

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

Colegio de Ciencias e Ingenierías

**Diseño y construcción del Sistema de Dirección de un vehículo
tipo Fórmula SAE**

Eduardo Sebastián Arroyo Sampedro

Esteban Sebastián Goyes Zambrano

Walter Sebastián Castañeda Simba

Gabriel Alejandro Cabezas Almeida

Patricio Gabriel Chiriboga Arroyo, PhD., Director de Tesis

Ingeniería Mecánica

Trabajo de fin de carrera presentado como requisito para
la obtención del título de
Ingeniero Mecánico

Quito, 21 de diciembre de 2022

UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ**Colegio de Ciencias e Ingenierías****HOJA DE CALIFICACIÓN DE TRABAJO DE FIN DE CARRERA****Diseño y construcción del Sistema de Dirección de un
vehículo tipo Fórmula SAE****Eduardo Sebastián Arroyo Sampedro****Esteban Sebastián Goyes Zambrano****Walter Sebastián Castañeda Simba****Gabriel Alejandro Cabezas Almeida****Patricio Chiriboga, PhD.****Director de Tesis**

Lorena Bejarano, PhD.**Miembro del Comité de Tesis**

Alfredo Valarezo, PhD.**Decano del Colegio de Ciencias e Ingeniería**

Marco Dunia, PhD.**Miembro del Comité de Tesis**

Quito, 21 de diciembre de 2022

© DERECHOS DE AUTOR

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombres y apellidos: Eduardo Sebastián Arroyo Sampedro
Esteban Sebastián Goyes Zambrano
Walter Sebastián Castañeda Simba
Gabriel Alejandro Cabezas Almeida

Código: 00205592
00209737
00207711
00209374

Cédula de identidad: 1724456866
1724159601
1004247662
1723428106

Lugar y fecha: Quito, 21 de diciembre de 2022

ACLARACIÓN PARA PUBLICACIÓN

Nota: El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETHeses>.

UNPUBLISHED DOCUMENT

Note: The following capstone project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETHeses>.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, queremos dar gracias a nuestros profesores, por habernos enseñado y guiado a través de todos estos años de carrera; además de habernos mostrado la pasión por la ingeniería mecánica. De igual forma, gracias infinitas a Dios y a especialmente a nuestros familiares, quienes caminaron con nosotros a lo largo de este trayecto, con altos y bajos, con victorias y derrotas; pero que siempre estuvieron ahí para nosotros, brindándonos su apoyo incondicional y motivándonos a no rendirnos jamás.

RESUMEN

En el presente trabajo, se lleva a cabo el análisis para el diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo tipo fórmula SAE; de manera que se pueda continuar con el proyecto que tiene la Universidad San Francisco de Quito de ser partícipes de esta reconocida competencia a nivel internacional. Para ello, se realiza un estudio de la geometría y espacio disponible para el acople del sistema de dirección en base al chasis previamente diseñado por parte de la universidad. Además, se establece los subsistemas correspondientes que conforman el sistema de dirección (columna de dirección, varillaje de dirección, juntas universales, axiales, caja de dirección, rodamiento y juntas empernadas) para realizar los cálculos pertinentes de los esfuerzos y factores de seguridad en los elementos críticos, tanto para el caso estático como para fatiga; generando diseños iniciales para todos los componentes y ajustándolos a modelos comerciales para cumplir con la estabilidad del sistema analizado. De igual forma, se trabaja con un software CAD de modelado para realizar las simulaciones correspondientes y, de esta manera, realizar una comparación con los resultados obtenidos experimentalmente. Finalmente, una vez implementados todos los cálculos necesarios, se procede con la construcción del sistema de dirección para acoplarlo al chasis del monoplaça.

Palabras clave: axiales, caja de dirección, columna de dirección, fórmula SAE, juntas empernadas, juntas universales, rodamiento, sistema de dirección, varillaje de dirección.

ABSTRACT

In the present work, the analysis for the design and construction of the steering system of a SAE formula vehicle is carried out; so that the project that the Universidad San Francisco de Quito has to participate in this internationally recognized competition can continue. For this, a study of the geometry and space available for the coupling of the steering system based on the chassis previously designed by the university is carried out. In addition, the corresponding subsystems that make up the steering system (steering column, steering linkage, universal joints, axial joints, steering box, bearing and bolted joints) are established to perform the relevant calculations of the stresses and safety factors in the critical elements, both for the static case and for fatigue; generating initial designs for all components and adjusting them to commercial models to comply with the stability of the analyzed system. In the same way, we work with CAD modeling software to perform the corresponding simulations and, in this way, make a comparison with the results obtained experimentally. Finally, once all the necessary calculations have been implemented, we proceed with the construction of the steering system to attach it to the chassis of the single seater.

Key words: axial joints, bearing, steering system, bolted joints, SAE formula, steering box, steering column, steering linkage, universal joints.

Tabla de Contenido

RESUMEN.....	6
ABSTRACT	7
1. INTRODUCCIÓN	16
1.1 Planteamiento del problema y especificación del proyecto	16
1.1.1 Definición del problema.....	16
1.1.2 Estado del Arte	17
1.1.3 Objetivos	19
1.1.3.1 Objetivos Generales	19
1.1.3.2 Objetivos Específicos.....	19
1.1.4 Requerimientos técnicos	20
1.1.4.1 Aspectos Generales	20
1.1.4.2 Sistema de Dirección.....	21
1.1.4.3 Volante	21
1.2 Diseños de conceptos y selección	22
1.2.1 Descripción y Bosquejo de los subsistemas	22
1.2.1.1 Columna de dirección.....	22
1.2.1.2 Caja de dirección.....	23
1.2.1.2.1 TIPO A: piñón cremallera.....	23
1.2.1.2.2 TIPO B: Tornillo sin fin	24
1.2.1.2.3 TIPO C: bola recirculante	24
1.2.1.3 Varillaje de dirección	25
1.2.1.4 Junta universal.....	26
1.2.1.4.1 TIPO A: Anillo y muñón.....	26
1.2.1.4.2 TIPO B: Hook.....	26
1.2.1.4.3 TIPO C: Bendix-Weiss	27
1.3 Estándares ingenieriles.....	28
1.3.1 Parámetros y criterios ingenieriles de selección.....	28
1.3.1.1 Costos	28
1.3.1.2 Peso	28
1.3.1.3 Resistencia mecánica.....	29
1.3.1.4 Facilidad de mecanizado	29
1.3.1.5 Ahorro de espacio (Dimensiones)	29
1.3.1.6 Mantenimiento	30
1.3.1.7 Facilidad de adquisición.....	30
1.3.1.8 Facilidad de manufactura	30

1.4	Estándares que rigen para el desarrollo del prototipo	31
1.4.1	SAE internacional	31
1.4.2	Formula SAE Rules.....	31
1.4.3	SAE J670.....	31
1.4.4	CFR 571.204 Norma 204	32
1.4.5	IATF 16949	32
1.4.6	SAE 1020	32
1.5	Gestión del proyecto.....	33
1.5.1	Diagrama de Gantt (Planificación).....	33
2.	DESARROLLO DEL TEMA (MATERIALES Y MÉTODOS).....	36
2.1	Materiales y selección de componentes	36
2.1.1	Matriz de decisión para las alternativas planteadas.....	36
2.1.1.1	Análisis de la columna de dirección en base a los criterios ingenieriles para los materiales	38
2.1.1.2	Análisis de la caja de dirección en base a los criterios ingenieriles para los subsistemas.....	39
2.1.1.3	Análisis del varillaje de dirección en base a los criterios ingenieriles para los materiales	41
2.1.1.4	Análisis de la junta universal en base a los criterios ingenieriles para los subsistemas.....	42
2.2	Diseño de manufactura.....	44
2.2.1	Lista de componentes y tecnologías para la manufactura o ensamble de los elementos del sistema de dirección	44
2.2.2	Diagrama de flujo de procesamiento.....	45
2.2.3	Cronograma de manufactura / fabricación	47
2.2.4	Plan de verificación de las dimensiones y tolerancias de fabricación.....	51
3	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	58
3.1	Reporte de diseño	58
3.1.1	Análisis del chasis del vehículo tipo fórmula SAE	58
3.1.1.1	Obtención de dimensiones	58
3.2	Análisis ingenieril (cálculos).....	61
3.2.1	Análisis estático y análisis a fatiga de los esfuerzos en la columna de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.....	61
3.2.1.1	Esfuerzos estáticos sobre la columna de dirección (barra principal inclinada) del vehículo tipo Fórmula SAE.....	62
3.2.1.2	Análisis a fatiga para la columna de dirección.....	75
3.2.1.3	Análisis estático para la columna de dirección (soporte de dirección).....	81
2.1.1.1.1	<i>Diagramas de cortante y momento</i>	92
3.2.2	Análisis de la caja de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.	95

3.2.2.1	Selección de Caja de Dirección.....	95
3.2.3	Análisis de juntas empernadas	98
3.2.4	Análisis del varillaje de dirección	114
3.2.5	Análisis de la Junta universal	118
3.2.6	Análisis de Rodamientos.....	119
3.2.7	Soldadura.....	126
3.3	Análisis de Riesgos	129
3.3.1	Matriz de registro y monitoreo de riesgos técnicos.....	135
3.3.2	Matriz de registro y monitoreo de riesgos operacionales.....	136
3.3.3	Matriz de registro y monitoreo de riesgos económicos.....	136
3.3.4	Matriz de registro y monitoreo de riesgos comerciales.....	137
3.3.5	Matriz de registro y monitoreo de riesgos de manejo de recursos	138
3.3.6	Matriz de registro y monitoreo de riesgos de seguridad.....	139
3.3.7	Matriz de registro y monitoreo de riesgos ambientales.....	139
3.3.8	Matriz de registro y monitoreo de riesgos legales.....	140
3.4	Experimento de la ingeniería para verificación.....	141
3.4.1	Protocolo de Pruebas	141
3.4.1.1	Especificación de pruebas de funcionamiento	141
3.4.1.2	Descripción de los parámetros de verificación.....	141
3.4.1.3	Método de verificación.....	143
3.5	Plan de pruebas del prototipo	145
3.5.1	Proceso de verificaciones:.....	145
3.5.2	Resultados de las pruebas de verificación	152
3.6	Seguridad a través del diseño	153
3.6.1	Simulaciones	153
3.6.1.1	Columna de dirección.....	153
3.6.1.2	Axial de dirección	155
3.1	Manual de operación y mantenimiento	156
3.1.1	Manual de Mantenimiento	156
3.1.1.1	Descripción del sistema.....	156
3.1.1.2	Componentes del Sistema de Dirección.....	156
3.1.1.3	Localización de averías y Puntos principales de remoción e instalación	158
3.1.1.4	Proceso de mantenimiento	161
3.1.2	Manual de Operación / Funcionamiento	162
3.1.2.1	Armado y Desarmado del Sistema de Dirección.....	162
3.1.2.2	Advertencias o Precauciones.....	169
3.2	Resultados, discusión y conclusiones.....	170

3.2.1	Resultados y discusión	170
3.2.2	Conclusiones	173
3.3	Trabajos futuros.....	175
4	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	176
5	ANEXOS.....	180
5.1	ANEXO A: Definición de ángulos y conceptos.....	180
5.2	ANEXO B: Determinación de dimensiones de vías y batallas	190
5.3	ANEXO C: Cotas de dirección	193
5.4	ANEXO D: Ángulo de inclinación o salida	195
5.5	ANEXO E: Ángulo de caída	197
5.6	ANEXO F: Ángulo de convergencia.....	200
5.7	ANEXO G: Ángulo de avance	203
5.8	ANEXO H: Angulo de deriva	205
5.9	ANEXO I: Dibujos Mecánicos (Planos de los elementos del sistema de dirección)	207

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ponderación para el análisis de las alternativas de cada subsistema	36
Tabla 2. Calificación de las alternativas para la columna de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales.....	38
Tabla 3. Calificación de las alternativas para la columna de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.....	39
Tabla 4. Calificación de las alternativas para la caja de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas.....	40
Tabla 5. Calificación de las alternativas para la caja de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.....	40
Tabla 6. Calificación de las alternativas para el varillaje de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales.....	41
Tabla 7. Calificación de las alternativas para el varillaje de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.....	42
Tabla 8. Calificación de las alternativas para la junta universal acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas.....	42
Tabla 9. Calificación de las alternativas para la junta universal acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.....	43
Tabla 10. Cronograma de Fabricación	48
Tabla 11. Lineamientos de evaluación para establecer la prioridad de los riesgos	134
Tabla 12. Análisis de Riesgos Técnicos	135
Tabla 13. Análisis de Riesgos Operacionales.....	136
Tabla 14. Análisis de Riesgos Económicos.....	136
Tabla 15. Análisis de Riesgos Comerciales	137
Tabla 16. Análisis de Riesgos de Manejo de Recursos	138
Tabla 17. Análisis de Riesgos de Seguridad	139
Tabla 18. Análisis de Riesgos Ambientales	139
Tabla 19. Análisis de Riesgos Legales	140
Tabla 20. Resultados de las pruebas de verificación del sistema de dirección	152
Tabla 21. Guía para desarmar el Sistema de Dirección.....	163
Tabla 22. Guía para armar el Sistema de Dirección	166

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Columna de dirección (Rodríguez, 2014)	22
Figura 2. Sistema Piñón-Cremallera (Blog SEAS, 2019)	23
Figura 3. Sistema Tornillo sin fin (Emilio Velasco, 2013)	24
Figura 4. Sistema Bola circulante (hmn.wiki, 2022).....	25
Figura 5. Varillaje de dirección (Automecánico, 2022)	25
Figura 6. Junta universal tipo Anillo y Muñón (Automotriz, 1992)	26
Figura 7. Junta universal tipo Hook (Pretextsa, 2022).	27
Figura 8. Junta universal tipo Bendix-Weiss (Integrated Publishing, 2022).....	27
Figura 9. Cronograma de actividades – Diagrama de Gantt	34
Figura 10. Diagrama de Gantt – Distribución de las actividades	35
Figura 11. Simbología Diagrama de Flujo (León, 2022)	45
Figura 12. Chasis del vehículo tipo fórmula SAE (USFQ, 2022)	58
Figura 13. Sección del chasis designada para el sistema de dirección del vehículo (USFQ, 2022).....	59
Figura 14. Dimensiones de la sección del chasis designada para el sistema de dirección del vehículo (USFQ, 2022).....	59
Figura 15. Dimensiones para el análisis de la columna de dirección	60
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre de la columna de dirección	62
Figura 17. Elemento infinitesimal crítico	63
Figura 18. Diagrama de fuerzas del volante	64
Figura 19. Circulo de Mohr para los esfuerzos principales	72
Figura 20. Diagrama de Falla para los esfuerzos principales	73
Figura 21. Barra de conexión con volante	81
Figura 22. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo de flexión (Budynas & Nisbett, 2019).	89
Figura 23. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo de torsión (Budynas & Nisbett, 2019).	90
Figura 24. Sensibilidad de la muesca en el caso de acero sometido a flexión (Budynas & Nisbett, 2019)	91
Figura 25. Sensibilidad de la muesca en el caso de acero sometido a torsión (Budynas & Nisbett, 2019).	91
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre de la barra (MDSolids, 2022).....	93
Figura 27. Diagrama cortante de la barra (MDSolids, 2022)	94
Figura 28. Diagrama de momento de la barra (MDSolids, 2022)	94
Figura 29. Dimensiones del chasis para ensamblar la caja de dirección	96
Figura 30. Caja de dirección – Sistema Piñón y cremallera (Ebay, 2022).....	97
Figura 31. Geometría de la caja de dirección dentro de la parte frontal del chasis del monoplaza.....	97
Figura 32. Juntas empernadas (Budynas & Nisbett, 2019).	98
Figura 33. Abrazaderas empernadas para la caja de dirección.....	98
Figura 34. Diagrama de Cuerpo Libre del neumático al girar el volante con el monoplaza en estado de reposo.....	114
Figura 35. Disposición del sistema de varillaje en el chasis del monoplaza	118
Figura 36. Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento – Vista isométrica.....	119

Figura 37. Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento – Vista lateral	120
Figura 38. Soldadura de filete (Kobelco, 2022)	126
Figura 39. Diagrama de cuerpo libre Soldadura de Filete (Budynas & Nisbett, 2019).....	127
Figura 40. Pasos para el análisis de riesgos (Chiriboga, 2022)	129
Figura 41. Prueba de seguridad – Giro de volante del vehículo (USFQ, 2022).....	145
Figura 42. Prueba de seguridad – Inspección de elementos soldados en el chasis (USFQ, 2022).....	146
Figura 43. Prueba de maniobrabilidad – Avance en línea recta (USFQ, 2022)	146
Figura 44. Prueba de maniobrabilidad – Avance con giro a la izquierda (USFQ, 2022)	147
Figura 45. Prueba de maniobrabilidad – Avance con giro a la derecha (USFQ, 2022)	147
Figura 46. Prueba de maniobrabilidad – Avance en terreno inclinado (USFQ, 2022)	147
Figura 47. Prueba de maniobrabilidad – Fuerza mínima requerida para girar el volante (USFQ, 2022)	148
Figura 48. Prueba de precisión – Avance en curva dentro del circuito (USFQ, 2022)	148
Figura 49. Prueba de reversibilidad – Avance del vehículo en terreno plano e irregular (USFQ, 2022)	149
Figura 50. Prueba de comodidad/ergonomía – Piloto dentro del habitáculo del vehículo tipo FSAE (USFQ, 2022)	150
Figura 51. Prueba de ángulo de giro – Neumático derecho del monoplaza FSAE (USFQ, 2022).....	150
Figura 52. Prueba de ángulo de giro – Neumático izquierdo del monoplaza FSAE (USFQ, 2022).....	151
Figura 53. Prueba de holguras en el sistema – Inspección de los elementos (USFQ, 2022)	151
Figura 54. Prueba de holguras en el sistema – Juego del volante (USFQ, 2022).....	152
Figura 55. Diseño CAD de la columna de dirección	153
Figura 56. Simulación de esfuerzos en la columna de dirección	154
Figura 57. Diseño CAD del axial de dirección.....	155
Figura 58. Simulación de esfuerzos en el axial de dirección.....	155
Figura 59. Componentes del Sistema de Dirección.....	156
Figura 60. Acople del sistema de dirección al chasis del monoplaza	157
Figura 61. Procedimiento para verificación de la columna de dirección (TOYOTA, 2014)	158
Figura 62. Procedimiento para la comprobación del juego libre del volante (TOYOTA, 2014).....	159
Figura 63. Radio de giro de las ruedas delanteras del vehículo (FuelWasters, 2011).	180
Figura 64. Centro de rotación – Principio de Ackerman (Moggio, 2016).....	182
Figura 65. Cuadrilátero articulado de Ackerman (Llvisaca, 2018)	183
Figura 66. Geometría del cuadrilátero de Ackerman	184
Figura 67. Cuadrilátero Ackerman – Viraje a la derecha (Moggio, 2016).....	186
Figura 68. Longitud y ángulo de las palancas de acoplamiento (Moggio, 2016).....	188
Figura 69. Batallas y vías del vehículo (Consumer, 2012).....	191
Figura 70. Cotas – Geometría de Dirección (Gómez, 2020).....	194
Figura 71. Angulo de inclinación y efectos sobre la orientación de los neumáticos (Moggio, 2016).....	196

