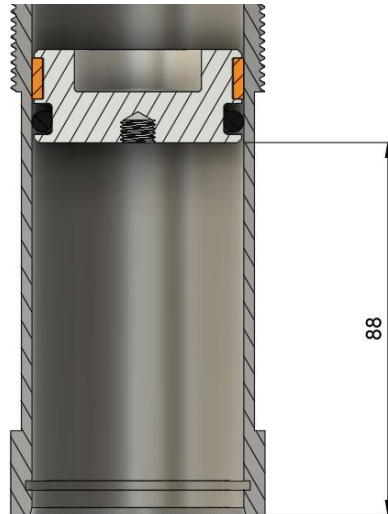


Figura 4.2.1.10: Vista en corte tubo amortiguador y pistón flotante.

Con el pistón flotante ya situado, debemos instalar la tapa inferior, esta se debe ubicar por el extremo inferior del tubo y ser desplazada en su interior hasta que quede pasada de la ranura del seguro Seeger. Una vez en el interior del tubo debemos ubicar el seeger en la ranura correspondiente, teniendo el siguiente conjunto.

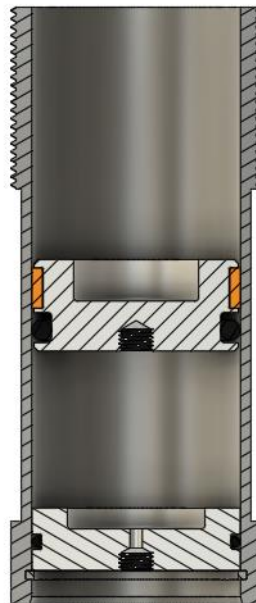


Figura 4.2.1.11: Vista en corte tubo amortiguador, pistón flotante y tapa inferior.



Figura 4.2.1.12: Tubo amortiguador cerrado por extremo inferior.

Con el tubo cerrado por el extremo inferior, se procede a llenar de aceite, para esto debemos situar el tubo amortiguador en orientación vertical con la ayuda de un tornillo de banco.

Luego, se procederá a vaciar aceite de amortiguador, directamente desde la botella hasta el borde superior del tubo amortiguador, esto con el fin de que no exista aire en el interior del tubo. Una vez llenado, se debe introducir el conjunto pistón, vástago y tapa superior, por el extremo en el cual se encuentra el pistón, esta maniobra provocara derrame de aceite, por tanto, se debe tener insumos para secar y limpiar la zona de derrame. Ya con el pistón dentro del tubo se procede a introducir la tuerca de la tapa superior hasta que su sección de diámetro 49.9 mm supere el alojamiento del seguro seeger. A continuación, se coloca el seguro seeger en su alojamiento correspondiente.



Figura 4.2.1.13: Perno tapa superior y seguro Seeger instalados.

Ahora se debe colocar la tuerca de la tapa superior, para esto, por el extremo libre del vástago se introduce esta pieza hasta llegar al tuvo, aquí se busca enroscar con la tuerca de la tapa superior, una vez roscado los primeros hilos, con la ayuda de una llave esmeril angular se procede a apretar la unión.

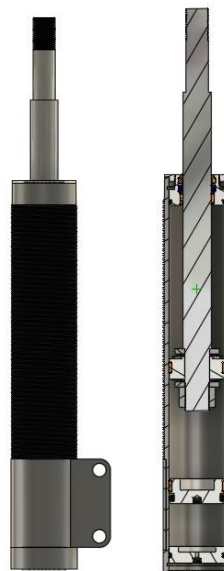


Figura 4.2.1.14: Conjunto amortiguador y vista en corte.

Con el amortiguador ya cerrado, se puede desmontar del tornillo. A continuación, se debe presurizar la cámara entre el pistón flotante y la tapa inferior. Para esto, mediante un bombín con barómetro, se introduce la aguja por la parte inferior de la tapa, perforando el o-ring al interior de ella, luego se comienza a bombear hasta que el barómetro indique la presión de diseño. Finalmente, con este procedimiento el amortiguador se encuentra en condiciones de ser probado en un dinamómetro.

4.2.2 Procedimiento de desarmado del amortiguador

Para ejecutar el desarmado del amortiguador, es necesario que se encuentre desmontado y sin partes de anclaje, es decir, del mismo modo en que se aprecia en la Figura 4.2.1.14.

Primero mediante una aguja, se debe despresurizar la cámara, presente en la zona inferior del amortiguador.

Luego, se debe sostener mediante el tornillo, de forma vertical, desde el anclaje inferior, a continuación, con la ayuda de la llave esmeril angular, se debe soltar el perno de la tapa superior y retirar. Ahora, se debe retirar el seeger alojado al interior del tubo. Seguidamente, se retira, jalando desde el vástago hacia arriba, el conjunto pistón - tapa superior – vástago. En este momento es cuando se debe vaciar el aceite del interior del tubo, y luego se debe soltar del tornillo.

Para de esta forma, poder rotarlo y trabajar en la zona inferior. En el extremo inferior, se debe retirar el seeger, luego se debe atornillar un perno M8 X 1.0 a la cara inferior de la tapa, para así poder retirarla mediante un movimiento de tracción. A continuación, aplicaremos el mismo procedimiento para retirar el pistón flotante.

Siguiendo este procedimiento, se asegura un desarmado adecuado, facilitando las operaciones de mantenimiento o inspección del amortiguador.

4.2.3 Procedimiento de montaje al vehículo

Recordemos que el amortiguador debe ir montado en el vehículo, por tanto, se necesita montar elementos adicionales, lo primero en ensamblar es la contra tuerca, esta debe roscarse hasta que alcance por lo menos la mitad de longitud de la sección roscada del tubo, posteriormente se debe realizar el mismo procedimiento para el soporte inferior de resorte, con estas piezas en la posición indicada, se debe montar el resorte por sobre el soporte.