Figura 72. Angulo de caída y efectos sobre la orientación de los neumáticos (Moggio, 2016).....	197
Figura 73. Angulo de caída positivo y negativo (AD TYRES, 2017).....	198
Figura 74. Tracción trasera y delantera y su efecto sobre el tren delantero (Ruiz, 2014)	200
Figura 75. Paralelismo de los neumáticos delanteros - Convergencia (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009).....	201
Figura 76. Convergencia positiva y negativa en los neumáticos delanteros (Moggio, 2016).....	202
Figura 77. Ángulo de avance generado en el neumático (Burgos, 2014).....	203
Figura 78. Efectos del ángulo de avance sobre la orientación del neumático (Ruiz, 2014)	204
Figura 79. Ángulo de deriva (RaceSimOnline, 2012).....	206

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema y especificación del proyecto

1.1.1 Definición del problema

En la Universidad San Francisco de Quito, dentro de la carrera correspondiente a Ingeniería Mecánica, se llevó a cabo la implementación del Chapter estudiante SAE. Por ende, en este Capítulo se ha venido trabajando con el diseño y construcción de un vehículo tipo fórmula SAE. Sin embargo, hasta la fecha, se cuenta únicamente con el chasis del vehículo. Por este motivo, con la finalidad de avanzar con la construcción del proyecto, para la participación en futuras carreras de formula SAE; se busca diseñar y construir un Sistema de Dirección para un vehículo tipo fórmula SAE el cual permita realizar los cambios de dirección correspondientes acorde a los movimientos realizados por el piloto. Además, el Sistema de Dirección es uno de los elementos clave para cualquier automóvil puesto que, es el encargado de transmitir el movimiento del volante realizado por el conductor del vehículo, hacia las ruedas del mismo. Para ello, se trabaja con una serie de componentes, los cuales funcionan y realizan los movimientos de forma coordinada. Básicamente, por medio del volante, se acciona la columna o barra de dirección (la cual se refiere al elemento mecánico que une el volante con la caja de dirección del vehículo).

1.1.2 Estado del Arte

A través de los años, el deporte automovilístico ha crecido significativamente dentro de la sociedad, involucrando de lleno a la industria automotriz; cuya tecnología, diseño y construcción de los vehículos han maravillado no solo a los aficionados, sino al mundo entero en general. Debido a este auge, la Fórmula Student, conocida también como Fórmula SAE (Society of Automotive Engineers); han implementado una competición focalizada a estudiantes universitarios de las diferentes ramas de ingeniería, con la finalidad de promover las destrezas, conocimientos, habilidades y aptitudes ingenieriles desarrolladas a lo largo de la carrera a través del análisis, diseño y construcción de un monoplaza tipo Fórmula.

Por otra parte, hace algunos años atrás, la Universidad Politécnica Salesiana junto a la Escuela Politécnica del Ejército han sido los únicos representantes del Ecuador en la Fórmula SAE. Sin embargo, en la Universidad San Francisco de Quito, dentro de la carrera correspondiente a Ingeniería Mecánica, se llevó a cabo la implementación del Chapter estudiantil SAE. Por ende, en este Capítulo se ha venido trabajando con el diseño, construcción y ensamblaje de un vehículo tipo fórmula SAE con la finalidad de ser partícipes de la competencia. No obstante, hasta la fecha, se cuenta únicamente con el chasis del vehículo.

Por este motivo, con la finalidad de avanzar con el desarrollo del proyecto, para la participación en futuras carreras de fórmula SAE; se busca diseñar y construir un Sistema de Dirección para un vehículo tipo fórmula SAE el cual permita realizar los cambios de dirección correspondientes acorde a los movimientos realizados por el piloto. Además, es importante destacar que, el Sistema de Dirección es uno de los elementos clave para cualquier automóvil puesto que, es el encargado de transmitir el movimiento del

volante realizado por el conductor del vehículo, hacia las ruedas del mismo (Emilio Velasco, 2013). Por ende, una avería o fallo en este mecanismo a lo largo de la marcha del vehículo, es propenso a generar circunstancias fatales, debido a que, el conductor del monoplaza podría perder el control del órgano más importante del vehículo. Para ello, se trabaja con una serie de componentes, los cuales realizan los movimientos correspondientes de forma coordinada, segura y fiable.

El sistema de dirección que se analizará en este proyecto cuenta con una serie de elementos; mismos que tienen el origen en el volante del monoplaza, el cual se encuentra acoplado a la columna de dirección a través de juntas universales. Posteriormente, la columna de dirección se encarga de transmitir el movimiento a la caja de dirección, donde se produce una transformación de movimiento rotacional en movimiento lineal; siendo el mecanismo piñón-cremallera el sistema principal para llevar a cabo dicha acción (Beramendi & Vanesa, 2013). Finalmente, este proceso termina con los brazos de dirección, que, junto con las manguetas, transfieren el movimiento hacia las ruedas del automóvil.

Tomando en cuenta los parámetros y normativas de la competición, estipulados por la SAE; se lleva a cabo el desarrollo de los cálculos, diseño y construcción del Sistema de Dirección que será implementado dentro del chasis del vehículo previamente fabricado. Adicionalmente, para la etapa de diseño, se utilizará un software CAD, que además de facilitar con el diseño de los planos de los elementos, permite realizar simulaciones en el modelo para de esta manera tener una idea general del comportamiento del Sistema de Dirección, tomando en cuenta las fuerzas a las que están sometidas los componentes durante las diferentes etapas de la competición, especialmente en la entrada y salida de curvas de los circuitos de carreras. Todo esto se verá ejemplificado en el

arquetipo del sistema de dirección construido a partir del análisis, parámetros geométricos, cálculos y simulaciones implementadas en las fases finales del proyecto.

1.1.3 Objetivos

1.1.3.1 Objetivos Generales

- Diseñar y construir un sistema de dirección seguro para un vehículo tipo fórmula SAE, cumpliendo con el reglamento establecido para la competición.

1.1.3.2 Objetivos Específicos

- Construir una serie de formulaciones teóricas, aplicando teorías de diseño mecánico; para generar una base de especificaciones de los componentes del sistema.
- Modelar los componentes establecidos en el sistema, mediante las calculaciones construidas, en el software AUTODESK INVENTOR.
- Simular las diferentes cargas en los componentes mecánicos del sistema, para comprobar su seguridad frente a un escenario de competición real.
- Diseñar planos con medidas específicas para los diferentes elementos del sistema de dirección.
- Construir y ensamblar el sistema de dirección, mediante la adquisición y adaptación de los diferentes subsistemas.
- Realizar pruebas de funcionamiento y estabilidad, en el sistema de dirección construido.

1.1.4 Requerimientos técnicos

1.1.4.1 Aspectos Generales

- *Precisión*

La precisión se refiere a la dureza y suavidad que posee el sistema de dirección. Es decir, cuando la dirección es excesivamente suave, la precisión de la dirección se pierde. Por el contrario, cuando la dirección es excesivamente dura, la conducción puede tornarse imprecisa, causando así índices de fatiga en el conductor.

- *Estabilidad*

La estabilidad permite garantizar la seguridad del sistema; además de que está estrechamente relacionada con la calidad de los materiales implementados en la construcción del vehículo, para de esta manera determinar si el mecanismo como tal resulta o no fiable.

Requerimientos en base a las reglas establecidas por la SAE 2022. (SAE International, 2022)

1.1.4.2 Sistema de Dirección

- El sistema de dirección de las ruedas debe ser mecánico y el volante debe estar conectado a las ruedas de la parte delantera del vehículo tipo fórmula.
- El sistema de dirección para el vehículo tipo fórmula SAE debe ser netamente mecánico, es decir, la dirección de las ruedas delanteras accionadas de forma eléctrica está prohibida.
- El sistema de dirección para el vehículo debe usar un enlace mecánico rígido que sea capaz de soportar cargas de operación tanto de tensión como de compresión.
- El sistema de dirección debe tener topes de dirección positivos que impidan el bloqueo de la dirección del vehículo.
- El juego libre permitido para el sistema de dirección cuenta con un límite total de siete grados medido al volante.
- La cremallera de dirección debe ser fijada de forma mecánica al chasis del vehículo.
- Las juntas que se encargan de unir cada uno de los componentes que sujetan la cremallera con el sistema de dirección deben ser mecánicas, además de que deben ser visibles en caso de una inspección técnica.

1.1.4.3 Volante

- En cualquier posición angular, la parte superior del volante no debe ser más alta que la superficie superior del aro delantero.
- El volante debe estar unido a la columna principal de conexión del sistema, teniendo en cuenta que se debe contar con una desconexión rápida.

1.2 Diseños de conceptos y selección

1.2.1 Descripción y Bosquejo de los subsistemas

A continuación, se realiza un análisis y explicación de los subsistemas que forman parte del sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.

1.2.1.1 Columna de dirección

Elemento mecánico dentro de un automóvil que está relacionado con el funcionamiento de la dirección del vehículo. La columna de dirección es la encargada de conectar y transmitir el movimiento de a donde se quiere llevar el vehículo entre el volante y el sistema de dirección. Además de formar parte de la dirección, la columna de dirección también es un componente estructural. En caso de choque frontal la columna ayuda a disipar la energía minimizando los daños provocados por la colisión (Helloauto, 2022).

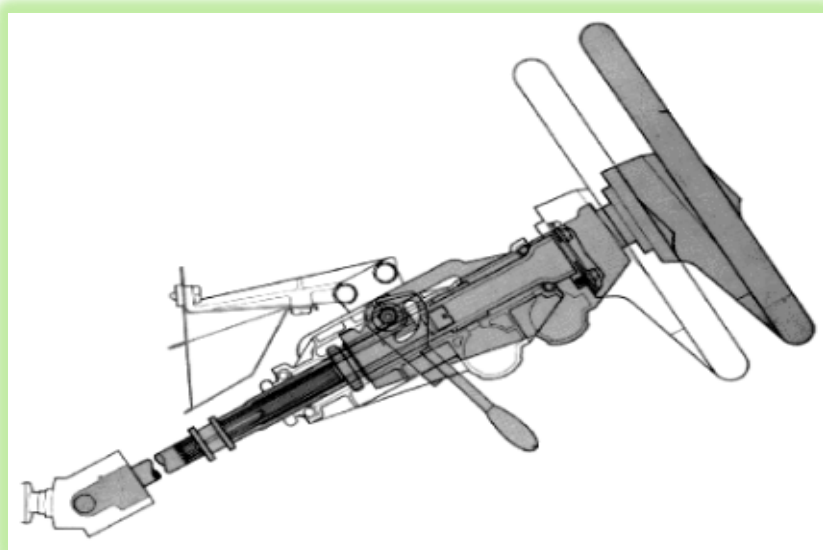


Figura 1. Columna de dirección (Rodríguez, 2014)

1.2.1.2 Caja de dirección

La caja de dirección es el subsistema encargado de transformar el movimiento giratorio del volante en un movimiento basculante, de lado a lado girando sobre su propio eje, de la biela de mando o en un movimiento oscilatorio dependiente del sistema que se escoja como caja de dirección. Otra funcionalidad importante de la caja de dirección es la de desmultiplicar, la fuerza necesaria para girar las llantas es reducida para que el conductor pueda usar el volante. De la misma manera la caja de dirección absorbe una cantidad de las vibraciones producto del contacto de las ruedas con las irregularidades del asfalto, golpes que pueden ser dañinos para el conductor (Central de respuestas TR, 2016).

1.2.1.2.1 TIPO A: piñón cremallera

Formado por un piñón, rueda cilíndrica dentada, que se desplaza de manera rotacional sobre una cremallera, elemento recto dentado. En otras palabras, funcionan como dos engranajes por lo que es necesario que los dos tengan el mismo paso y módulo. El movimiento giratorio de la rueda dentada se transforma en un movimiento lineal (Blog SEAS, 2019).

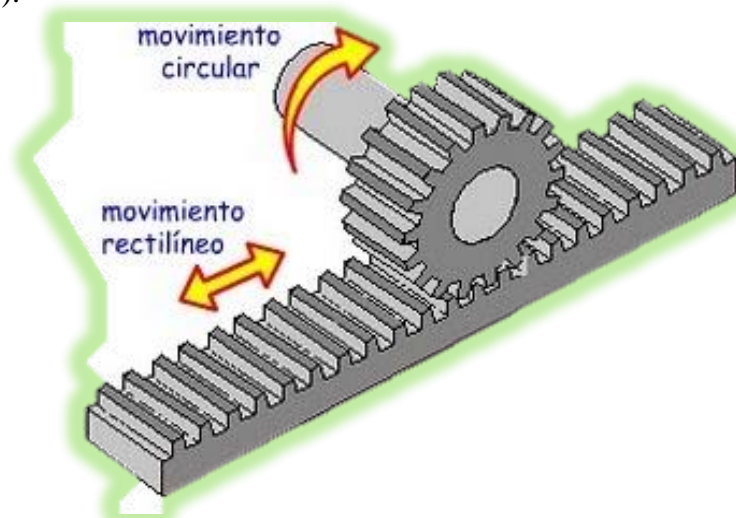


Figura 2. Sistema Piñón-Cremallera (Blog SEAS, 2019)

1.2.1.2.2 TIPO B: Tornillo sin fin

El mecanismo de tornillo como su nombre lo dice funciona con un tornillo sin fin que al momento de mover el volante desplaza mueve una tuerca de manera axial, los elementos colocados alrededor de la tuerca que desplazan la tuerca y la biela de mando. Por la cantidad de componentes el desgaste de ese sistema es más elevado (Central de respuestos TR, 2016).

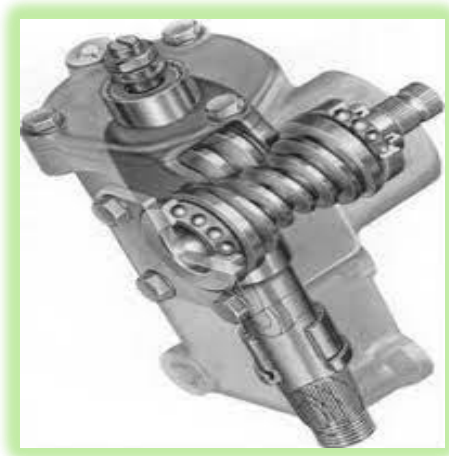


Figura 3. Sistema Tornillo sin fin (Emilio Velasco, 2013)

1.2.1.2.3 TIPO C: bola recirculante

Es usada en vehículos antiguos y todo terreno. Formado por un engranaje helicoidal dentro de un bloque que en su interior se conecta con el engranaje por el roscado interno y una parte externa conformado por dientes cortados. El volante está conectado al engranaje helicoidal que al momento de girar mueve un brazo Pitman que mueve las ruedas (Hello auto, 2022).

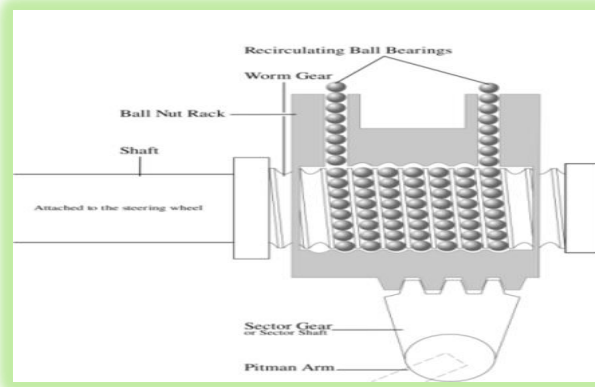


Figura 4. Sistema Bola circulante (hmn.wiki, 2022)

1.2.1.3 Varillaje de dirección

El varillaje de dirección es un conjunto de palancas y tirantes que transmiten el movimiento que proviene desde la caja de dirección a los brazos de dirección y a los neumáticos. En los casos más simples se usan solo dos varillas articuladas en los extremos. El sistema de varillaje trabaja junto con la suspensión ya que estas no deben restringir el movimiento de la suspensión (cabeceo, rebote y balanceo) (Motorgiga, 2022).

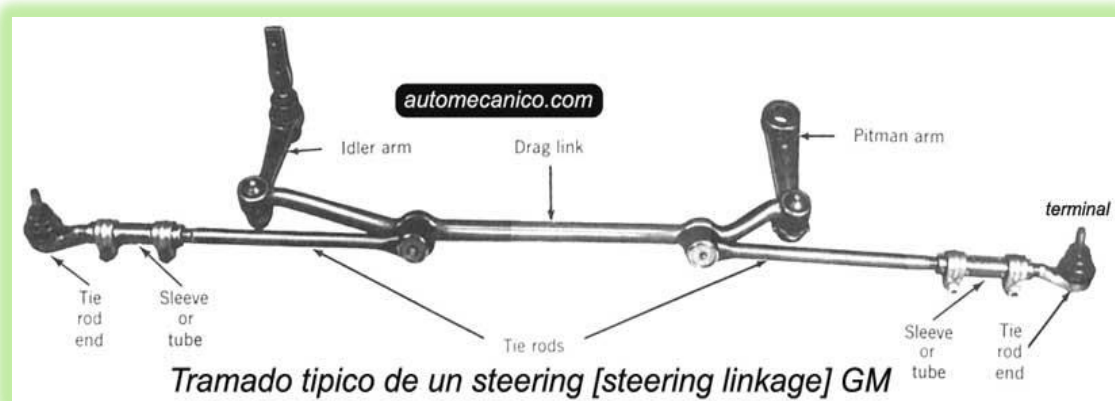


Figura 5. Varillaje de dirección (Automecánico, 2022)

1.2.1.4 Junta universal

La junta universal es una pieza común en los vehículos diseñados sobre carrocería sobre bastidores. Su principal función es transferir la potencia de un eje a otro con un ángulo (GMB, 2021).

1.2.1.4.1 TIPO A: Anillo y muñón

Es una cruz central conformado por una hembra y un vástago macho en el opuesto. El anillo funciona para mantener ayuda a mantener la forma de cruz (Pretextsa, 2022).

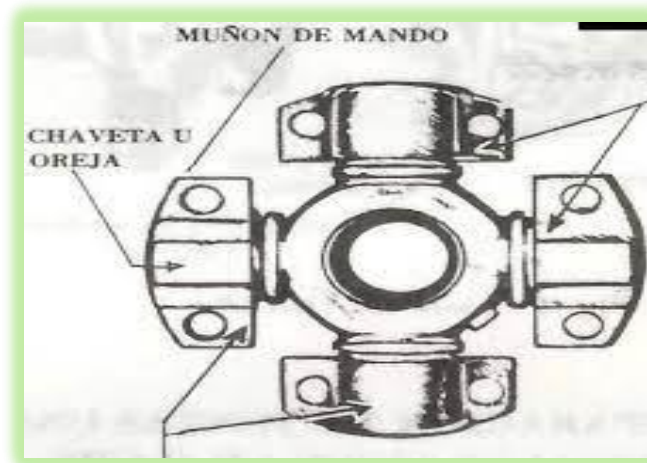


Figura 6. Junta universal tipo Anillo y Muñón (Automotriz, 1992)

1.2.1.4.2 TIPO B: Hook

Formado por dos varillas delgadas conectadas en el centro por una unión de 4 pines (Pretextsa, 2022).

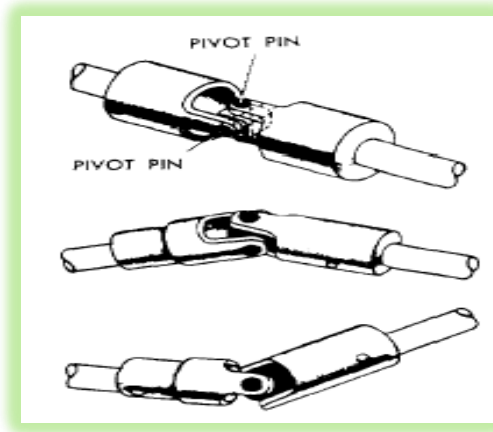


Figura 7. Junta universal tipo Hook (Pretexsa, 2022).

1.2.1.4.3 TIPO C: Bendix-Weiss

Una rotula con el centro hueco con 4 pequeñas bolas metálicas, dos de las varillas están formadas para conectarse en la sección transversal y las bolas se asientan en el zócalo de cada esquina (Pretexsa, 2022).

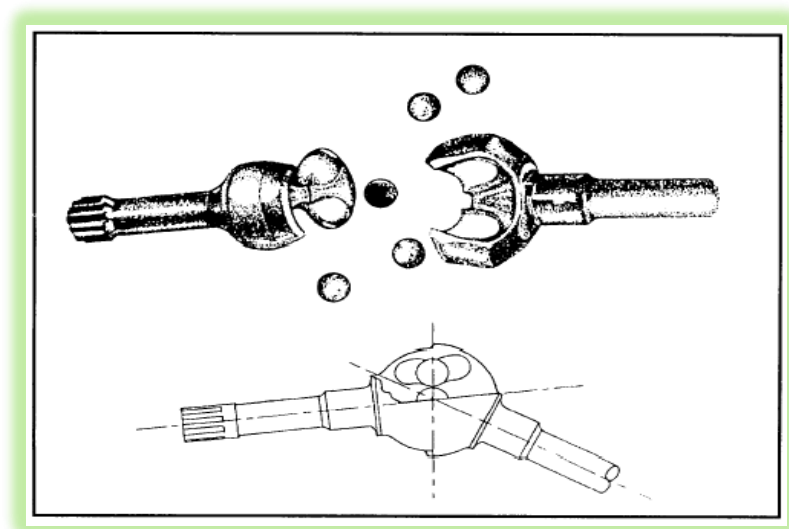


Figura 8. Junta universal tipo Bendix-Weiss (Integrated Publishing, 2022)

1.3 Estándares ingenieriles

1.3.1 Parámetros y criterios ingenieriles de selección

A continuación, se realiza una explicación de los parámetros y criterios ingenieriles de selección a través de los cuales se evaluará tanto a los subsistemas como a los materiales de cada uno de los elementos que forman parte del sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.

1.3.1.1 Costos

Criterio principal en diseños ingenieriles, donde es necesario considerar el valor monetario aproximado de la construcción y sus limitantes en cuanto al acceso de ciertos materiales y sistemas. En el proyecto a tratar es un parámetro fundamental debido al propósito preestablecido para el desarrollo de todas las actividades.

1.3.1.2 Peso

La visión a futuro que se tiene en cuanto al fórmula SAE es su participación en una carrera real, que se realiza a nivel internacional; a partir de este concepto, el criterio de peso presenta un papel fundamental en el desarrollo del proyecto; pues es necesario la construcción de un vehículo con la mayor velocidad posible y seguridad. Todos estos requerimientos son referenciados al peso de la fórmula SAE, por lo que se tiene como parámetro en la selección.

1.3.1.3 Resistencia mecánica

Todos los materiales implementados en el vehículo presentan una resistencia mecánica característica, la cual define la oposición de dicho material a fracturarse frente a la aplicación de fuerzas. Dicho parámetro necesita ser considerado en todos los casos, para evitar un posible fallo en el sistema de dirección implementado en la fórmula SAE.

1.3.1.4 Facilidad de mecanizado

La construcción del sistema de dirección requiere de múltiples piezas, las cuales deben ser mecanizadas a partir de materiales básicos y cumpliendo con las medidas establecidas. Cada material o pieza presenta características únicas, las cuales facilitan o dificultan su manipulación en herramientas o máquinas mecánicas, por lo que debe ser un criterio por considerar en los diferentes casos.

1.3.1.5 Ahorro de espacio (Dimensiones)

El alcance del proyecto se encuentra establecido de manera que se construya la dirección de una fórmula SAE, a partir de un chasis previamente construido. Debido a lo antes expuesto, es necesario ajustar las medidas al elemento presente y mantener todos los sistemas en su sitio debido. A partir de dicho concepto, es necesario considerar las dimensiones como un parámetro de decisión en los sistemas propuestos.

1.3.1.6 Mantenimiento

Al tratarse de un vehículo mecánico con múltiples piezas y sistemas que se encuentran en constante desgaste y funcionamiento; es necesario considerar como criterio de decisión, la cantidad de mantenimiento que requiere cada elemento dentro de la dirección.

1.3.1.7 Facilidad de adquisición

A pesar de que se busca construir y desarrollar de manera propia, la mayor cantidad de elementos en la dirección se requiere de la compra de ciertos componentes específicos, los cuales presentan una alta dificultad de construcción. Debido a este motivo, se requiere de la consideración como criterio de decisión la facilidad de adquisición para estos elementos.

1.3.1.8 Facilidad de manufactura

Cada sistema y elemento presente en la dirección conlleva un proceso mecánico de diseño, donde a partir de un material base y mediante la implementación de maquinaria mecánica se buscará obtener los componentes necesarios para la construcción. Debido a este concepto, es necesario tomar como criterio de diseño la facilidad de manufactura, presente en los diferentes elementos.

1.4 Estándares que rigen para el desarrollo del prototipo

Las normas o estándares que rigen para el desarrollo del prototipo son los siguientes:

1.4.1 SAE internacional

Organización enfocada en la construcción de vehículos con el objetivo de desarrollar estándares para cualquier tipo de vehículos móviles direccionados en la ergonomía y factores humanos (SAE International, 2022).

1.4.2 Formula SAE Rules

Documento en donde se encuentran las normas y condiciones que se debe cumplir para llevar a cabo la creación del prototipo del sistema de dirección durante la carrera (FSAE Rules, 2022).

1.4.3 SAE J670

Esta norma indica las terminologías, descripciones y características de la dinámica de los vehículos, como: la carrocería, el sistema de ejes, sistema de dirección y el de suspensión, ruedas y entre otros (SAE J670, 2022).

1.4.4 CFR 571.204 Norma 204

La norma CFR (Código de Regulaciones Federales) título 49 & 571 norma No. 204, es para el control del desplazamiento hacia atrás del sistema de dirección, con el fin de disminuir la posibilidad de lesiones en la cabeza, pecho o cuello (Code of Federal Regulations, 2008).

1.4.5 IATF 16949

Esta norma (Gestión de la calidad Automotriz) contiene los requisitos y estándares de calidad para la fabricación, instalación y diseño de cualquier producto en el sector automotriz (IATF 16949, 2016).

1.4.6 SAE 1020

Norma para la calidad del acero apto para la fabricación de piezas estructurales, que requieran de alta tenacidad y mediana resistencia como la de un sistema de dirección (DIMECOL, 2013).

1.5 Gestión del proyecto

1.5.1 Diagrama de Gantt (Planificación)

A continuación, se presenta el diagrama de Gantt con el calendario correspondiente para la gestión del proyecto con todas las actividades por realizar; además de los presupuestos iniciales para el desarrollo del mismo.

Cronograma				
#	Nombre de la Actividad	Fecha de Inicio	Duración en días	Fecha de finalización
1	Definición del Problema y Requerimientos	23/8/2022	2	25/8/2022
2	Análisis de Papers	30/8/2022	3	2/9/2022
3	Introducción - Estado del Arte	1/9/2022	1	2/9/2022
4	Alternativas de Diseño y Selección	8/9/2022	5	13/9/2022
5	Planificación de las actividades - Diagrama de Gantt	13/9/2022	2	15/9/2022
6	Cálculos - Parte 1	15/9/2022	7	22/9/2022
6.1	Definición de ángulos y conceptos	15/9/2022	2	17/9/2022
6.1.1	Ángulo de inclinación o salida	15/9/2022	1	16/9/2022
6.1.2	Ángulo de caída	17/9/2022	1	16/9/2022
6.1.3	Ángulo de convergencia	16/9/2022	1	17/9/2022
6.1.4	Ángulo de avance	16/9/2022	1	17/9/2022
6.2	Análisis estático de la columna de dirección	18/9/2022	1	19/9/2022
6.2.1	Tracción	18/9/2022	1	19/9/2022
6.2.2	Flexión	18/9/2022	1	19/9/2022
6.2.3	Cortante	18/9/2022	1	19/9/2022
6.2.4	Torsión	18/9/2022	1	19/9/2022
6.2.5	Teoría de Von Mises	18/9/2022	1	19/9/2022
6.3	Análisis de la columna de dirección a fatiga	20/9/2022	2	22/9/2022
6.3.1	Factores de modificación del límite de resistencia a la fatiga	20/9/2022	1	21/9/2022
6.3.1.1	Esfuerzos fluctuantes en torsión	20/9/2022	1	21/9/2022
6.3.2	Criterios de falla por fatiga	20/9/2022	1	21/9/2022
6.3.2.1	Teoría de Goodman – Factor de Seguridad	20/9/2022	1	21/9/2022
6.3.2.2	Teoría de Langer – Factor de Seguridad	21/9/2022	1	22/9/2022
6.3.3	Criterio esfuerzo cortante máximo	21/9/2022	1	22/9/2022
6.3.3.1	Teoría de Tresca	21/9/2022	1	22/9/2022
7	Análisis de Riesgos	23/9/2022	10	3/10/2022
8	Cálculos - Parte 2	3/10/2022	11	14/10/2022
8.1	Análisis sistema mecánico piñón-cremallera	3/10/2022	4	7/10/2022
8.1.1	Análisis cinemático	3/10/2022	1	4/10/2022
8.1.2	Análisis de las fuerzas	4/10/2022	1	5/10/2022
8.1.3	Dimensionamiento y diseño de los engranajes	5/10/2022	1	6/10/2022
8.1.3.1	Paso circular	5/10/2022	1	6/10/2022
8.1.3.2	Modulo	5/10/2022	1	6/10/2022
8.1.4	Consideración de desgaste	6/10/2022	1	7/10/2022
8.2	Análisis del varillaje de dirección	8/10/2022	1	9/10/2022

8.2.1	Cálculo de tensiones	8/10/2022	1	9/10/2022
8.2.2	Definición de geometría	8/10/2022	1	9/10/2022
8.3	Análisis de la junta universal	10/10/2022	1	11/10/2022
8.3.1	Análisis de dimensiones	10/10/2022	1	11/10/2022
8.4	Análisis de juntas Pernadas	11/10/2022	4	14/10/2022
8.4.1	Rigidez del perno	11/10/2022	1	12/10/2022
8.4.2	Rigidez de los materiales	11/10/2022	1	12/10/2022
8.4.3	Resistencia de los pernos	11/10/2022	1	12/10/2022
8.4.4	Fuerza en los pernos y materiales	13/10/2022	1	14/10/2022
8.4.5	Esfuerzos en el perno	13/10/2022	1	14/10/2022
8.4.6	Factor de seguridad	13/10/2022	1	14/10/2022
8.4.7	Factor de seguridad contra la separación de la unión	13/10/2022	1	14/10/2022
8.4.8	Carga de fatiga en los pernos	13/10/2022	1	14/10/2022
9	Dibujos Mecánicos	15/10/2022	5	20/10/2022
9.1	Diseño de las partes en software CAD	15/10/2022	5	20/10/2022
9.1.1	Columna de dirección	15/10/2022	1	16/10/2022
9.1.2	Varillaje de dirección	16/10/2022	1	17/10/2022
9.1.3	Junta universal	18/10/2022	1	19/10/2022
9.1.4	Sistema piñón-cremallera	19/10/2022	1	20/10/2022
10	Reporte de Progreso	21/10/2022	1	22/10/2022
11	Plan de Manufactura	23/10/2022	2	25/10/2022
12	Operación y Mantenimiento	26/10/2022	4	30/10/2022
13	Simulaciones	15/10/2022	7	22/10/2022
13.1	Columna de dirección	15/10/2022	1	16/10/2022
13.1.1	Mallado	15/10/2022	1	16/10/2022
13.1.2	Restricciones de movimiento	15/10/2022	1	16/10/2022
13.1.3	Von Mises	15/10/2022	1	16/10/2022
13.1.4	Factor de Seguridad	15/10/2022	1	16/10/2022
13.1.5	Esfuerzos totales	15/10/2022	1	16/10/2022
13.2	Varillaje de dirección	17/10/2022	1	18/10/2022
13.2.1	Mallado	17/10/2022	1	18/10/2022
13.2.2	Restricciones de movimiento	17/10/2022	1	18/10/2022
13.2.3	Von Mises	17/10/2022	1	18/10/2022
13.2.4	Factor de Seguridad	17/10/2022	1	18/10/2022
13.2.5	Esfuerzos totales	17/10/2022	1	18/10/2022
13.3	Junta universal	19/10/2022	1	20/10/2022
13.3.1	Mallado	19/10/2022	1	20/10/2022
13.3.2	Restricciones de movimiento	19/10/2022	1	20/10/2022
13.3.3	Von Mises	19/10/2022	1	20/10/2022
13.3.4	Factor de Seguridad	19/10/2022	1	20/10/2022
13.3.5	Esfuerzos totales	19/10/2022	1	20/10/2022
13.4	Sistema piñón-cremallera	21/10/2022	1	22/10/2022
13.4.1	Mallado	21/10/2022	1	22/10/2022
13.4.2	Restricciones de movimiento	21/10/2022	1	22/10/2022
13.4.3	Von Mises	21/10/2022	1	22/10/2022
13.4.4	Factor de Seguridad	21/10/2022	1	22/10/2022
13.4.5	Esfuerzos totales	21/10/2022	1	22/10/2022
14	Ensamblaje final de los elementos (CAD)	23/10/2022	1	24/10/2022
15	Planos	25/10/2022	1	26/10/2022
16	Construcción del Prototipo	15/10/2022	27	24/11/2022
16.1	Construcción del Sistema de Dirección	15/10/2022	40	24/11/2022
16.1.1	Importación y Adquisición de Piezas	15/10/2022	10	25/10/2022
16.1.2	Construcción y Ensamblaje de los elementos	26/10/2022	29	24/11/2022
16.1.2.1	Mecanizado y acople de la columna de dirección con la junta universal	26/10/2022	11	6/11/2022
16.1.2.2	Incorporación del sistema piñón cremallera	7/11/2022	8	15/11/2022
16.1.2.3	Unión del sistema con el varillaje y neumáticos	16/11/2022	8	24/11/2022
17	Portafolio	25/8/2022	119	22/12/2022
18	Cánones	25/11/2022	2	27/12/2022
19	Material para la Feria de Ingeniería	23/11/2022	7	30/11/2022
19.1	Poster	23/11/2022	3	26/11/2022
19.2	Presentación	27/11/2022	3	30/11/2022
20	Presentación Final	15/12/2022	7	22/12/2022
21	Entrega del Prototipo	1/12/2022	21	22/12/2022
22	Entrega del Documento Final	1/10/2022	82	22/12/2022
22.1	Escritura de la Tesis	1/10/2022	82	22/12/2022

Figura 9. Cronograma de actividades – Diagrama de Gantt

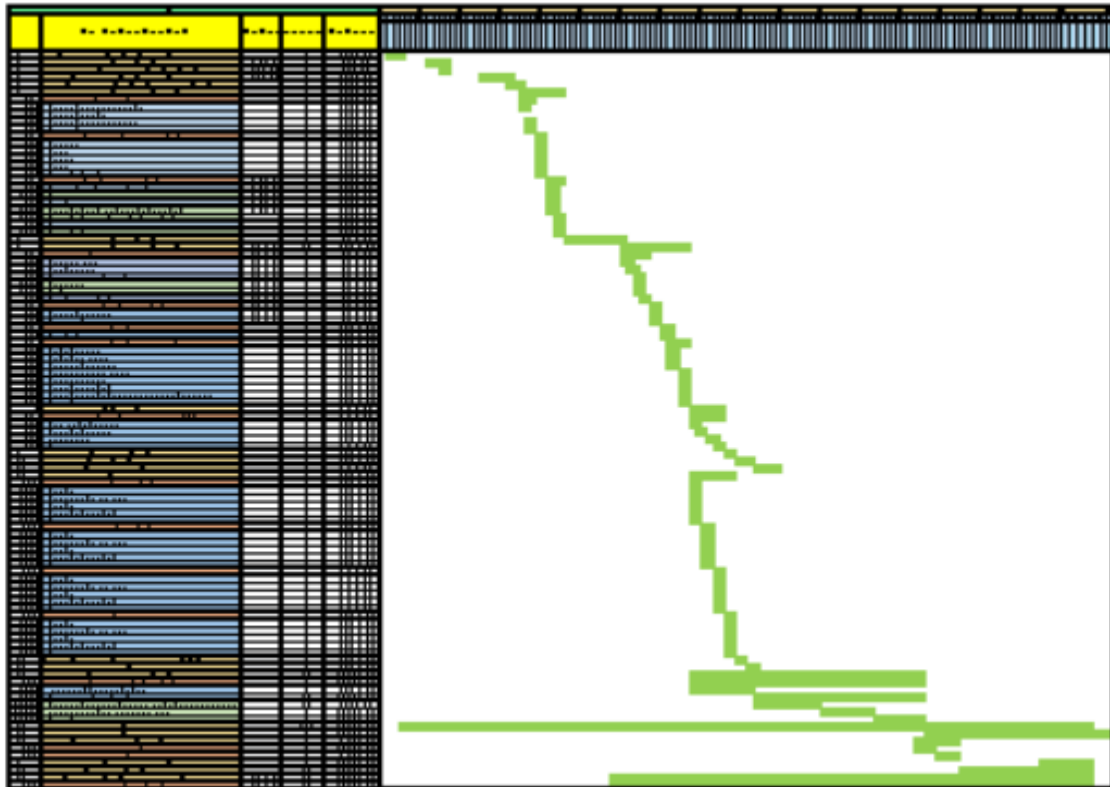


Figura 10. Diagrama de Gantt – Distribución de las actividades

Como se puede apreciar en la figura 9, se tiene el cronograma con cada una de las actividades planificadas a implementar a lo largo del desarrollo de todo el proyecto. Por otro lado, en la figura 10 se tiene una representación general del diagrama de Gantt de cómo se encuentran distribuidas las actividades planificadas a lo largo de 18 semanas (tiempo estimado hasta la entrega del Proyecto final) tomando en cuenta las fechas de inicio y finalización de cada actividad.