Figura 4.2.3.1: Conjunto amortiguador

Con el resorte montado sobre el soporte, lo que continua es montar sobre este el soporte superior de resorte, este debido a la rigidez del resorte solo se monta de forma que su orificio centra se encuentre dentro de las dimensiones del vástago.

A continuación, se debe armar el conjunto rótula – soporte rótula, para esto por la cavidad inferior del soporte, se debe introducir, la rótula, procurando quede sin inclinaciones, luego se debe colocar el seguro seeger de diámetro 35 mm a su alojamiento correspondiente, resultando así el siguiente conjunto.



Figura 4.2.3.2: Vista en corte soporte rótula.

Luego, se debe unir este conjunto al soporte rótula chasis, pero no sin antes colocar un buje en contacto con la rótula, con esa acción realizada se pueden unir estas piezas mediante una unión apernada, las cuales se conectan los orificios del soporte rótula resorte, con el espacio ovalado ubicado en el soporte rotula chasis, como se muestra en la Figura 4.2.3.3.

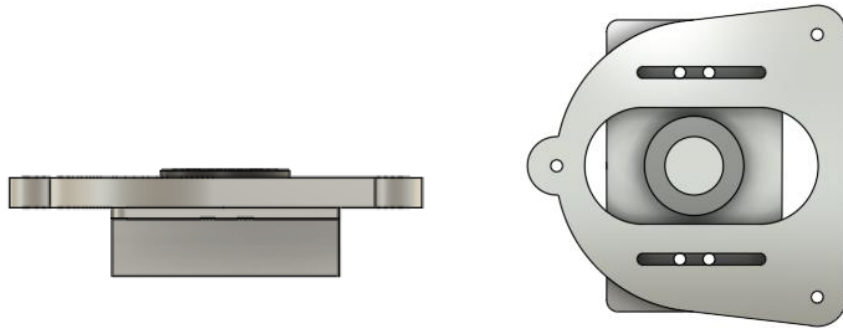


Figura 4.2.3.3: Instalación soporte rótula chasis a soporte de rótula.

Se continúa con ubicar pernos prisioneros en los orificios exteriores del soporte rotula chasis, estos nos permitirán ensamblar el amortiguador al chasis del auto.

Con estas piezas ya unidas, se procede a ubicarlas sobre el soporte superior de resorte, para luego fijar su posición mediante una tuerca que esta roscada al vástago.

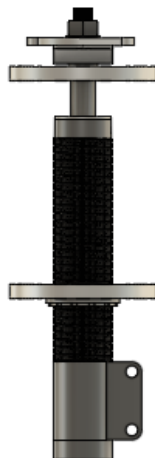


Figura 4.2.3.4: Conjunto amortiguador con piezas de montaje.

Ahora se debe montar el amortiguador al vehículo, para esto se comienza uniendo por el extremo superior, de forma que los pernos prisioneros calcen con las perforaciones dispuestas por el vehículo, una vez situados, se procede a apretar una tuerca en cada perno, por el lado sobre la superficie del chasis del auto. Luego, con la ayuda de un recoge resorte, se regula el recorrido de este, y se procede a fijar con el soporte inferior y su contra tuerca.

Para finalmente, ensamblar el anclaje inferior a la porta maza del vehículo, mediante los pernos de la porta masa los cuales se colocan en disposición horizontal.

Al seguir este procedimiento se asegura un montaje adecuado al vehículo.

4.2.4 Procedimiento de desmontaje del amortiguador al vehículo

Para desmontar el amortiguador del vehículo, primero se debe asegurar el resorte, con un recoge resorte, una vez hecho esto, se procede a aflojar las uniones apernadas, comenzando por la presente en el anclaje superior, para luego seguir con los pernos presentes en el extremo superior, por sobre el chasis del auto. De esta forma, se habrá desmontado el amortiguador del auto de una forma segura.

4.3 Observaciones durante el armado

Durante el proceso de ensamblaje del amortiguador, se identificaron diversas dificultades y detalles que afectaron el procedimiento. Cada fase de montaje se realizó siguiendo el procedimiento previamente establecido, sin embargo, se presentaron inconvenientes que requirieron ajustes y soluciones alternativas. A continuación, se presentan las principales observaciones registradas:

- **Interferencia del o-ring en la tapa superior**

Se observó que el o-ring de la tapa superior fue mordido por el alojamiento del seguro Seeger.



Figura 4.3.1: a) O-ring tapa superior mordido. b) Restos de o-ring en alojamiento.

- **Dificultades en la instalación del sello de vástago**

Durante el proceso de ensamblaje y desmontaje, el sello de vástago fue removido involuntariamente de su alojamiento en la tapa superior. Para su correcta instalación, es necesaria una herramienta específica para la instalación de sellos (Figura 4.3.1), debido a que su pequeño diámetro le confiere una gran rigidez. Sin embargo, esta herramienta no se encontraba disponible en el momento del armado, lo que obligó a realizar algunos ensayos sin este sello.

- **Compatibilidad de las arandelas**

Las arandelas con diámetro interno de 22 mm disponibles en el mercado presentan un diámetro externo de 49 mm, lo que las hace incompatibles con el diseño, ya que su uso equivaldría a la adición de un pistón adicional. Debido a esta incompatibilidad, se decidió no instalarlas en el conjunto vástago-pistón. Como alternativa, se rellenó el espacio correspondiente con material de teflón para mantener en su posición las láminas del pistón.



Figura 4.3.2: Conjunto vástago pistón y relleno de teflón.

- **Problemas en la instalación del Pistón y su guía**

Durante el montaje, se observó que el pistón, junto con su guía correspondiente, no deslizaba adecuadamente dentro del tubo del amortiguador. Por esta razón, se mide el alojamiento el cual presenta 1 décima de milímetro extra a lo requerido, para la fecha detectado esto no es posible rectificar el alojamiento, debido a esta dificultad, se decidió realizar los ensayos sin la guía.

- **Tapa inferior y su estanqueidad**

Se detecta que la tapa inferior presenta problemas de estanqueidad dependiendo de la posición en la que se acomodaban los fragmentos del o-ring. Cuando estos se encontraban correctamente ubicados, se lograba una correcta estanqueidad; sin embargo, si estaban mal situados, la estanqueidad no se producía, lo que podría afectar el rendimiento del amortiguador en condiciones de operación.



Figura 4.3.3: Fragmentos de o-ring en agujero tapa inferior.

Estas observaciones, detectadas gracias a la experiencia de armado, permiten identificar mejoras para el diseño del amortiguador.

4.4 Desempeño del amortiguador

La propiedad a evaluar en el amortiguador es su coeficiente de amortiguamiento. Para ello, se emplea un sistema experimental doméstico, compuesto por una balanza de baño y el amortiguador.

En este ensayo, se registran tres variables: distancia recorrida por el vástago durante la compresión, tiempo de recorrido, que permite calcular la velocidad del vástago y la fuerza aplicada, determinada a partir de la diferencia de peso registrada en la balanza.

A partir de estas mediciones, se calcula el coeficiente de amortiguamiento y se compara con los valores estimados en el diseño teórico. Aunque este método experimental tiene limitaciones, ya que evalúa el amortiguador a bajas velocidades, permite obtener una primera aproximación de su desempeño y verificar si se encuentra dentro del rango esperado

El procedimiento para seguir es, en primer lugar, situar el amortiguador armado sobre la balanza y registrar su masa, luego se medirá una sección del vástago que se encuentre fuera del tubo del amortiguador. A continuación, se aplicará una fuerza sobre el extremo superior del vástago, de forma que la balanza indique un peso constante. Cabe mencionar que todo este proceso será grabado para registrar el tiempo que demora en comprimirse la sección medida del vástago.

De esta forma se tendrá las variables necesarias para determinar el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador diseñado, ya que, mediante el registro de la distancia recorrida por el vástago y el tiempo que tarda en comprimirse se podrá determinar la velocidad del vástago mediante la Ec. 4.3.1:

$$v = \frac{y}{t} [m/s] \quad (4.3.1)$$

Donde y , es la distancia recorrida por vástago y t es el tiempo que demora en recorrerse.

Y se tiene conocimiento de la fuerza aplicada la cual se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F = (m_a - m_f) \cdot g \text{ [N]} \quad (4.3.2)$$

Donde m_a , es la masa del amortiguador, m_f es la masa indicada mientras se aplica la fuerza y g corresponde a la aceleración de gravedad.

Luego, se calcula el coeficiente de amortiguamiento de la siguiente manera:

$$C_d = \frac{F}{v} \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}} \right] \quad (4.3.3)$$

Con los valores de fuerza y velocidad obtenidos anteriormente.



Figura 4.4.1: Ensayo de amortiguador.

Se realizan 5 mediciones por configuración de láminas y se registran en cada tabla.

Configuración: 1 lámina de cada diámetro externo (45-40-35-33-30-25 mm).

Tabla 4.4.1: Mediciones configuración 1.

Medición	Recorrido [m]	Tiempo [s]	Velocidad [m/s]	Masa inicial [kg]	Masa final [kg]	Fuerza aplicada [N]	Cd [Ns/m]
1	0,05	4	0,0125	3,734	5,204	14,406	1152,48
2	0,05	3	0,016666667	3,734	5,314	15,484	929,04
3	0,05	2	0,025	3,734	5,034	12,74	509,6
4	0,05	3,2	0,015625	3,734	5,104	13,426	859,264
5	0,05	2	0,025	3,734	5,134	13,72	548,8

Configuración: 2 láminas de 45 mm, 1 de las siguientes 40, 35, 33, 30 mm.

Tabla 4.4.2: Mediciones configuración 2.

Medición	Recorrido [m]	Tiempo [s]	Velocidad [m/s]	Masa inicial [kg]	Masa final [kg]	Fuerza aplicada [N]	Cd [Ns/m]
1	0,1	5	0,02	3,734	5,734	19,6	980
2	0,08	3,4	0,023529412	3,734	5,434	16,66	708,05
3	0,07	3,5	0,02	3,734	5,734	19,6	980
4	0,08	3,8	0,021052632	3,734	5,634	18,62	884,45
5	0,08	3,5	0,022857143	3,734	5,634	18,62	814,625

El sistema experimental propuesto permite evaluar el rendimiento del amortiguador mediante la determinación de su coeficiente de amortiguamiento. Mediante el registro de la distancia recorrida por el vástago, el tiempo de compresión y la fuerza aplicada, se obtuvieron valores que caracterizan el comportamiento del amortiguador en distintas configuraciones de láminas. Los valores obtenidos muestran una influencia del tipo de láminas aplicadas. Estas mediciones proporcionan una base experimental para comparar el desempeño del amortiguador en función de sus parámetros de diseño.

4.5 Análisis de resultados

En esta sección se analiza el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador a partir de las mediciones obtenidas en los ensayos de compresión, comparándolo con la curva fuerza-velocidad estimada en el capítulo 2. Además, se realiza una evaluación comparativa con un amortiguador deportivo del mercado, considerando aspectos como precio, peso, coeficiente de amortiguamiento y adaptabilidad. Este análisis permite determinar el desempeño del amortiguador diseñado y justificar su viabilidad en términos técnicos y económicos.