2. DESARROLLO DEL TEMA (MATERIALES Y MÉTODOS)

2.1 Materiales y selección de componentes

2.1.1 Matriz de decisión para las alternativas planteadas

En base a los sistemas y subsistemas planteados, junto a sus respectivas alternativas propuestas; se procede a realizar la matriz de decisión correspondiente en cada caso para, de esta manera, elegir la alternativa óptima acorde a los requisitos del sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE. Para ello, se establece una serie de criterios con distinto grado de importancia, mediante los cuales se analiza las opciones planteadas. A continuación, se presenta la tabla de ponderación para la evaluación y análisis de cada una de las alternativas en base a los criterios ingenieriles manifestados:

Tabla 1. Ponderación para el análisis de las alternativas de cada subsistema

Nivel de importancia	Valor
Malo	1
Deficiente	2
Regular	3
Aceptable	4
Bueno	5
Óptimo	6

Como se puede apreciar en la Tabla 1, se tiene la escala de calificación a través de la cual, se evaluará a cada una de las alternativas de cada subsistema en base a los criterios ingenieriles correspondientes. Para ello, se cuenta con una escala de calificación del 1 al 6, siendo 1 el valor que menos que acopla al criterio de selección mientras que, 6 es el valor que certifica un ajuste óptimo al criterio de selección.

A continuación, se tiene el peso (en porcentaje) para cada uno de los criterios de selección tanto para los componentes materiales como para los subsistemas del sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.

Criterios ingenieriles para los materiales

- Costo (30%)
- Peso (25%)
- Resistencia mecánica (20%)
- Facilidad de mecanizado (25%)

Criterios ingenieriles para los subsistemas

- Costo (30%)
- Facilidad de manufactura (15%)
- Ahorro de espacio (dimensiones) (20%)
- Mantenimiento (10%)
- Facilidad de adquisición (25%)

A continuación, se lleva a cabo el análisis de cada subsistema que forma parte del sistema de dirección del monoplaza, respecto a las alternativas de diseño propuestas.

**2.1.1.1 Análisis de la columna de dirección en base a los criterios
ingenieriles para los materiales**

- Columna de dirección (Materiales)
 - Acero SAE 1015 → Alternativa 1
 - Acero SAE 1060 → Alternativa 2
 - Acero SAE 1020 → Alternativa 3

Tabla 2. Calificación de las alternativas para la columna de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales.

Criterios Ingenieriles	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	5	4	4
Peso	6	5	3
Resistencia mecánica	3	4	5
Facilidad de mecanizado	5	3	2

Como se puede apreciar en la Tabla 2, se tiene la calificación correspondiente para cada una de las alternativas propuestas para la columna de dirección acorde a los criterios ingenieriles establecidos para los materiales. Cabe recalcar que, los valores asignados para la calificación pertenecen a la escala de calificación propuesta en la Tabla 1.

Tabla 3. Calificación de las alternativas para la columna de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.

Criterios Ingenieriles	Peso (porcentaje)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	30 %	5 * (0.30)	4 * (0.30)	4 * (0.30)
Peso	25%	6 * (0.25)	5 * (0.25)	3 * (0.25)
Resistencia mecánica	20%	3 * (0.20)	4 * (0.20)	5 * (0.20)
Facilidad de mecanizado	25%	5 * (0.25)	3 * (0.25)	2 * (0.25)
Total	100 %	4.85	4	3.45

Como se puede apreciar en la Tabla 3, se obtuvo que la alternativa con mayor puntuación obtenida en base a los criterios ingenieriles propuestos es la alternativa 1. Por ende, el Acero SAE 1015 es el material más adecuado para el diseño de la columna de dirección del sistema de dirección del monoplaza.

2.1.1.2 Análisis de la caja de dirección en base a los criterios ingenieriles para los subsistemas

- Caja de dirección (Subsistema)
 - Piñón cremallera → Alternativa 1
 - Tornillo sin fin → Alternativa 2
 - Bola circulante → Alternativa 3

Tabla 4. Calificación de las alternativas para la caja de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas.

Criterios Ingenieriles	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	4	6	5
Facilidad de mecanizado	6	4	4
Ahorro de espacio	5	4	5
Mantenimiento	6	5	5
Facilidad de adquisición	6	5	4

Como se puede apreciar en la Tabla 4, se tiene la calificación correspondiente para cada una de las alternativas propuestas para la caja de dirección acorde a los criterios ingenieriles establecidos para los subsistemas. Cabe recalcar que, los valores asignados para la calificación pertenecen a la escala de calificación propuesta en la Tabla 1.

Tabla 5. Calificación de las alternativas para la caja de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.

Criterios Ingenieriles	Peso (porcentaje)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	30 %	4 * (0.30)	6 * (0.30)	5 * (0.30)
Facilidad de mecanizado	15%	6 * (0.15)	4 * (0.15)	4 * (0.15)
Ahorro de espacio	20%	5 * (0.20)	4 * (0.20)	5 * (0.20)
Mantenimiento	10%	6 * (0.10)	5 * (0.10)	5 * (0.10)
Facilidad de adquisición	25 %	6 * (0.25)	5 * (0.25)	4 * (0.25)
Total	100 %	5.2	4.95	4.6

Como se puede apreciar en la Tabla 5, se obtuvo que la alternativa con mayor puntuación obtenida en base a los criterios ingenieriles propuestos es la alternativa 1. Por ende, el mecanismo Piñón-cremallera es el subsistema más adecuado para el diseño de la caja de dirección del sistema de dirección del monoplaza.

**2.1.1.3 Análisis del varillaje de dirección en base a los criterios ingenieriles
para los materiales**

- Varillaje de dirección (Materiales)
 - Acero SAE 1015 → Alternativa 1
 - Acero ASTM A36 → Alternativa 2
 - Acero SAE 1020 → Alternativa 3

Tabla 6. Calificación de las alternativas para el varillaje de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales.

Criterios Ingenieriles	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	5	4	5
Peso	6	5	5
Resistencia mecánica	3	4	6
Facilidad de mecanizado	5	3	4

Como se puede apreciar en la Tabla 6, se tiene la calificación correspondiente para cada una de las alternativas propuestas para el varillaje de dirección acorde a los criterios ingenieriles establecidos para los materiales. Cabe recalcar que, los valores asignados para la calificación pertenecen a la escala de calificación propuesta en la Tabla 1.

Tabla 7. Calificación de las alternativas para el varillaje de dirección acorde a los criterios ingenieriles para los materiales; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.

Criterios Ingenieriles	Peso (porcentaje)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	30 %	5 *(0.30)	4 *(0.30)	5 *(0.30)
Peso	25%	6 *(0.25)	5 *(0.25)	5 *(0.25)
Resistencia mecánica	20%	3 *(0.20)	4 *(0.20)	6 *(0.20)
Facilidad de mecanizado	25%	5 *(0.25)	3 *(0.25)	4 *(0.25)
Total	100 %	4.85	4	4.95

Como se puede apreciar en la Tabla 7, se obtuvo que la alternativa con mayor puntuación obtenida en base a los criterios ingenieriles propuestos es la alternativa 3. Por ende, el Acero SAE 1020 es el material más adecuado para el diseño del varillaje de dirección del sistema de dirección del monoplaza.

2.1.1.4 Análisis de la junta universal en base a los criterios ingenieriles para los subsistemas

- Junta universal (Subsistema)
 - Anillo y muñón → Alternativa 1
 - Hook → Alternativa 2
 - Bendix-Weiss → Alternativa 3

Tabla 8. Calificación de las alternativas para la junta universal acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas.

Criterios Ingenieriles	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	4	5	4
Facilidad de mecanizado	3	4	5
Ahorro de espacio	4	6	4
Mantenimiento	4	5	5
Facilidad de adquisición	5	6	5

Como se puede apreciar en la Tabla 8, se tiene la calificación correspondiente para cada una de las alternativas propuestas para la junta universal acorde a los criterios ingenieriles establecidos para los subsistemas. Cabe recalcar que, los valores asignados para la calificación pertenecen a la escala de calificación propuesta en la Tabla 1.

Tabla 9. Calificación de las alternativas para la junta universal acorde a los criterios ingenieriles para los subsistemas; tomando en consideración el peso (en porcentaje) para cada criterio de selección.

Criterios Ingenieriles	Peso (porcentaje)	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	30 %	4 *(0.30)	5 *(0.30)	4 *(0.30)
Facilidad de mecanizado	15%	3 *(0.15)	4 *(0.15)	5 *(0.15)
Ahorro de espacio	20%	4 *(0.20)	6 *(0.20)	4 *(0.20)
Mantenimiento	10%	4 *(0.10)	5 *(0.10)	5 *(0.10)
Facilidad de adquisición	25 %	5 *(0.25)	6 *(0.25)	5 *(0.25)
Total	100 %	4.1	5.3	4.5

Como se puede apreciar en la Tabla 9, se obtuvo que la alternativa con mayor puntuación obtenida en base a los criterios ingenieriles propuestos es la alternativa 9. Por ende, el sistema mecánico Hook es el subsistema más adecuado para el diseño de la junta universal del sistema de dirección del monoplaza.

2.2 Diseño de manufactura

2.2.1 Lista de componentes y tecnologías para la manufactura o ensamble de los elementos del sistema de dirección

A continuación, se presenta una lista de los componentes tanto para los elementos que se adquieren directamente de compra sin realizar modificación alguna y para los elementos a los que se realizará modificaciones con la finalidad de adaptar el ensamble del sistema de dirección al chasis del vehículo.

Lista de componentes adquiridos a los que no se realiza modificaciones:

- Volante.
- Quick release (adaptador de volante deportivo desmontable universal).
- Caja de dirección.
- Terminal de dirección.
- Barra horizontal de acople al volante.
- Rodamiento de bolas con soporte cilíndrico para el rodamiento.
- Juntas empernadas.
- Juntas universales.

Lista de componentes adquiridos a los que se realiza modificaciones:

- Axiales de dirección.
- Columna de dirección.

A continuación, se presenta una lista de los componentes a fabricar, los cuales servirán para fijar la caja de dirección y el rodamiento de bolas. al chasis del monoplaza, respectivamente.

Lista de componentes a fabricar:

- Soporte inferior para fijar la caja de dirección a través de juntas empernadas, de manera que los axiales queden ubicados a la altura de los agujeros del terminal del mango de dirección.
- Soporte superior en forma de “V” para fijar el cilindro de sujeción del rodamiento respecto al soporte de dirección (barra de acople) de conexión al volante.

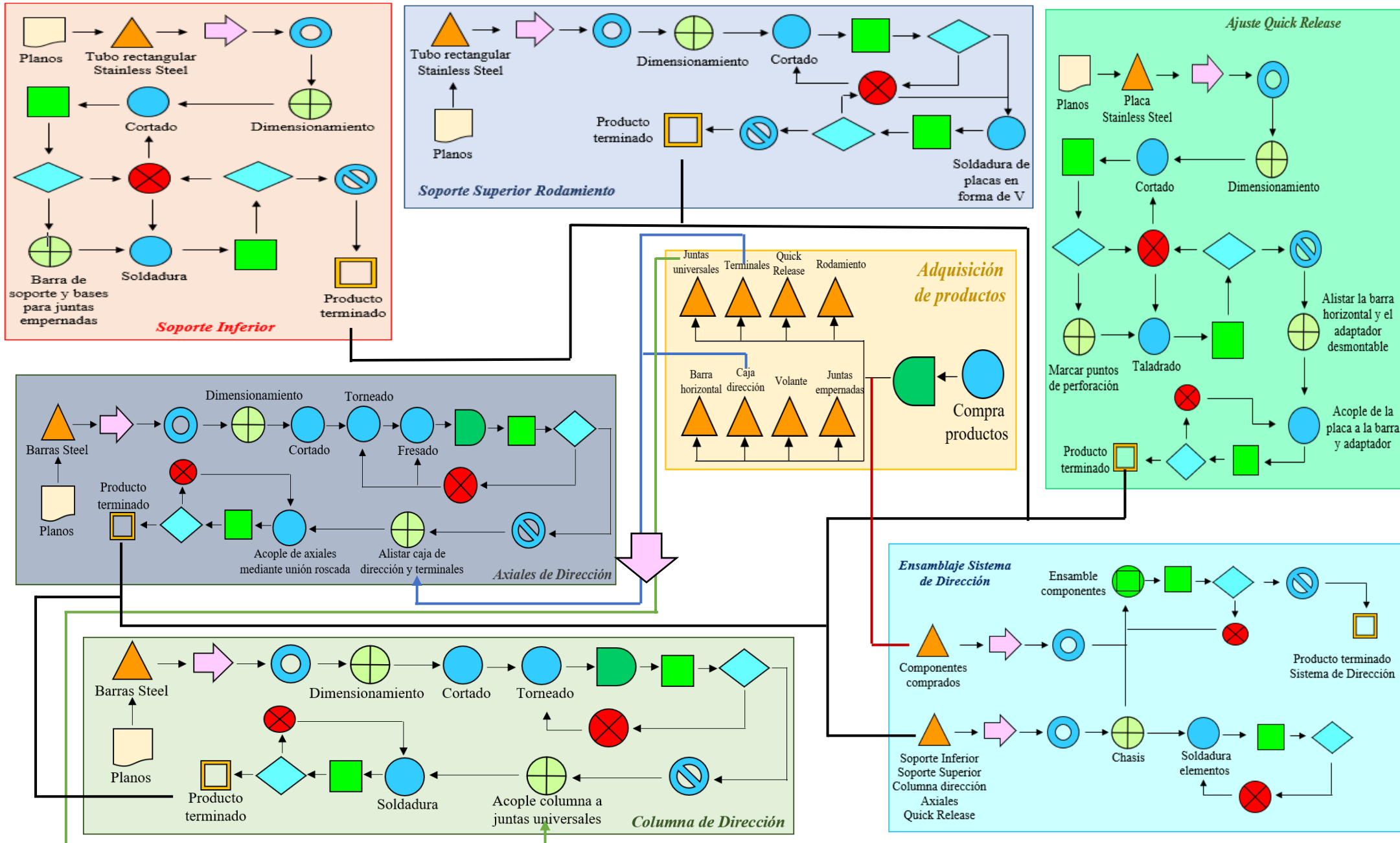
2.2.2 Diagrama de flujo de procesamiento

Para el diagrama de flujo; se utiliza la siguiente simbología para representar el proceso de construcción y ensamble del sistema de dirección al chasis del monoplaza.



Figura 11. Simbología Diagrama de Flujo (León, 2022)

Diagrama de flujo para la construcción y ensamble del sistema de dirección



2.2.3 Cronograma de manufactura / fabricación

A continuación, se presenta un cronograma con todos los detalles respecto a las fechas específicas para cada actividad, duración, entidad de fabricación, personas responsables de las tareas, materiales de entrada, costos de manufactura y los indicadores de rendimiento.