4.5.1 Coeficiente de amortiguamiento

A partir de la Tabla 4.4.1 se determina la velocidad promedio de $0.0189 \left(\frac{m}{s}\right)$ y un coeficiente de amortiguamiento promedio de $799 \left(\frac{Ns}{m}\right)$, de los cálculos realizados en el capítulo 2.3 se proyecta que para dicha velocidad se debe tener un coeficiente de amortiguamiento de $740 \left(\frac{Ns}{m}\right)$, comparando estos valores se obtiene una diferencia de un 7%, el cual se encuentra dentro 20% propuesto de las condiciones de diseño.

Por otro lado, de la Tabla 4.4.2, se determina la velocidad promedio de $0.0214 \left(\frac{m}{s}\right)$ y un coeficiente de amortiguamiento promedio de $873 \left(\frac{Ns}{m}\right)$, según los cálculos se prevé un coeficiente de amortiguamiento de $829 \left(\frac{Ns}{m}\right)$ para dicha velocidad, teniendo una diferencia de un 5%.

Ambas mediciones sitúan el comportamiento del amortiguador dentro de los parámetros establecidos, además se observa una diferencia en el coeficiente de amortiguamiento, siendo mayor para la configuración que presenta más láminas de mayor diámetro.

Si bien los resultados obtenidos son alentadores, el ensayo realizado solo permite evaluar el comportamiento del amortiguador a bajas velocidades. Por lo tanto, su desempeño en rangos de velocidad más altos sigue siendo incierto y requiere de pruebas adicionales con equipamiento especializado.

4.5.2 Amortiguador

Con el amortiguador ensamblado, se obtiene una versión tangible del diseño desarrollado, lo que permite evaluar su desempeño y realizar una comparación con un amortiguador especializado disponible en el mercado.

El amortiguador seleccionado para comparar es KSPORT KONTROL PRO (Fig., desarrollado por KSPORT y seleccionado por presentar más información disponible para la comparación.



Figura 4.5.1: Amortiguador KSPORT KONTROL PRO. [17]

El primer aspecto para evaluar es el precio, el amortiguador diseñado presento un costo de alrededor 90 mil pesos cada uno en materiales sin contar maquinado el no presento costo en la realización de este proyecto. En contraste el amortiguador KSPORT se encuentra disponible en el mercado por 1250 dólares (aproximadamente 1.170.000 pesos chilenos) el kit de cuatro amortiguadores, lo que equivale a 290 mil pesos por unidad, siendo aproximadamente 220% más costoso que el diseñado.

Otro punto para comparar es el peso de cada amortiguador, el diseñado presenta un peso de 3.73 kg por amortiguador mientras que el kit de KSPORT posee un peso de 25 libras alrededor de 11.3 kg, siendo de 2.8 kg cada amortiguador, siendo un 25% menor este último, este aspecto es relevante ya que la masa afecta al comportamiento general de la suspensión una vez montada en el vehículo sistema.

Siguiendo con el coeficiente de amortiguamiento, el fabricado presenta una curva esperada presentada en la Fig. 2.3.3, la cual fue diseñada en función de la pista a utilizar el vehículo durante la competición, por otra parte, el amortiguador de KSPORT presenta una válvula ajustable de 36 vías, permitiendo adaptar el comportamiento del amortiguador en base a los requerimientos.

El último aspecto que comparar es la adaptabilidad, ambos amortiguadores presentan ranuras para realizar ajuste de camber en base a la necesidad de la pista. Respecto a la dureza del amortiguador, el KSPORT presenta un modo de ajuste más cómodo que el diseñado, ya que su regulación depende de la posición de una perilla. Mientras que para obtener un cambio dureza en el comportamiento del amortiguador diseñado es necesario desmontar el amortiguador, desarmarlo, realizar un cambio de pistón o de la configuración de láminas en base a la necesidad, para luego armarlo y poder montarlo nuevamente en el vehículo.

En conclusión, el amortiguador diseñado presenta ventajas significativas en termino de costo. Con respecto a personalización, este permite la opción de ajustarlo a los requerimientos realizando un trabajo mayor que el amortiguador del mercado. Además, el proceso de armado ha permitido identificar oportunidades de mejora, lo cual da la posibilidad de mejorar el desempeño para futuros trabajos. Por esto, amortiguador diseñado presenta una alternativa viable y económica, la cual permite desarrollar mejoras en base a la experiencia obtenida.

4.6 Síntesis

En este capítulo se describe el proceso de recepción y control de las piezas fabricadas, además se desarrolla el procedimiento de armado, desarmado, montaje y desmontaje del amortiguador. Luego, se describe el proceso en el cual se evaluará el comportamiento del amortiguador fabricado. Finalmente, se analizan los ensayos realizados y se realiza una comparación de la pieza final con un amortiguador disponible en el mercado.

CAPÍTULO 5: Conclusiones

5.1 Conclusiones

Enfocándose en los objetivos planteados, se logra el diseño, fabricación y ensamblaje de amortiguadores compatibles con el Nissan V16. En primer lugar, se diseña una válvula de pistón para el amortiguador, obteniendo el coeficiente de amortiguamiento requerido mediante ecuaciones de dinámica de fluidos. Posteriormente, se diseña un amortiguador monotubo con un costo total aproximado de 90 mil pesos por unidad. Comparado con los amortiguadores comerciales para competición, que no son desarmables y no detallan su coeficiente de amortiguamiento, el modelo desarrollado ofrece la ventaja de ser más accesible económicamente, adaptable y sujeto a futuras mejoras.

Luego de la fase de fabricación, se supervisa el proceso de la maestranza, observando problemas con las tolerancias y dimensiones de algunas piezas, las cuales son rectificadas en el taller de la universidad. En el ensamblaje de los amortiguadores, se detectan detalles del proceso de fabricación y posibles mejoras en el diseño.

Finalmente, el amortiguador ensamblado se somete a ensayos de compresión, en los cuales se verifica que el comportamiento obtenido cumple con lo esperado en los cálculos teóricos. Sin embargo, estos ensayos solo permiten evaluar el rendimiento a baja velocidad, quedando pendiente el análisis del comportamiento del amortiguador a velocidades más altas, lo que representa una oportunidad para estudios futuros.

Englobando lo anterior, el desarrollo de este proyecto ha permitido adquirir una valiosa experiencia académica y técnica en el diseño de amortiguadores, lo que justifica el esfuerzo invertido en su desarrollo. No obstante, el diseño de un amortiguador implica múltiples consideraciones, por lo que se recomienda que el equipo de diseño cuente con experiencia en la materia. Aunque la teoría proporciona una base sólida, la realidad del diseño presenta desafíos adicionales que requieren un enfoque empírico, combinando cálculos teóricos con pruebas experimentales para ajustar y optimizar el rendimiento del amortiguador.

5.2 Trabajos futuros

Como se observa en el capítulo 2, el diseño de un amortiguador, para una suspensión óptima, tiene varias consideraciones, desde la fricción de los sellos, la geometría de la válvula e incluso el resorte que lo complementa.

En estas variables son las que se pueden realizar nuevos trabajos y analizar el comportamiento de este. Como primera sugerencia de trabajo, es establecer una configuración de láminas para la cual la apertura sea lo más lineal posible, la cual puede ser realizada mediante un estudio de mecánica de sólidos, conociendo el comportamiento del material seleccionado para fabricar las láminas utilizadas. además, se debe ensayar el amortiguador en un dinamómetro especializado, con el fin de conocer la curva de comportamiento a distintas velocidades.

Otro trabajo, es ensayar el comportamiento del amortiguador con aceites de diversas viscosidades, ya que según la literatura este parámetro no es determinante, se sospecha que puede influir. Como siguiente trabajo sugerido, se encuentra el comportamiento del amortiguador con una válvula con distinta geometría, ya que en este proyecto se utiliza agujeros redondos, y en literatura se describen distintos comportamientos con otras geometrías. [7]

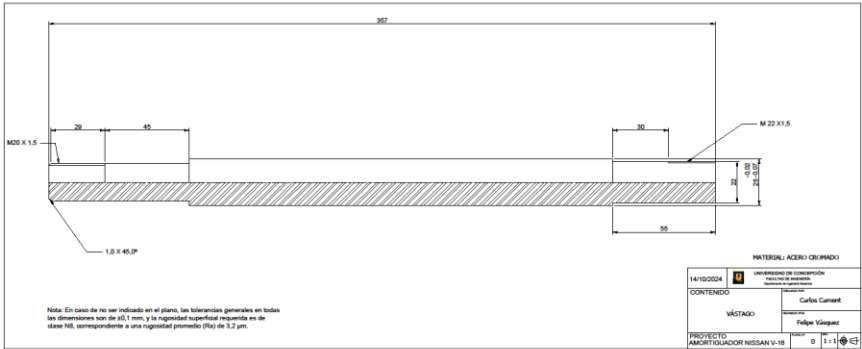
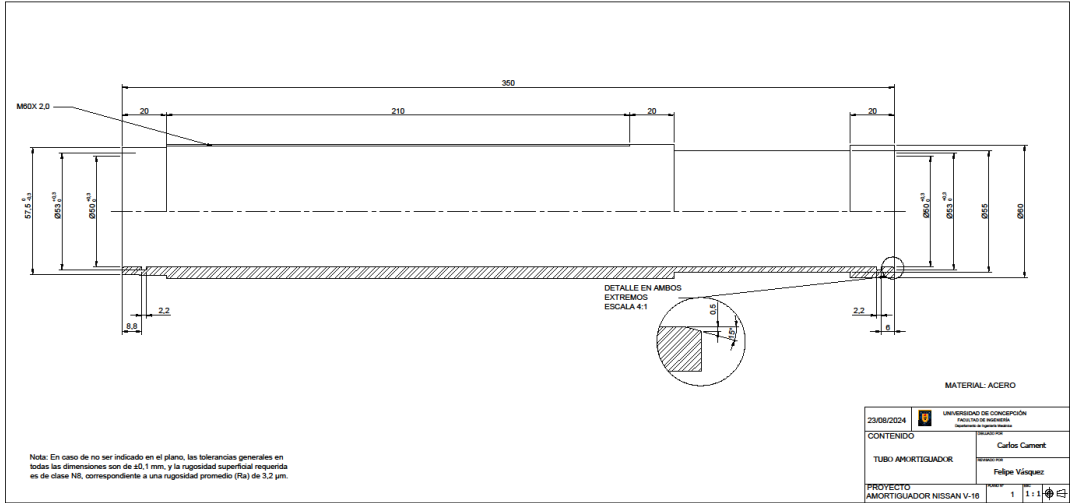
Además, se debe realizar un cambio en el sistema de inyección a la cámara de gas, para lo cual se propone el uso de una válvula de neumático, lo que facilitaría su carga.