Tabla 10. Cronograma de Fabricación

Actividad		Fechas específicas para cada actividad	Duración de la Actividad	Entidad de fabricación	Responsable de la actividad	Materiales de entrada	Costos de manufactura	Indicadores de rendimiento
Toma de medidas de la parte frontal del chasis		31/10/202	1 día	Taller Metal Tech	Gabriel Cabezas	Acero SAE 1020	\$0	Cantidad de medidas obtenidas
Soporte inferior para fijar la caja de dirección por medio de juntas empernadas	Diseño y disposición de la barra de soporte respecto a las bases para juntas empernadas	1/11/202	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Castañeda	Acero SAE 1020	\$4	Cantidad de planos construidos
	Adquisición del material							
	Soldadura del soporte inferior al chasis	2/11/202	2 días	Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1020	\$35	Cantidad de zona soldada
Soporte superior para fijar el cilindro de sujeción del rodamiento de bolas	Diseño del soporte en forma de “V” para fijar el rodamiento de bolas	4/11/202	1 día	Taller Metal Tech	Esteban Goyes	Acero SAE 1020	\$4	Cantidad de planos construidos
	Adquisición del material							
	Soldadura del soporte superior al chasis	5/10/2022	3 días	Taller Metal Tech	Gabriel Cabezas	Acero SAE 1020	\$35	Cantidad de zona soldada
Columna de dirección	Diseño y dimensionamiento de la columna de dirección	8/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Castañeda	Acero SAE 1015	\$0	Cantidad de planos construidos
	Adquisición de la barra de acero	9/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1015	\$5	Duración de tiempo de la adquisición

	Proceso de mecanizado (Cortado)	10/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Esteban Goyes	Acero SAE 1015	\$10	Cantidad de material cortado
	Proceso de mecanizado (Torneado)			Taller Metal Tech	Gabriel Cabezas	Acero SAE 1015	\$12	Cantidad de material extraído
	Acople de la barra a las juntas universales (Soldadura)	11/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Castañeda	Acero SAE 1015	\$15	Número de subsistemas construidos
Axiales de dirección	Diseño y dimensionamiento de los axiales de dirección	12/11/2022	2 días	Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1020	\$0	Cantidad de planos construidos
	Adquisición de la barra de acero	14/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Esteban Goyes	Acero SAE 1020	\$5	Duración de tiempo de la adquisición
	Proceso de mecanizado (Cortado)	15/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Gabriel Cabezas	Acero SAE 1020	\$10	Cantidad de material cortado
	Proceso de mecanizado (Torneado)			Taller Metal Tech	Sebastián Castañeda	Acero SAE 1020	\$15	Cantidad de material extraído
	Proceso de mecanizado (Fresado)			Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1020	\$10	Número de agujeros realizados
	Acople de los axiales a la caja de dirección y a los terminales de dirección	16/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Esteban Goyes	Acero SAE 1020	\$0	Número de subsistemas construidos
	Diseño y dimensionamiento de placa circular	17/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Gabriel Cabezas	Acero SAE 1015	\$0	Cantidad de planos construidos

Acople Quick Release	Adquisición del material para la placa			Taller Metal Tech	Sebastián Castañeda	Acero SAE 1015	\$5	Duración de tiempo de la adquisición
	Proceso de mecanizado (Corte de plancha de acero y Taladrado)	18/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1015	\$15	Cantidad de material cortado
	Acople de la placa a la barra horizontal de conexión			Taller Metal Tech	Esteban Goyes	Acero SAE 1015	\$0	Número de subsistemas construidos
	Unión del adaptador desmontable universal a la placa	19/11/2022	1 día	Taller Metal Tech	Sebastián Arroyo	Acero SAE 1015	\$0	Número de subsistemas construidos
Total							\$180	

2.2.4 Plan de verificación de las dimensiones y tolerancias de fabricación.

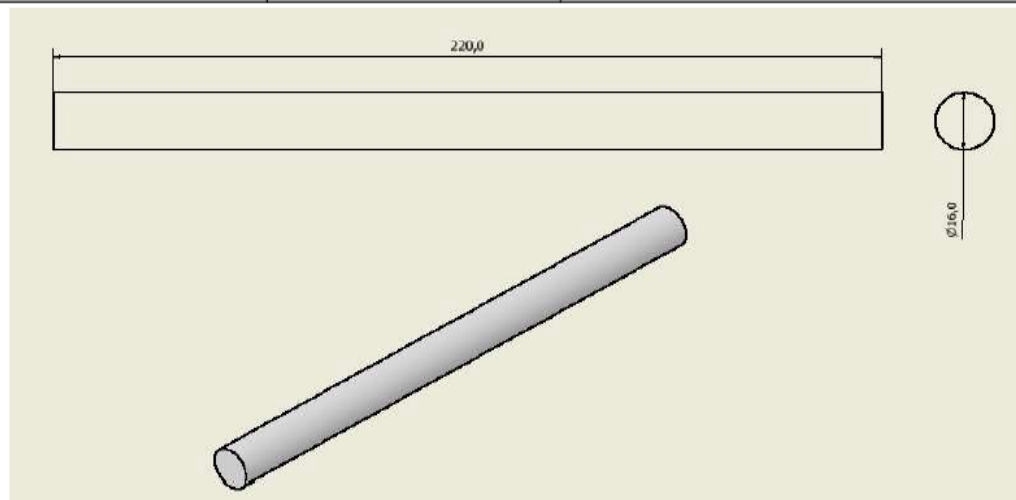
A continuación, se presenta la hoja de procesos para los siguientes elementos del sistema de dirección a los cuales se realizó modificaciones o se realizó un proceso de manufactura: axiales de dirección, columna de dirección, acople del Quick Release, Soporte Inferior para la sujeción de la caja de dirección y Soporte Superior para el acople del rodamiento. De igual manera, se presenta la hoja de procesos de las modificaciones realizadas al chasis del monoplaza, en donde se efectuó la soldadura de los soportes previamente mencionados. Para ello, en la hoja de procesos se detallan las dimensiones y tolerancias que debían comprobarse (indicadores de rendimiento), equipos de medición, lista de comprobación, persona responsable de realizar las mediciones, procedimientos estándar para verificar las mediciones y tolerancias, y notas en el caso de que se tenga holgura o ajuste por interferencia para los componentes del sistema de dirección.



COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABLE:	SEBASTIÁN ARROYO	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA
TEMA:	COLUMNA DE DIRECCIÓN	FECHA REALIZADO:	28/10/2022
MATERIAL:	ACERO SAE 1015	FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022
		TOLERANCIA:	± 0.5



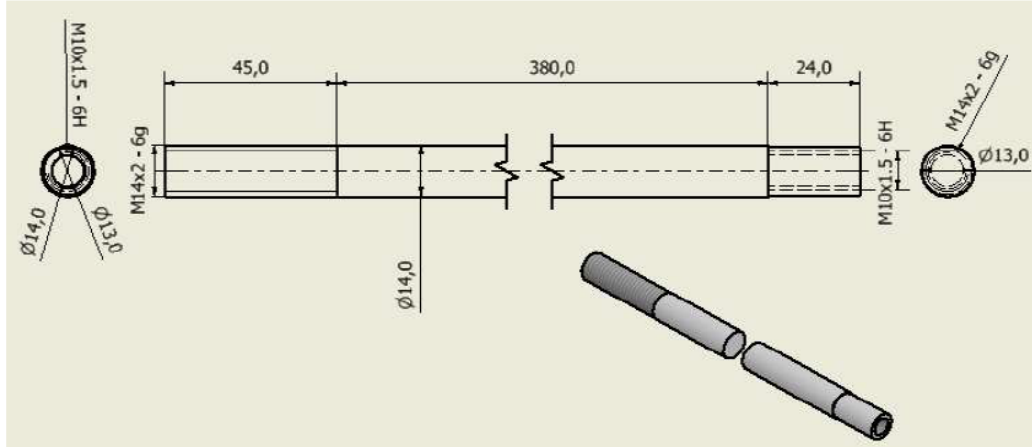
PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 1000 [mm] Longitud final = 380 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		1	Calibre
2	Diámetro inicial = 25.4 [mm] Diámetro final = 16 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Inserto tipo V, material N Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Plato de sujeción		1	Calibre
3	Intensidad eléctrica = 235 A [DC] Tensión de soldadura = 22.5 V [DC] Polaridad Directa Velocidad avance = 250 [mm/min] Velocidad aporte del hilo = 3.6 [m/min] Caudal del gas = 10 [L/min] Ángulo de soldadura = 45° Garganta soldadura = 10 [mm]	Herramienta de soldadura Nombre: GMAW Tipo de Electrodo Nombre: ER 70 S-6		2	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN		Pendiente	En proceso	Terminado	
Modelar – Dimensionamiento de la pieza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Corte de la barra de acero		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de torneado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Soldadura a las juntas universales		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	




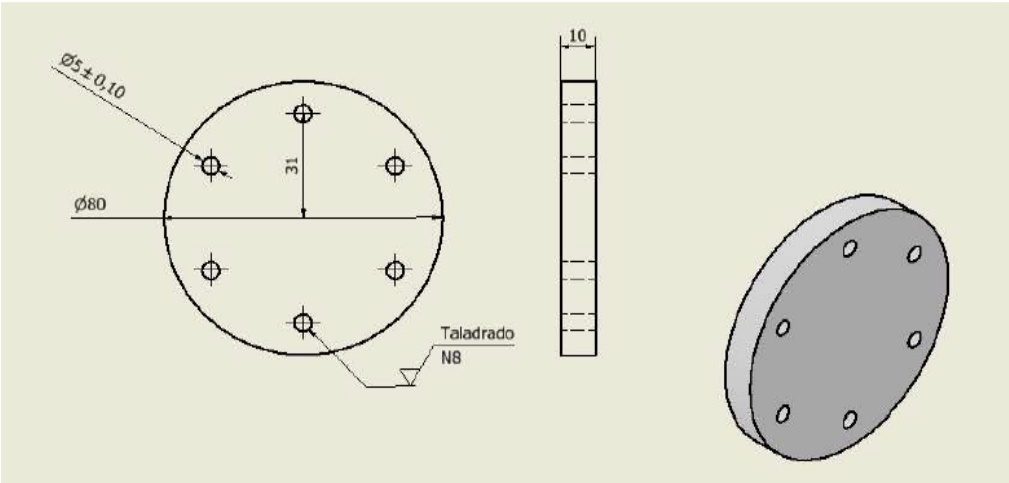
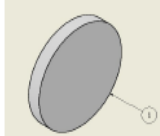

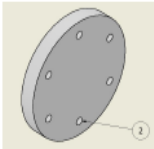


COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABLE:	ESTEBAN GOYES	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA
TEMA:	AXIAL DE DIRECCIÓN	FECHA REALIZADO:	28/10/2022
MATERIAL:	ACERO SAE 1020	FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022
		TOLERANCIA:	± 0.5



PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 500 [mm] Longitud final = 300 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		2	Calibre
2	Diámetro inicial = 25.4 [mm] Diámetro final = 14 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Inserto tipo V, material N Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Plato de sujeción		2	Calibre
3	Velocidad de rotación = 2000 [rpm] Rosca M10x1.5 - H6 Profundidad = 24 [mm] Velocidad de avance = 400 [mm/min]	Herramienta de taladrado Nombre: Broca HSS fraccionadas vástago recto Herramienta de fresado Nombre: Broca roscada Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		2	Calibre
4	Velocidad de rotación = 2000 [rpm] Rosca M12x1.75 - H6 Profundidad = 45 [mm] Velocidad de avance = 400 [mm/min]	Herramienta de taladrado Nombre: Broca HSS fraccionadas vástago recto Herramienta de fresado Nombre: Broca roscada Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		2	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN		Pendiente	En proceso	Terminado	
Modelar - Dimensionamiento de la pieza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Corte de la barra de acero		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de torneado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de taladrado - acople a caja de dirección		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de fresado - acople a caja de dirección		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de taladrado - acople al terminal de dirección		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Proceso de fresado - acople al terminal de dirección		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

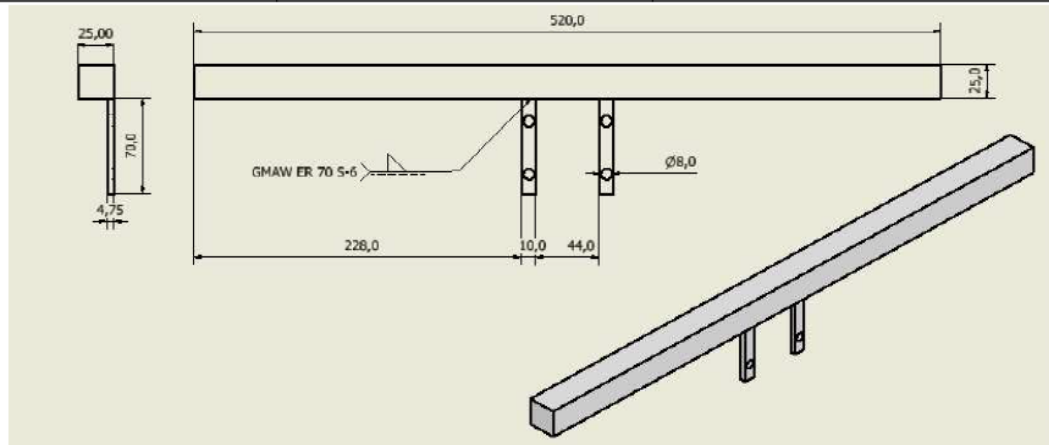
USFQ		UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO			
COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS					
INGENIERÍA MECÁNICA					
RESPONSABLE:	GABRIEL CABEZAS	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA		
TEMA:	ADAPTADOR QUICK RELEASE	FECHA REALIZADO:	28/10/2022		
MATERIAL:	ACERO SAE 1015	FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022		
		TOLERANCIA:	± 0.5		
					
PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1	Diámetro = 80 [mm] Potencia = 1 [kW] Velocidad de carrera = 50 [m/s]	Herramienta de corte Nombre: Máquina CNC Láser	 	1	Calibre
Corte placa circular		Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Plancha base			
2	Diámetro agujero = 5 [mm] Velocidad = 2000 [rpm]	Herramienta de perforación Nombre: Fresadora	 	6	Calibre
Taladrado		Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mesa			
3	NA	NA		1	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN		Pendiente	En proceso	Terminado	
Toma de medidas del Quick Release		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Modelar – Dimensionamiento de la pieza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Corte láser de la placa circular		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Taladrado de los agujeros		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Acople de la placa a la barra horizontal y al adaptador desmontable		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	



COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABLE:	ESTEBAN GOYES	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA
TEMA:	SOPORTE INFERIOR PARA EL ACOPLE DE LA CAJA DE DIRECCIÓN	FECHA REALIZADO:	28/10/2022
MATERIAL:	ACERO SAE 1020	FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022
		TOLERANCIA:	± 0.5



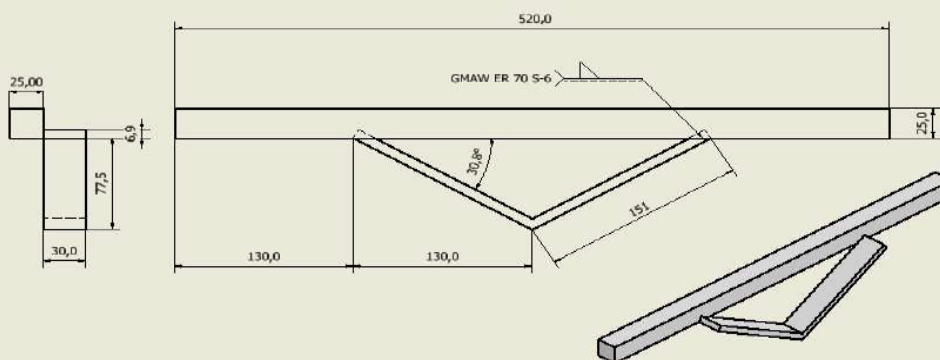
PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1					
Corte tubo rectangular	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 1000 [mm] Longitud final = 522 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		1	Calibre
2					
Corte bases para juntas empernadas	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 500 [mm] Longitud final = 113 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		2	Calibre
3					
Perforado bases para juntas empernadas	Velocidad de rotación = 2000 [rpm] Velocidad de avance = 100 [mm/min] Profundidad = 4.75 [mm] Diámetro agujero = 8 [mm]	Herramienta de taladrado Nombre: Broca HSS fraccionadas vástago recto		2	Calibre
4					
Soldadura componentes	Intensidad eléctrica = 235 A [DC] Tensión de soldadura = 22.5 V [DC] Polaridad Directa Velocidad avance = 250 [mm/min] Velocidad aporte del hilo = 3.6 [m/min] Caudal del gas = 10 [L/min] Ángulo de soldadura = 45° Garganta soldadura = 10 [mm]	Herramienta de soldadura Nombre: GMAW Tipo de Electrodo Nombre: ER 70 S-6		2	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN					
		Pendiente	En proceso	Terminado	
Toma de medidas del chasis		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Modelar – Dimensionamiento de la pieza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Corte con sierra de disco		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Soldadura soporte inferior para fijar caja de dirección		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	



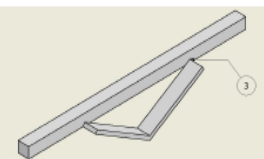


COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABLE:	ESTEBAN GOYES	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA
TEMA:	SOPORTE SUPERIOR PARA EL ACOPLE DEL RODAMIENTO	FECHA REALIZADO:	28/10/2022
MATERIAL:	ACERO SAE 1020	FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022
		TOLERANCIA:	± 0.5



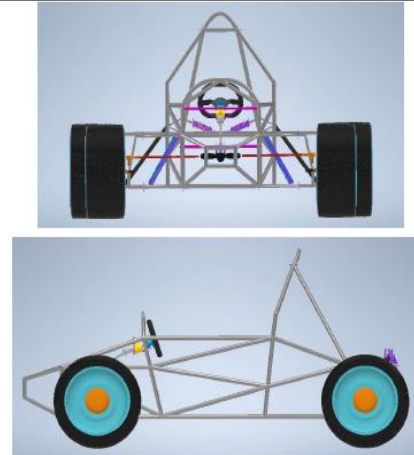
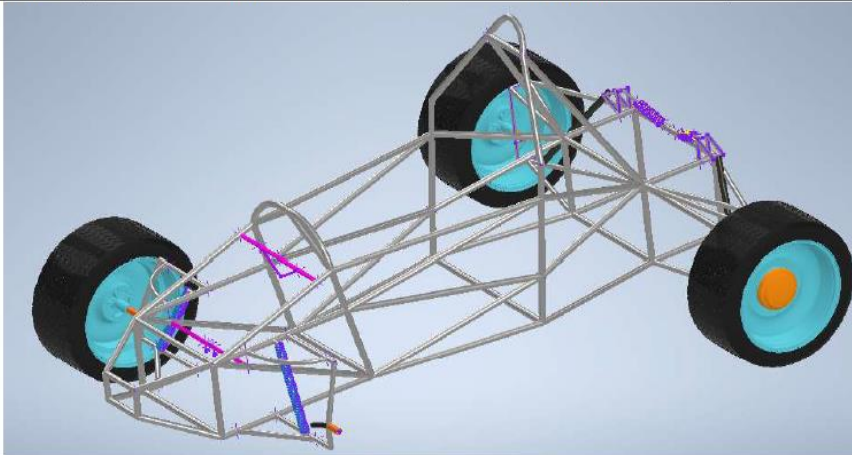
PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1					
Corte tubo rectangular	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 1000 [mm] Longitud final = 522 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		1	Calibre
2					
Corte placas rectangulares	Velocidad de giro sierra = 3000 [rpm] Longitud inicial = 500 [mm] Longitud final = 113 [mm]	Herramienta de corte Nombre: Sierra Eléctrica Herramienta de sujeción de pieza Nombre: Mordaza		2	Calibre
3					
Soldadura componentes en forma de "V"	Intensidad eléctrica = 235 A [DC] Tensión de soldadura = 22.5 V [DC] Polaridad Directa Velocidad avance = 250 [mm/min] Velocidad aporte del hilo = 3.6 [m/min] Caudal del gas = 10 [L/min] Ángulo de soldadura = 45° Garganta soldadura = 10 [mm]	Herramienta de soldadura Nombre: GMAW Tipo de Electrodo Nombre: ER 70 S-6		2	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN		Pendiente	En proceso	Terminado	
Toma de medidas del chasis		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Modelar – Dimensionamiento de la pieza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Corte con sierra de disco		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Soldadura soporte superior para acople del rodamiento		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