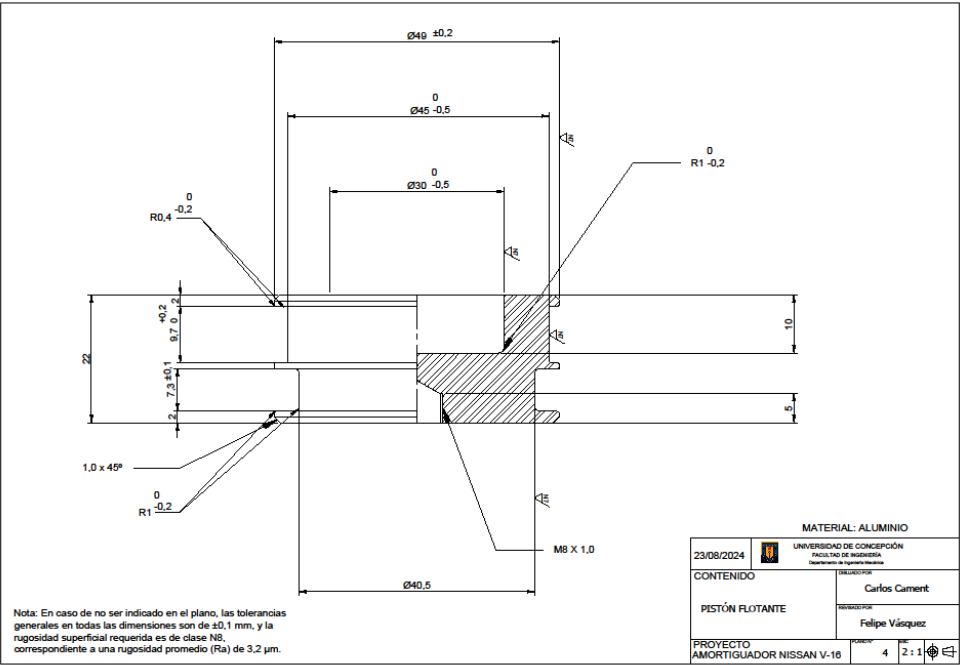
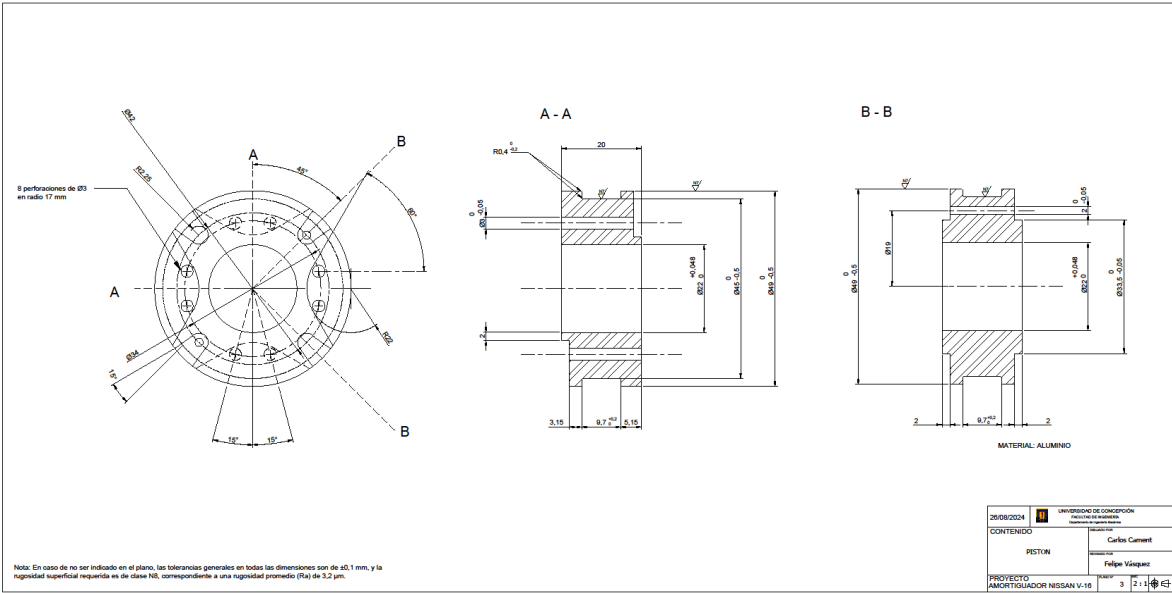
Referencias

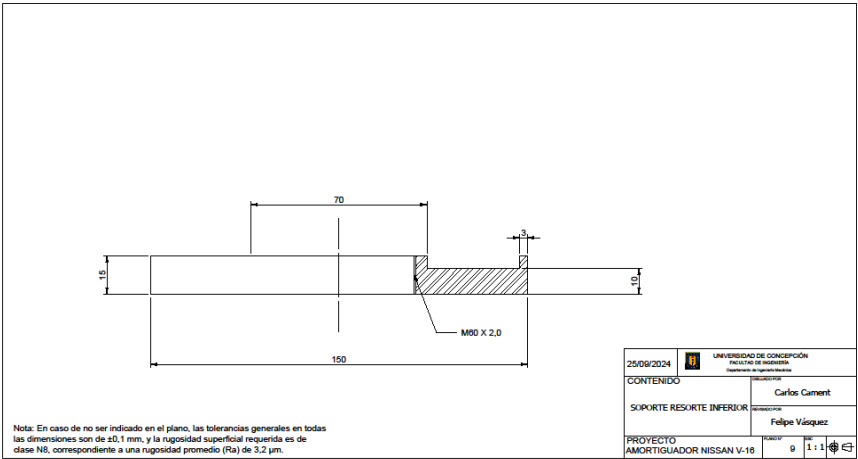
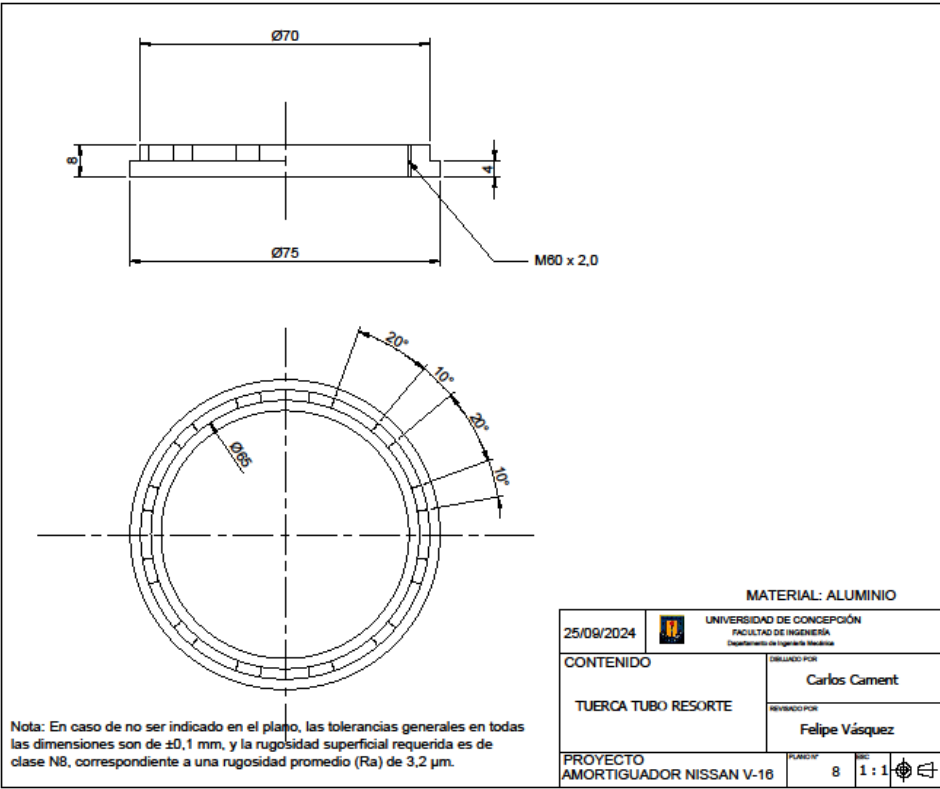
- [1] Vai, A., & Cabrera, M. A. (2024, 7 marzo). Red Bull domina la Fórmula 1 gracias a este secreto. GQ. <https://www.gq.com.mx/articulo/por-que-red-bull-domina-la-formula-1#:~:text=Nadie%20puede%20saberlo%20con%20certeza,en%20el%20t%C3%BAnel%20de%20viento.>
- [2] Vejar, R. (2023) *Evaluación, propuesta e implementación de modificaciones dinámicas para mejorar el tiempo de vuelta de un vehículo de competición* [Memoria de título]. Universidad de Concepción.
- [3] Hormazábal, D. (2024) *DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULO DE LA FACULTAD* [Memoria de título]. Universidad de Concepción.
- [4] Abe, M. (2015). Vehicle body roll and vehicle dynamics. In *Elsevier eBooks* (pp. 153–186). <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-100390-9.00006-3>
- [5] Goodarzi, A., Lu, Y., & Khajepour, A. (2023). Suspensions Functions and Main Components. En *Synthesis lectures on advances in automotive technology* (pp. 1-9). https://doi.org/10.1007/978-3-031-21804-0_1
- [6] Hurel, Jorge & Terán, Efraín & Flores, Francisca & Peralta Jaramillo, Juan & Flores, Bolívar. (2017). Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo. 10.18687/LACCEI2017.1.1.295.
- [7] Dixon John, The shock absorber handbook', 2 ed., John Wiley & Sons 2007.
- [8] *TEIN.co.jp/e: Mono-Tube vs Twin-Tube - SPECIAL.* (n.d.). TEIN, INC. https://www.tein.co.jp/e/special/ni_toryu/
- [9] Mark. (2022, January 18). *Gas charged shocks, struts, & replacement cartridges*. Monroe Shock Absorbers. https://monroe-com-au.translate.goog/trade-corner/tech-info/gas-charging/gas-charged-shocks-struts-replacement-cartridges?_x_tr_sl=en&_x_tr_tl=es&_x_tr_hl=es&_x_tr_pto=rq&_x_tr_hist=true
- [10] Qin, Yechen & Dong, Mingming & Langari, Reza & Gu, Liang & Guan, Jifu. (2015). Adaptive Hybrid Control of Vehicle Semiactive Suspension Based on Road Profile Estimation. Shock and Vibration. 2015. 1-13. 10.1155/2015/636739.
- [11] Guiggiani, M. (2018). The science of vehicle dynamics. In *Springer eBooks*. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-73220-6>

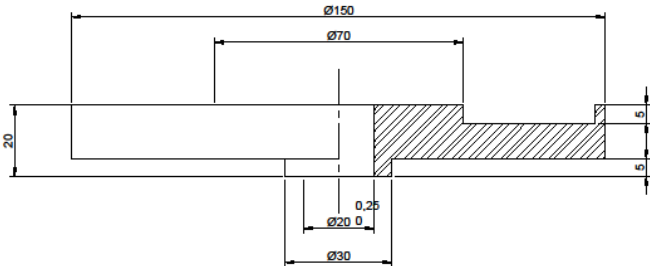
- [12] SKF Spherical plain bearings and rod ends. (2013). *SKF*.
- [13] Hallite. (2018). Fluid Power METRIC Catalogue 2018 506. *Hallite*.
- [14] 430 – *CHILEXPO*. (n.d.). <https://www.chilexpo.com/calidad/430-2/>
- [15] *Off-Road shock tuning Shim stack examples*. (n.d.). https://www.crawlpedia.com/sample_shim_stacks.htm
- [16] *K-SPORT RACING CO., LTD.* (n.d.). http://www.k-sportracing.com/products.php?func=p_detail&p_id=5&pc_parent=1
- [17] Ksport. (2022, August 8). *Adjustable Coilovers - KSPort Kontrol Pro Coilover System*. Ksport USA. <https://ksportusa.com/ksport-coilovers/kontrol-pro/>