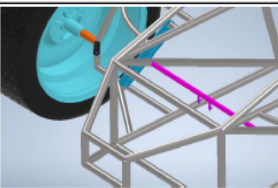



COLEGIO DE CIENCIAS E INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABLE:	GABRIEL CABEZAS	REVISADO POR:	PATRICIO CHIRIBOGA
TEMA:	SOLDADURA DEL SOPORTE INFERIOR Y DEL SOPORTE SUPERIOR EN "V" AL CHASIS DEL MONOPLAZA	FECHA REALIZADO:	28/10/2022
		FECHA PRESENTACIÓN:	30/10/2022
MATERIAL:	NA	TOLERANCIA:	± 0.5



PROGRAMA No.	PARÁMETROS	TOOL-ATC	ESQUEMA DE PROCESO	CANTIDAD	HERRAMIENTA DE CONTROL
1	Intensidad eléctrica = 235 A [DC] Tensión de soldadura = 22.5 V [DC] Polaridad Directa Velocidad avance = 250 [mm/min] Velocidad aporte del hilo = 3.6 [m/min] Caudal del gas = 10 [L/min] Ángulo de soldadura = 45° Garganta soldadura = 10 [mm]	Herramienta de soldadura Nombre: GMAW Tipo de Electrodo Nombre: ER 70 S-6		1	Calibre
2	Intensidad eléctrica = 235 A [DC] Tensión de soldadura = 22.5 V [DC] Polaridad Directa Velocidad avance = 250 [mm/min] Velocidad aporte del hilo = 3.6 [m/min] Caudal del gas = 10 [L/min] Ángulo de soldadura = 45° Garganta soldadura = 10 [mm]	Herramienta de soldadura Nombre: GMAW Tipo de Electrodo Nombre: ER 70 S-6		1	Calibre
LISTA DE COMPROBACIÓN		Pendiente	En proceso	Terminado	
Dimensionamiento del chasis del monoplaza		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Soldadura del soporte inferior chasis		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Soldadura del soporte superior en "V" al chasis		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	
Producto terminado		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	

3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Reporte de diseño

3.1.1 Análisis del chasis del vehículo tipo fórmula SAE

3.1.1.1 Obtención de dimensiones

Tomando en cuenta las dimensiones del chasis del vehículo tipo fórmula SAE que se encuentra dentro del taller automotriz de la Universidad San Francisco de Quito, se debe considerar y trabajar con el diseño del sistema de dirección en base al espacio designado por el chasis para este sistema. En las siguientes imágenes, se presenta el chasis del vehículo además de las dimensiones del cuadrángulo en donde irá acoplado el sistema de dirección.



Figura 12. Chasis del vehículo tipo fórmula SAE (USFQ, 2022)



Figura 13. Sección del chasis designada para el sistema de dirección del vehículo (USFQ, 2022)

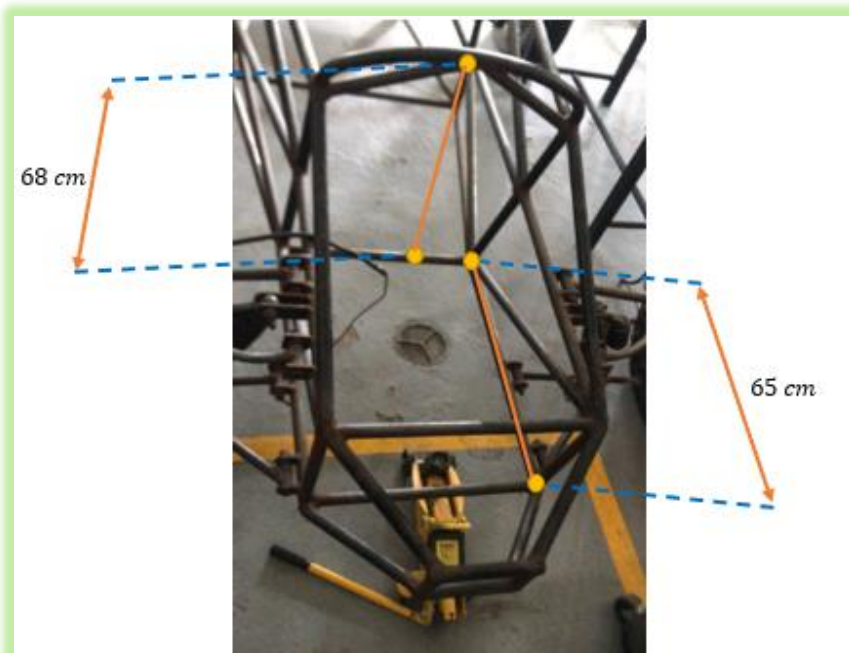


Figura 14. Dimensiones de la sección del chasis designada para el sistema de dirección del vehículo (USFQ, 2022)

Después de haber realizado las mediciones correspondientes del espacio disponible para el sistema de dirección dentro del chasis del vehículo tipo fórmula SAE, se obtiene que la sección dentro de la cual irá acoplada la columna de dirección tiene un espacio de 65cm de largo por 68 [cm] de alto. Sin embargo, tomando en cuenta los distintos componentes que se van a ocupar para la dirección y la posición a la que debería estar el volante según el reglamento de la SAE; se llegó al conceso que la columna de dirección ocupara 30 [cm] de largo por una altura de 28 [cm]. En la siguiente imagen se puede observar las dimensiones y el espacio que ocupará la columna de dirección en la parte delantera del chasis del vehículo.

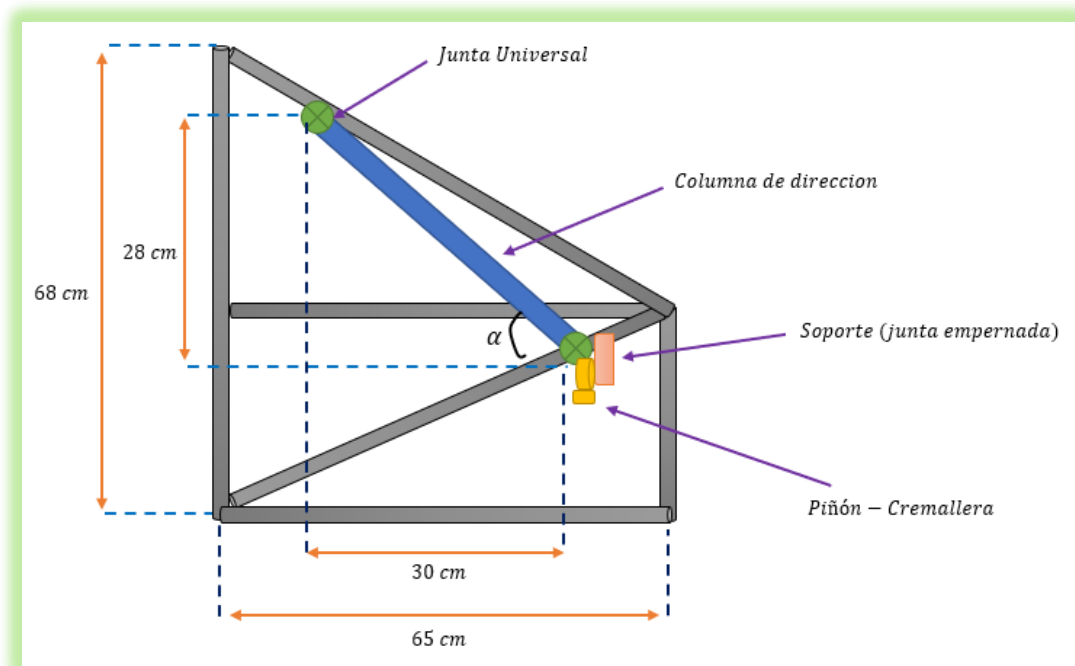


Figura 15. Dimensiones para el análisis de la columna de dirección

Como se puede apreciar en la figura 15, se tiene una representación gráfica de las dimensiones y de cómo iría acoplada la columna de dirección dentro del espacio del chasis designado para el sistema de dirección del monoplaza. Además, la columna de dirección se conecta al sistema piñón-cremallera a través de una junta universal.

Usando esta información, es posible calcular la longitud de la columna y al ángulo al que se colocará. De esta manera, se tiene el siguiente análisis numérico:

$$\tan(\alpha) = \frac{\text{Cateto Opuesto}}{\text{Cateto Adyacente}}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{28}{30}\right) = 43.25 \approx 44^\circ$$

$$H^2 = L^2 = \sqrt{(\text{Cateto Opuesto})^2 + (\text{Cateto Adyacente})^2}$$

$$L = \sqrt{30^2 + 28^2} = 41.36 \text{ [cm]} \approx 42 \text{ [cm]}$$

Además, se debe considerar que las juntas empernadas tendrán una longitud de aproximadamente 10 [cm] en cada extremo de la columna. Por este motivo, el largo de la columna de dirección debe ser de 22 [cm].

3.2 Análisis ingenieril (cálculos)

3.2.1 Análisis estático y análisis a fatiga de los esfuerzos en la columna de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.

Para la primera parte de los cálculos, se realiza un análisis de los esfuerzos presentes en la columna de dirección del monoplaza; para ello, se realiza el análisis tanto para el caso estático como para el análisis a fatiga del elemento.

3.2.1.1 Esfuerzos estáticos sobre la columna de dirección (barra principal inclinada) del vehículo tipo Fórmula SAE.

Diagrama de Cuerpo Libre para la columna de dirección

Para poder realizar el análisis de la columna de dirección, se realiza la representación gráfica de este subsistema del sistema de dirección, considerando que se encuentra con un apoyo fijo en la parte inferior de la columna (en el diseño real este apoyo fijo es equivalente a la junta universal que va acoplado al sistema piñón cremallera). La siguiente figura representa el diagrama de cuerpo libre de la columna de dirección:

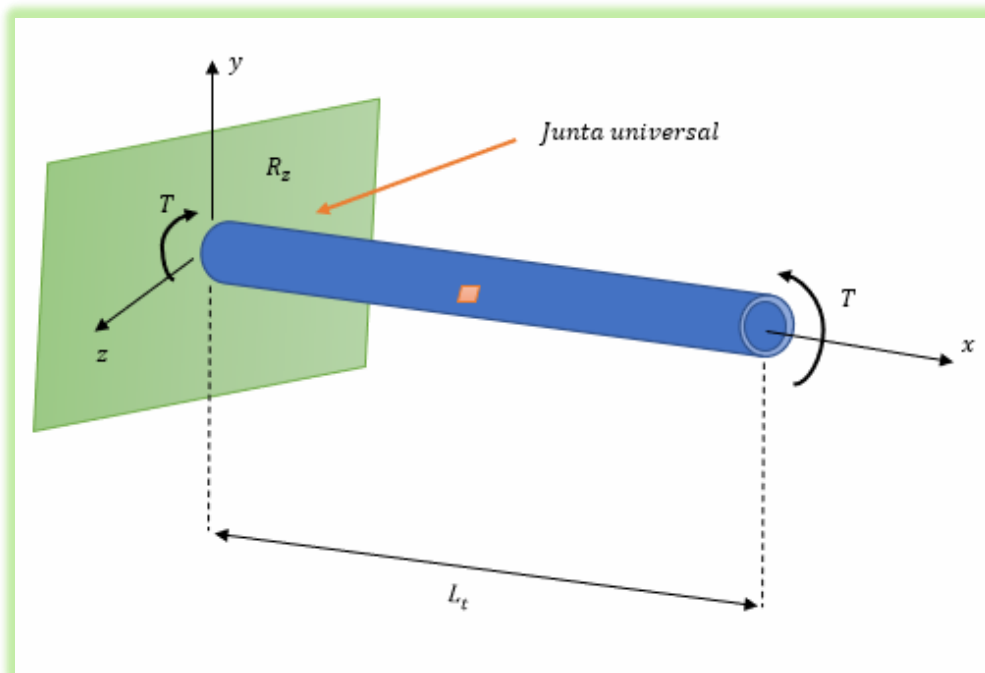


Figura 16. Diagrama de cuerpo libre de la columna de dirección

Elemento Infinitesimal

Para análisis de esfuerzos en el cuerpo principal de la columna, se extrae un elemento infinitesimal de la barra de la columna de dirección, el cual se encuentra ubicado en la mitad del elemento.

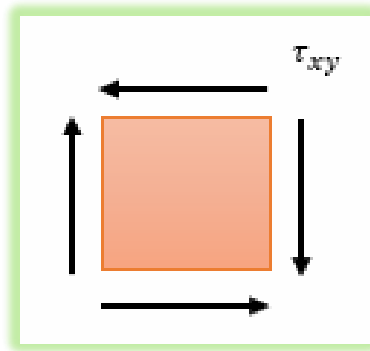


Figura 17. Elemento infinitesimal crítico

A partir del gráfico, se puede observar los esfuerzos característicos del sistema expuesto a un esfuerzo cortante por cizalla debido al torque. Con este esfuerzo, se empleará el diagrama de falla estática, para definir en el cuadrante referenciado, la fórmula del factor de seguridad que se debe emplear.

Teoría del esfuerzo cortante máximo y teoría de Von Mises

Cálculos

Para proceder con los cálculos de la barra de dirección se realiza cálculos con la teoría de esfuerzo cortante máximo y la teoría de Von Mises, mismos cálculos que nos ayudaran al diseño de la barra de dirección, como la determinación del diámetro de la barra y los esfuerzos a los que se encuentra expuesto la barra de dirección.

Para esto, se inicia determinando el torque que transmite el Volante a la barra de dirección. Por ende, analizando el volante la fuerza aplicada por el conductor será aproximadamente 44 [kg] (431.64 [N]), valor obtenido respecto a la literatura según (Martin, 2020). Además, de acuerdo con la selección de volante que se va a comprar, este tendrá un diámetro de 35 [cm]. Cabe recalcar que la fuerza aplicada describe la carga aplicada por los dos brazos del piloto al momento de realizar el giro del volante.

De esta manera, el diagrama de fuerzas del volante es el siguiente.

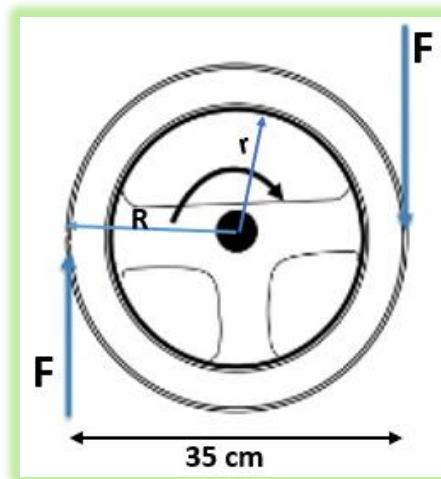


Figura 18. Diagrama de fuerzas del volante

Para calcular el torque presente en el volante se utiliza la ecuación anteriormente mencionada.

$$T = F * \text{Radio del volante}$$

$$T = 431.64 \text{ [N]} * \frac{0.35}{2} \text{ [m]}$$

$$T = 75.537 \text{ [Nm]}$$

Este valor del torque obtenido es transmitido hacia la barra de dirección ocasionando torsión.

Debido a que no se conoce el diámetro del tubo para la columna de dirección, se procede a realizar el análisis para el mismo en base a un factor de seguridad planteado de 2.5. Este factor de seguridad es considerablemente elevado (en comparación al factor de seguridad mínimo para cualquier elemento que es de 1.2) puesto que el subsistema debe ser fiable; ya que la columna de dirección cumple con dos funciones: una como componente estructural y la otra como transmisor de torque.

Se sabe que el material para la columna de dirección es un ACERO SAE 1015.

Por ende, de acuerdo con Shigley (Budynas & Nisbett, 2019), se tiene que:

$$S_y = 320 [MPa]$$

Análisis de cálculos para determinar el diámetro de la columna de dirección:

Debido a que el elemento infinitesimal tiene un esfuerzo cortante, se tiene los siguientes cálculos.

- Esfuerzo de flexión

Debido a que en el elemento infinitesimal solo se tiene la presencia de un esfuerzo cortante por la torsión ejercida por el piloto sobre el volante del vehículo, los valores de los esfuerzos de flexión en el eje “x” y “y” tienen un valor de cero.

$$\sigma_x = 0 [Pa]$$

$$\sigma_y = 0 [Pa]$$

- Esfuerzo en cortante por torsión

A continuación, se presenta el análisis de las ecuaciones correspondientes al esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J}$$

$$T = 75.537 [Nm]$$

$$r = \frac{d}{2}$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$

$$\tau_{xy} = \frac{75.537 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{32}} = \frac{384.71}{d^3} [Pa]$$

Para determinar el valor del diámetro, se trabaja con la teoría de Deformación/Distorsión (Von Mises) debido a que esta teoría es más exacta y fiable en comparación a la teoría de esfuerzo cortante máximo.

✚ Esfuerzos de Von Mises, sin considerar los esfuerzos principales:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{0.5}$$

$$\sigma_x = 0 [Pa]$$

$$\sigma_y = 0 [Pa]$$

$$\tau_{xy} = \frac{384.71}{d^3} [Pa]$$

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{0.5} = \left(3 * \left(\frac{384.71}{d^3}\right)^2\right)^{0.5}$$

$$\sigma' = \left(\frac{443997.92}{d^6}\right)^{0.5}$$

$$\sigma' = \frac{666.33}{d^3}$$

✚ Esfuerzo de Von Mises tomando en cuenta los esfuerzos principales:

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{0.5}$$

- Esfuerzos principales

A continuación, se presenta el análisis de los esfuerzos principales presentes en el elemento.