[illegible]



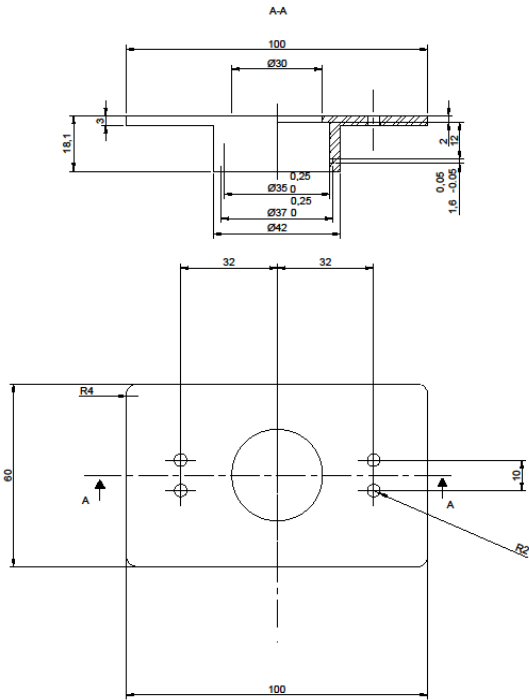






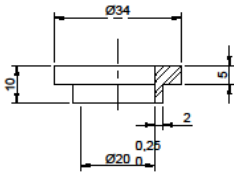
Nota: En caso de no ser indicado en el plano, las tolerancias generales en todas las dimensiones son de $\pm 0,1$ mm, y la rugosidad superficial requerida es de clase N8, correspondiente a una rugosidad promedio (Ra) de $3,2\text{ }\mu\text{m}$.

MATERIAL: ALUMINIO	
08/10/2024	UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN FACULTAD DE INGENIERÍA Departamento de Ingeniería Mecánica
CONTENIDO	DISEÑADO POR Carlos Cament
SOPORTE RESORTE SUPERIOR	REVISADO POR Felipe Vásquez
PROYECTO AMORTIGUADOR NISSAN V-16	HOJA 0 DE 1 1:1



Nota: En caso de no ser indicado en el plano, las tolerancias generales en todas las dimensiones son de $\pm 0,1$ mm, y la rugosidad superficial requerida es de clase N8, correspondiente a una rugosidad promedio (Ra) de $3,2\text{ }\mu\text{m}$.

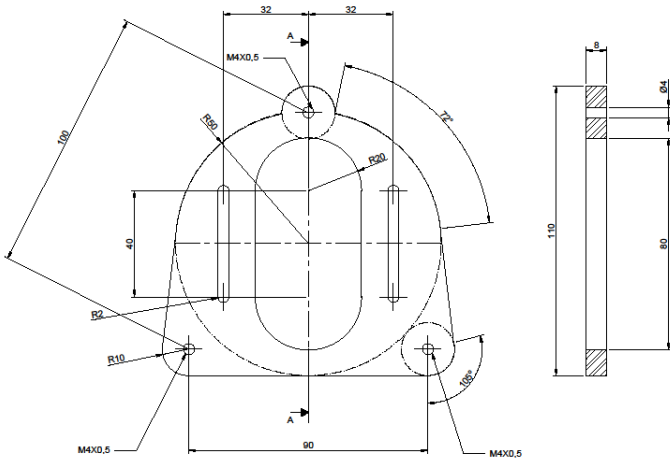
MATERIAL: ALUMINIO	
10/10/2024	UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN FACULTAD DE INGENIERÍA Departamento de Ingeniería Mecánica
CONTENIDO	DISEÑADO POR Carlos Cament
SOPORTE RÓTULA RESORTE	REVISADO POR Felipe Vásquez
PROYECTO AMORTIGUADOR NISSAN V-16	HOJA 11 DE 11 1:1



MATERIAL: ALUMINIO

Nota: En caso de no ser indicado en el plano, las tolerancias generales en todas las dimensiones son de $\pm 0,1$ mm, y la rugosidad superficial requerida es de clase N8, correspondiente a una rugosidad promedio (Ra) de $3,2 \mu\text{m}$.

04/10/2024		UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN FACULTAD DE INGENIERÍA Departamento de Ingeniería Mecánica	
CONTENIDO		DESARROLLADO POR	Carlos Cament
BUJE SUPERIOR		REVISADO POR	Felipe Vásquez
PROYECTO AMORTIGUADOR NISSAN V-16		PLAZA 12	13 1:1



MATERIAL: ALUMINIO

Nota: En caso de no ser indicado en el plano, las tolerancias generales en todas las dimensiones son de $\pm 0,1$ mm, y la rugosidad superficial requerida es de clase N8, correspondiente a una rugosidad promedio (Ra) de $3,2 \mu\text{m}$.

25/09/2024		UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN FACULTAD DE INGENIERÍA Departamento de Ingeniería Mecánica	
CONTENIDO		DESARROLLADO POR	Carlos Cament
SOPORTE ROTULA CHASIS		REVISADO POR	Felipe Vásquez
PROYECTO AMORTIGUADOR NISSAN V-16		PLAZA 13	13 1:1