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{0 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 0}{2}\right)^2 + \left(\frac{384.71}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \pm \frac{384.71}{d^3}$$

$$\sigma_A = \frac{384.71}{d^3}$$

$$\sigma_B = -\frac{384.71}{d^3}$$

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A\sigma_B + \sigma_B^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = \left(\left(\frac{384.71}{d^3}\right)^2 - \left(\frac{384.71}{d^3}\right)\left(-\frac{384.71}{d^3}\right) + \left(-\frac{384.71}{d^3}\right)^2 \right)^{0.5}$$

$$\sigma' = \frac{666.33}{d^3}$$

Como se puede comprobar, el esfuerzo de Von Mises es el mismo ya sea que se lo calcule empleando o no los esfuerzos principales.

Finalmente, aplicando la fórmula del factor de seguridad propuesta por la teoría de Von Mises, podemos despejar la variable deseada y de esta manera encontrar el diámetro de la columna de dirección.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{\eta} = \frac{320 * 10^6 [Pa]}{2}$$

$$\sigma' = 160 * 10^6 [Pa]$$

$$\frac{666.33}{d^3} = 160 * 10^6$$

$$d = 0.016088[m] = 1.6088 [cm] = 16.088 [mm]$$

$$d \approx 16 [mm]$$

De esta manera, el diámetro de la barra para la columna de dirección es de 1.6088 [cm] y el largo de la misma es de 22 [cm]. Sin embargo, debido a que el valor del diámetro obtenido se aproxima bastante al diámetro de una columna de dirección comercial, se opta por elegir una barra de 16 [mm].

Una vez definido el valor real del diámetro de para la columna de dirección en base a dimensiones comerciales, se vuelve a realizar un análisis de los cálculos para de

esta forma verificar que se cumple con un factor de seguridad mayor o igual a 1.2 que brinde fiabilidad y soporte al sistema.

- Esfuerzo de flexión

Acorde al funcionamiento de la columna de dirección, no existe movimientos que generen esfuerzos de tracción, por ende, los esfuerzos de flexión son cero.

$$\sigma_x = 0 [Pa]$$

$$\sigma_y = 0 [Pa]$$

- Esfuerzo en cortante por torsión

A continuación, se presenta el cálculo del esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J}$$

$$T = 75.537 [Nm] = 75.537 * 10^3 [Nmm]$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{16}{2} = 8 [mm]$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} = \frac{\pi * (16 mm)^4}{32} = 6433.98 [mm^4]$$

$$\tau_{xy} = \frac{(75.537 * 10^3 \text{ Nmm})(8 \text{ mm})}{6433.98 \text{ mm}^4} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

- Esfuerzos principales

A continuación, se presenta el cálculo de los esfuerzos principales.

$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \frac{0 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 0}{2}\right)^2 + (93.92 \text{ [MPa]})^2}$$

$$\sigma_{A,B} = \pm 93.92 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_A = \sigma_1 = 93.92 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_B = \sigma_3 = -93.92 \text{ [MPa]}$$

Una vez determinados los esfuerzos principales, se puede realizar el círculo de Mohr. De esta manera, se tiene la siguiente gráfica.

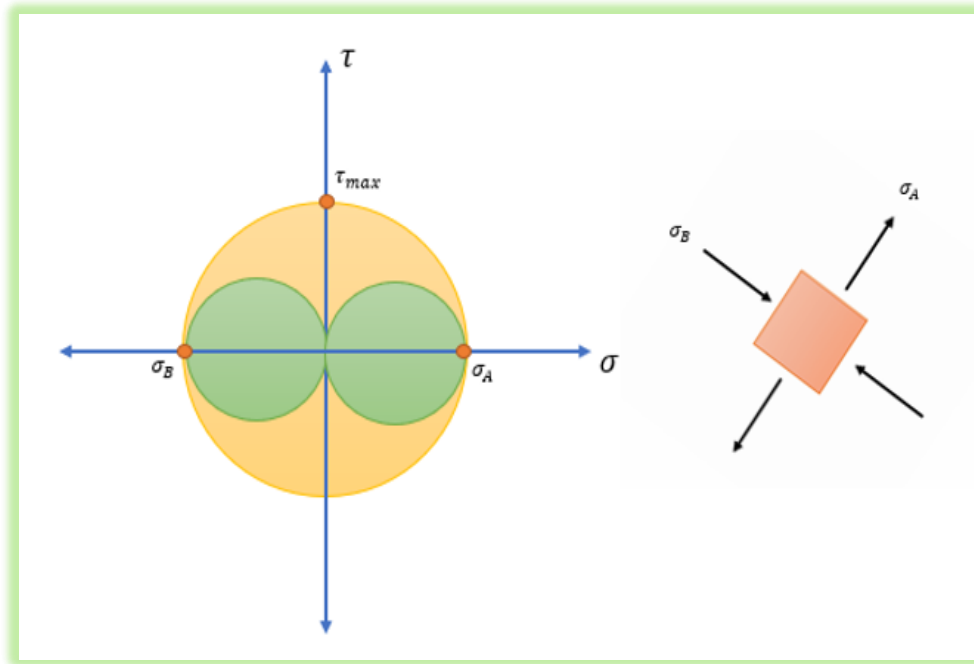


Figura 19. Circulo de Mohr para los esfuerzos principales

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{max} = \frac{93.92 - (-93.92)}{2} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

Finalmente, en base a los esfuerzos principales, se puede realizar al diagrama de falla a través del cual, haciendo uso de cada teoría, se verifica el factor de seguridad para la columna de dirección. De esta forma, se tiene lo siguiente:

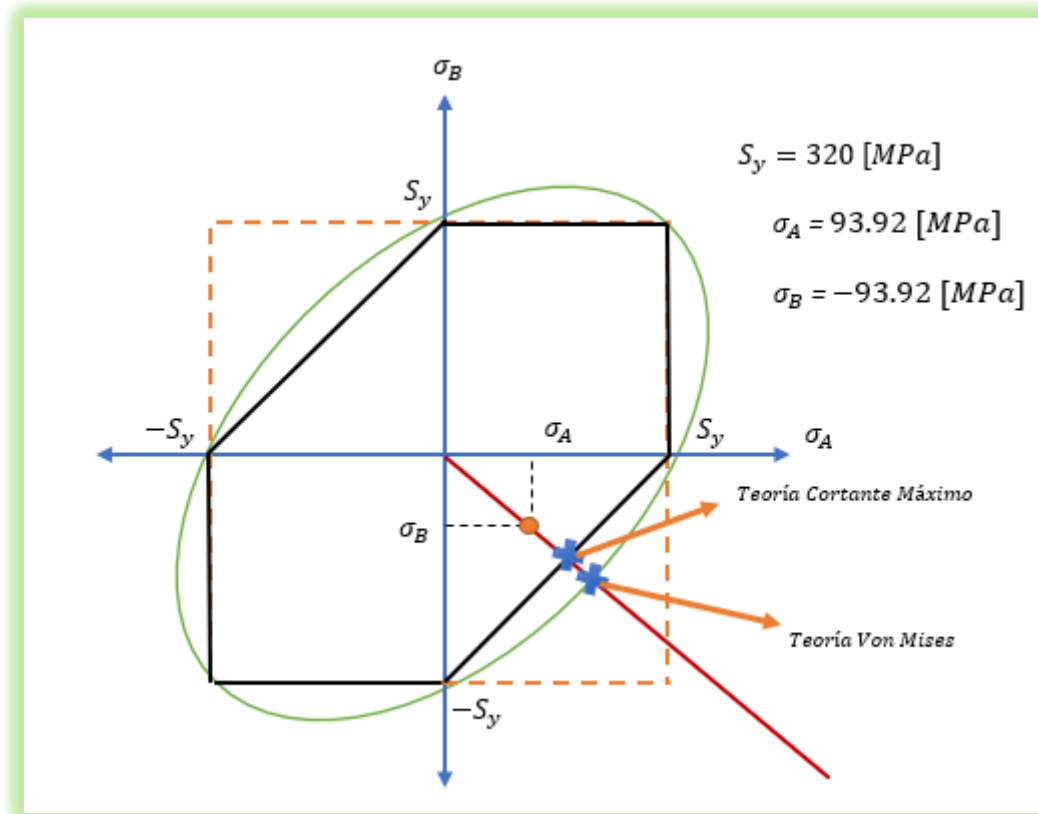


Figura 20. Diagrama de Falla para los esfuerzos principales

Factores de seguridad:

A continuación, se lleva a cabo el cálculo del factor de seguridad en base a cada teoría planteada.

- Teoría de esfuerzo cortante máximo

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}} = \frac{0.5 * S_y}{\tau_{max}}$$

$$\eta = \frac{0.5 * (320 [MPa])}{93.92 [MPa]}$$

$$\eta = 1.7$$

- Teoría de Deformación/Distorsión (Von Mises)

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = ((93.92)^2 - (93.92)(-93.92) + (-93.92)^2)^{0.5} [MPa]$$

$$\sigma' = 162.67 [MPa]$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{320 [MPa]}{162.67 [MPa]}$$

$$\eta = 1.96$$

Como se puede observar, el factor de seguridad obtenido con la teoría de esfuerzo cortante máximo es menor que el factor de seguridad obtenido con la teoría de Von Mises. Esto se debe a que la teoría de esfuerzo cortante máximo se emplea para cálculos rápidos mientras que, la teoría de Von Mises se usa para cálculos más precisos. Es decir, la teoría de cortante máximo es más conservativa que la teoría de Von Mises puesto a que se realiza

un sobredimensionamiento de la pieza (en este caso de la columna de dirección). No obstante, ambos factores de seguridad son mayores al valor mínimo de 1.2 que debe tener un determinado elemento, garantizando así que tanto el material como geometría de la pieza son seguras para las condiciones de trabajo requeridas.

3.2.1.2 Análisis a fatiga para la columna de dirección

Para el desarrollo de los cálculos referentes a la columna de dirección a fatiga, es necesario una primera construcción de fórmulas las cuales permitan obtener un diámetro correspondiente a un factor de seguridad aceptable para el diseño y permitan evitar cualquier fallo a los futuros componentes construidos.

Para esta primera formulación se tiene en consideración los siguientes valores:

- *Esfuerzo de fluencia* $\rightarrow S_y = 320 \text{ [MPa]}$
- *Esfuerzo máximo de fluencia* $\rightarrow S_{ut} = 3 \text{ [MPa]}$

Valores obtenidos de la ficha técnica correspondiente al material seleccionado previamente en las tablas de selección. Propiedades del acero SAE 1015 (STUDOCU, 2022).

Para el análisis en el caso de fatiga, para a las fuerzas aplicadas en el sistema, se consideran el valor del momento máximo de esfuerzo del piloto el cual presenta una carga total de 44 [kg] en el volante, el cual presenta un diámetro de 35 [cm]. Por ende, se tiene el un valor del torque aplicado de 75.537 [Nm].

Factores de modificación del límite de resistencia a la fatiga

El análisis de fatiga requiere de la consideración de factores modificadores, los cuales se encuentran presentes al someter un elemento mecánico a cargas fluctuantes constantes. Estos modificadores describen las múltiples características del elemento en el sistema de exposición a cargas. Los modificadores son los siguientes:

- Factor de Superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de Temperatura K_d
- Factor de confiabilidad K_e
- Factor de Carga K_c
- Factor efectos diversos K_f

(Budynas & Nisbett, 2019)

Con los diferentes factores, se obtiene el límite de resistencia a la fatiga, será empleado en cálculos para la comprobación de falla del sistema. Las fórmulas utilizadas, se obtendrán del libro de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”.

$$S_e = K_a * K_b * K_q * K_d * K_e * K_g * K_c * S_e'$$

Donde el valor de S_e' para este caso particular será:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5 * 385 = 192.5 [MPa]$$

Calculando los factores de seguridad, se tiene lo siguiente:

- Factor de superficie

Se emplea la siguiente fórmula, para los valores de “a” y “b”, los cuales intervienen en el factor.

$$a = 1.58 \rightarrow \text{para un acabado superficial Esmerilado}$$

$$b = -0.085 \rightarrow \text{para un acabado superficial Esmerilado}$$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 1.58 * 385^{-0.085} = 0.95$$

- Factor de Tamaño

Considerando un valor de diámetro de 22 mm, se emplea la siguiente fórmula:

$$K_b = 1.24 (22)^{-0.107} = 0.89$$

- Factor de Carga

Considerando que la carga se transmite por fatiga a torsión, el factor de carga tiene un valor de:

$$K_C = 0.59$$

- Factor de Temperatura

Considerando un valor de temperatura alrededor de 20 °C, se obtiene un valor de factor:

$$K_d = 1$$

- Factor de Confiabilidad

Considerando un valor de confiabilidad del 95%, el valor del factor será:

$$K_e = 0.868$$

- Factor de efectos diversos

Debido a que no se presenta factores representativos que afecten al elemento, se usa valor de:

$$K_f = 1$$

Considerando todos los valores presentes, se obtiene:

$$S_e = 0.95 * 0.89 * 0.59 * 1 * 0.868 * 1 * 192.5 = 83.35 [MPa]$$

Esfuerzos fluctuantes en torsión

A continuación, se lleva a cabo el cálculo de los esfuerzos fluctuantes en torsión.

$$\tau_{max} = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot (\frac{d}{2})}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

$$\tau_{max} = \frac{75.537 \cdot (\frac{0.016}{2})}{\frac{\pi \cdot 0.016^4}{32}} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{min} = \frac{-75.537 \cdot (\frac{0.016}{2})}{\frac{\pi \cdot 0.016^4}{32}} = -93.92 \text{ [MPa]}$$

Implementando la fórmula del cortante amplitud y medio:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = \frac{93.92 + (-93.92)}{2} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = \frac{93.92 - (-93.92)}{2} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

Teoría de Langer:

A continuación, se realiza el cálculo del factor de seguridad del elemento por medio de la teoría de Langer.

$$\tau_a + \tau_m = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\eta = \frac{S_y}{\tau_a + \tau_m} = \frac{320}{93.92} = 3.40$$

Obteniendo un factor de seguridad con el valor de 3.40; se puede afirmar que el sistema no presentará falla a fatiga.

Teoría de ASME-Elíptico:

Implementando la teoría ASME-Elíptico, se tiene lo siguiente:

$$\eta_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{S_y}\right)^2}}$$

$$\eta_f = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{93.92}{83.35}\right)^2 + 0^2}} = 1.88$$

Obteniendo un factor de seguridad con el valor de 1.88; se puede afirmar que el sistema no presentará falla a fatiga.

3.2.1.3 Análisis estático para la columna de dirección (soporte de dirección)

Para el análisis de barra de acople de la columna de dirección que conecta con el volante, se presenta el siguiente boceto ilustrativo de este componente del sistema.

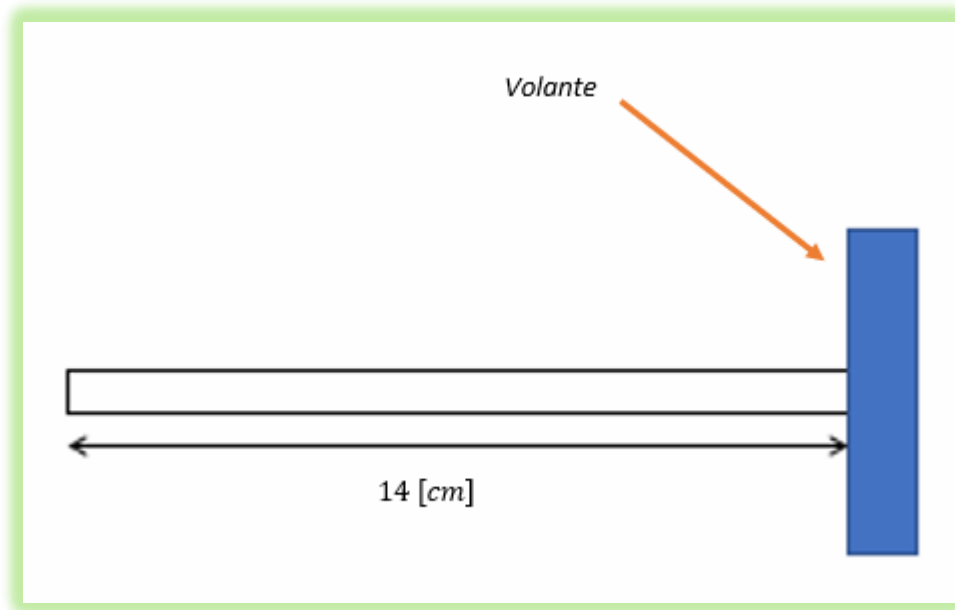


Figura 21. Barra de conexión con volante

Adicionalmente a la columna de dirección, se tiene que conectar una barra de 14 [cm] de distancia para poder acercar el volante al pecho del conductor, de tal manera que este pueda sostener el volante en una posición cómoda y segura. A continuación, se demostrará que el diseño es viable con respecto a las cargas consideradas. Las cargas a las que está sometida la viga de acople son: el peso del volante, el quick release, el peso de las manos del piloto de 2.3 [kg], y el torque que se aplica al volante 75 [Nm].

A través del siguiente calculo, se comprueba que la barra de acople soporta el peso del volante y de las manos del piloto.

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{0.5}$$

$$\sigma_x = \frac{M * c}{I}$$

$$c = \frac{D}{2}$$

$$I = \frac{\pi * r^4}{64}$$

$$\sigma_x = \frac{M * \frac{D}{2}}{\frac{\pi r^4}{64}}$$

$$\sigma_x = \frac{2.3 * 9.81 * 0.14 * \frac{0.016}{2}}{\frac{\pi * 0.008^4}{64}}$$

$$\sigma_x = 125.69 [MPa]$$

$$\sigma_y = 0 [Pa]$$

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J}$$

$$T = 75.537 [Nm] = 75.537 * 10^3 [Nmm]$$

$$r = \frac{d}{2} = \frac{16}{2} = 8 [mm]$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} = \frac{\pi * (16 mm)^4}{32} = 6433.98 [mm^4]$$

$$\tau_{xy} = \frac{384.71}{0.016^3}$$

$$\tau_{xy} = 93.92 [MPa]$$

$$\sigma' = (125.69^2 - 0 + 0 + 3 * 93.92^2)^{0.5}$$

$$\sigma' = 205.57 [MPa]$$

Finalmente, aplicando la formula del factor de seguridad propuesta por la teoría de Von Mises, se tiene el siguiente valor, el cual garantiza que la barra horizontal de la columna de dirección no va a fallar.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$\eta = \frac{320}{205.57}$$

$$\eta = 1.56$$

Análisis de la columna de dirección a fatiga (soporte de dirección)

A continuación, se lleva a cabo el análisis de la barra de acople (soporte de dirección), considerando que el sistema trabaja bajo fatiga.

- Factor de Superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de Temperatura K_d
- Factor de confiabilidad K_e
- Factor de Carga K_c
- Factor efectos diversos K_f

$$S_e = K_a * K_b * K_q * K_d * K_e * K_g * K_c * Se'$$

Donde el valor de Se' para este caso particular será:

$$Se' = 0.5 * S_{ut}$$

$$Se' = 0.5 * 385 = 192.5 [MPa]$$

Calculando los factores de seguridad, se tiene lo siguiente:

- Factor de superficie

Se emplea la siguiente fórmula, para los valores de “a” y “b”, los cuales intervienen en el factor.

$$a = 1.58 \rightarrow \text{para un acabado superficial Esmerilado}$$

$$b = -0.085 \rightarrow \text{para un acabado superficial Esmerilado}$$

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$K_a = 1.58 * 385^{-0.085} = 0.95$$

- Factor de Tamaño

Considerando un valor de diámetro de 22 [mm], se emplea la siguiente fórmula:

$$K_b = 1.24 (22)^{-0.107} = 0.89$$

- Factor de Carga

Considerando que la carga se transmite por fatiga a torsión y flexión, el factor de carga tiene un valor de:

$$K_C = 1$$

Este valor de carga se justifica debido a la presencia de esfuerzos combinados, los cuales genera un factor de calor a 1 (Budynas & Nisbett, 2019).

- Factor de Temperatura

Considerando un valor de temperatura alrededor de 20 °C, se obtiene un valor de factor:

$$K_d = 1$$

- Factor de Confiabilidad

Considerando un valor de confiabilidad del 95%, el valor del factor será:

$$K_e = 0.868$$

- Factor de efectos diversos

Debido a que no se presenta factores representativos que afecten al elemento, se usa valor de:

$$K_f = 1$$

Considerando todos los valores presentes, se obtiene:

$$S_e = 0.95 * 0.89 * 1 * 1 * 0.868 * 1 * 192.5 = 141.27 [MPa]$$

Esfuerzos fluctuantes en torsión

A continuación, se realiza los cálculos de los esfuerzos fluctuantes en torsión.

$$\tau_{max} = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

$$\tau_{max} = \frac{75.537 \cdot \left(\frac{0.016}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 0.016^4}{32}} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{min} = \frac{-75.537 \cdot \left(\frac{0.016}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 0.016^4}{32}} = -93.92 \text{ [MPa]}$$

Implementando la fórmula del cortante amplitud y medio:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau'_m = \frac{93.92 + (-93.92)}{2} = 0 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_{a'} = \frac{93.92 - (-93.92)}{2} = 93.92 \text{ [MPa]}$$

Calculando los esfuerzos fluctuantes de flexión, se tiene que:

$$\sigma_{max} = \frac{M * \frac{D}{2}}{\frac{\pi r^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{2.3 * 9.81 * 0.14 * \frac{0.016}{2}}{\frac{\pi * 0.008^4}{64}}$$

$$\sigma_{max} = 125.69 [MPa]$$

$$\sigma_{min} = 0MPa$$

Implementando la fórmula de esfuerzo amplitud y medio:

$$\sigma_a' = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a' = \frac{125.69 - 0}{2} = 62.85 [MPa]$$

$$\sigma_m' = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m' = \frac{125.69 + 0}{2} = 62.85 [MPa]$$

Empleando la fórmula de combinación de modos de falla, debido a la presencia de esfuerzo flexión y de torsión.

$$\sigma'_a = \left\{ \left[(K_f)_{flexión}(\sigma_a)_{flexión} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0.85} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión}(\tau_a)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

$$\sigma'_m = \left\{ \left[(K_f)_{flexión}(\sigma_m)_{flexión} + (K_f)_{axial}(\sigma_m)_{axial} \right]^2 + 3 \left[(K_{fs})_{torsión}(\tau_m)_{torsión} \right]^2 \right\}^{1/2}$$

Para el cálculo del concentrador de esfuerzos y sensibilidad de la muestra (K_f) es necesario tomar en cuenta la sensibilidad de la muesca, que en este caso particular es la conexión de la columna de dirección con la junta universal.

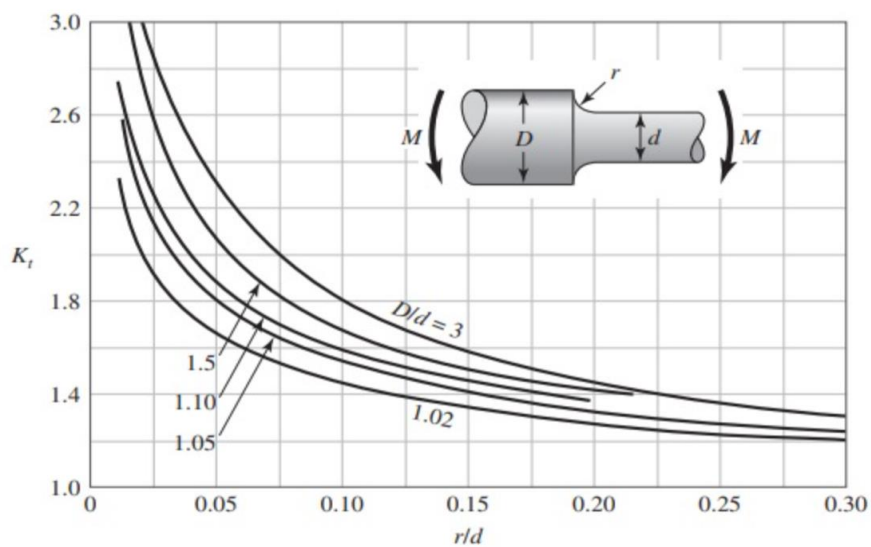


Figura 22. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo de flexión (Budynas & Nisbett, 2019).

Para obtener el valor (K_{fs}) existen varias graficas con factores teóricos de concentración de esfuerzos. Debido a que la columna está sometido a torsión se usa la siguiente grafica.

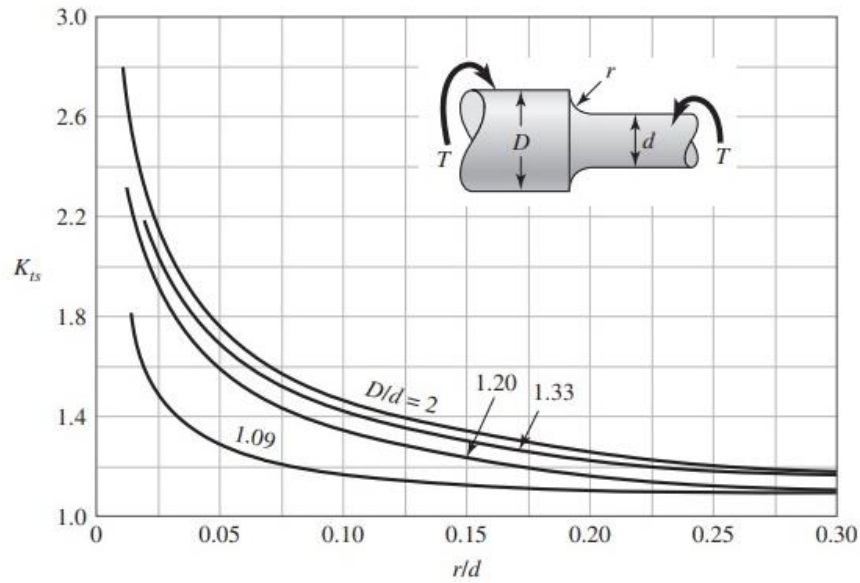


Figura 23. Gráfica de factores teóricos de concentración del esfuerzo de torsión (Budynas & Nisbett, 2019).

La D es el diámetro mayor que tendría la junta universal. Se seleccionó una junta con un diámetro externo de 26 [mm] siendo esta nuestra D. El valor del diámetro del soporte de dirección es de 16 [mm]. De esta manera, se tiene que:

$$\frac{D}{d} = \frac{26}{16} = 1.62$$

Para la relación de r/d se toma el caso más crítico que se encuentra en el libro de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley que es de 0.02 (Budynas & Nisbett, 2019).

Usando la gráfica se obtiene que el factor (K_t) = 2.6

Los mismos valores son usados para el caso de nuestro eje sometido a torsión, donde tenemos un valor de (K_{ts}) = 1.8

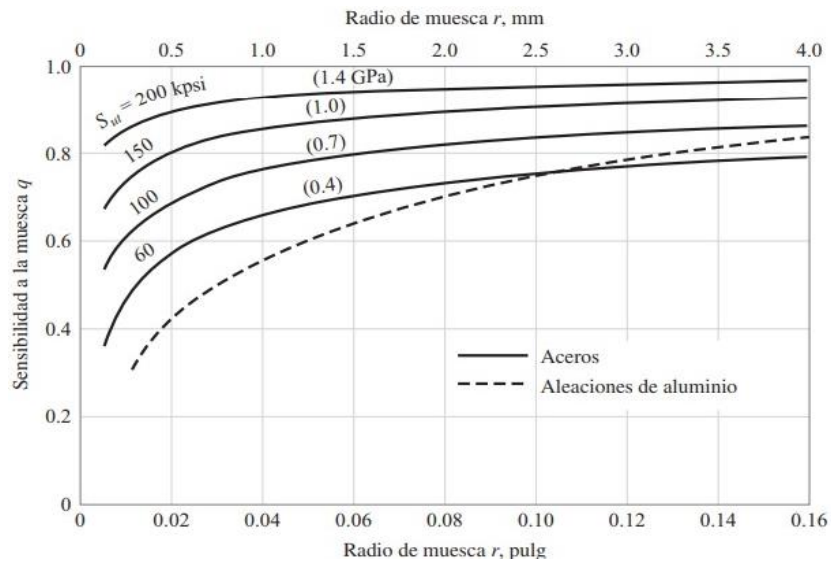


Figura 24. Sensibilidad de la muesca en el caso de acero sometido a flexión (Budynas & Nisbett, 2019)

Usando el mismo concepto del caso más crítico tenemos un radio de la muesca de 0.5 [mm] y un valor de $S_{ut} = 390$ [MPa]. Con ese valor usamos la gráfica de sensibilidad de la muestra para encontrar el valor de q, que es igual a 0.5.

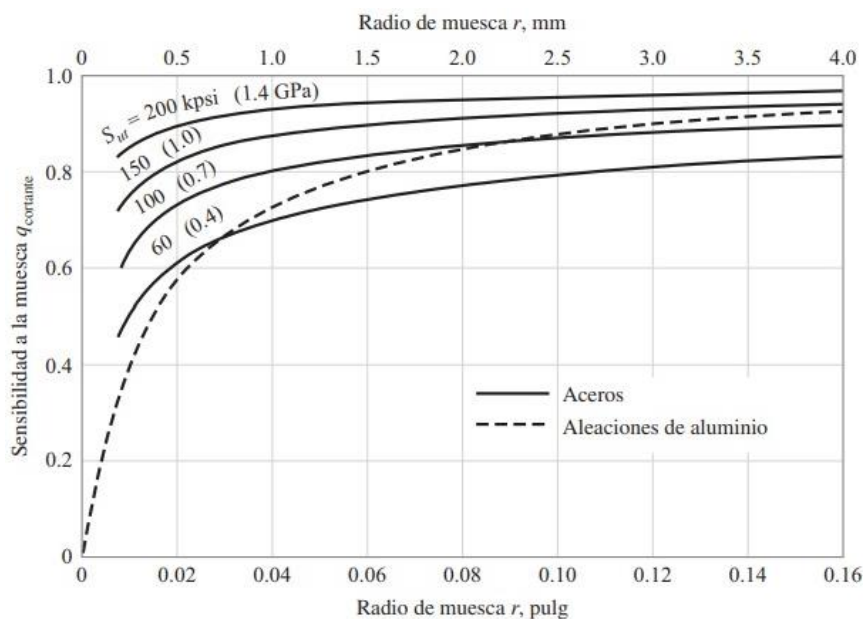


Figura 25. Sensibilidad de la muesca en el caso de acero sometido a torsión (Budynas & Nisbett, 2019).

El mismo procedimiento se usa para encontrar la q cuando está sometido el cuerpo a un esfuerzo cortando. Siendo la $(q_s) = 0.5$

Una vez obtenidos todos los factores es posible encontrar nuestro factor de sensibilidad para la muesca

$$K_f = 1 + 0.5(2.6 - 1) = 1.8$$

$$K_{fs} = 1 + 0.5(1.8 - 1) = 1.4$$

$$\sigma'_a = \{ [(1.8) * (62.85)]^2 + 3[1.6 * 93.92]^2 \}^{\frac{1}{2}} = 143.80 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma'_m = \{ [(1.8) * (62.85)]^2 + 3[1.6 * 0]^2 \}^{\frac{1}{2}} = 103.13 \text{ [MPa]}$$

Aplicando la fórmula de factor de seguridad para Von Misses:

$$\eta = \frac{S_Y}{\sigma_a + \sigma_m}$$

$$\eta = \frac{320}{143.80 + 103.13} = 1.29$$

2.1.1.1.1 Diagramas de cortante y momento

A continuación, se presenta los diagramas que reflejan los cálculos y resultados obtenidos de la barra de dirección:

Diagrama de cuerpo libre

A continuación, se presenta el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que soporta la barra horizontal de la columna de dirección.

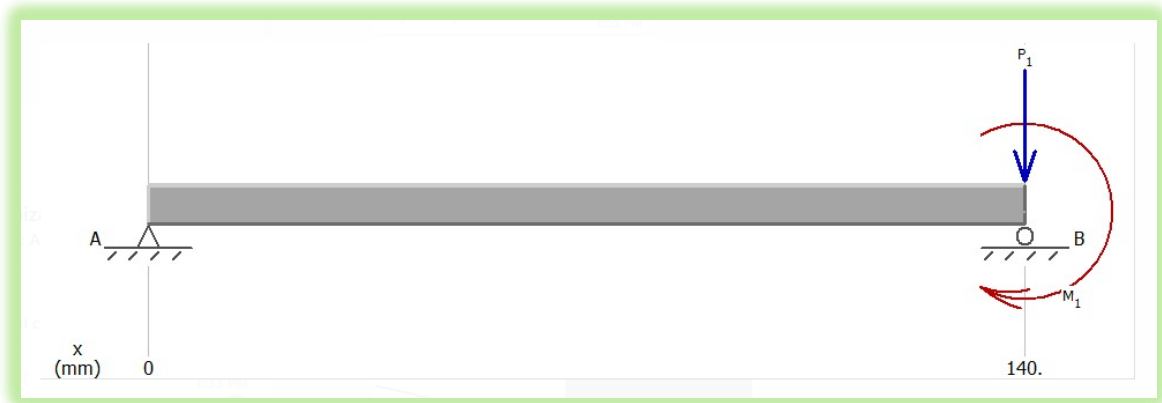


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre de la barra (MDSolids, 2022)

El diagrama de cuerpo libre muestra la distribución de fuerzas que existe en la barra, de esta forma, en el punto A se encuentra la barra acoplada a la junta universal, tomada como un apoyo para la barra, para el punto B se encuentra el volante, en donde existe una fuerza de momento producto del peso del volante y de las manos del conductor.

Diagrama de cortante

A continuación, se presenta el diagrama de cortante para la barra horizontal de la columna de dirección.



Figura 27. Diagrama cortante de la barra (MDSolids, 2022)

La figura anterior indica que la carga cortante será constante a lo largo de la barra, producto del peso del volante y el apoyo al que se encuentra la barra.

Diagrama de momento

A continuación, se presenta el diagrama de momento para la barra horizontal de la columna de dirección.

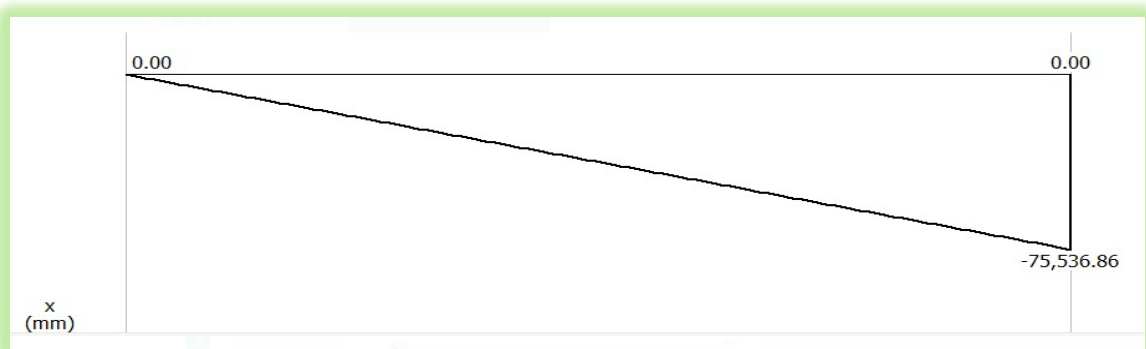


Figura 28. Diagrama de momento de la barra (MDSolids, 2022)

La gráfica de momentos que se representa anteriormente nos muestra que existe mayor momento en la sesión del volante debido a que existe una fuerza aplicada por el conductor.

3.2.2 Análisis de la caja de dirección del vehículo tipo fórmula SAE.

3.2.2.1 Selección de Caja de Dirección

Para el diseño del Sistema de dirección, se presenta la selección del elemento principal del sistema, como es la caja de dirección de tipo “piñón-cremallera”. Este elemento debe cumplir con la geometría presente en el chasis base, presentado anteriormente; donde de igual manera, se tiene las dimensiones disponibles para la instalación de la caja de dirección.

Al ser un elemento crítico en la funcionalidad del sistema, debe mantener unas especificaciones necesarias que pueda mantener una estabilidad en el movimiento transmitido en las llantas. De igual manera, se debe tener en consideración el espacio disponible en el chasis como estructura base de instalación; al igual que su geometría, la cual referencia los demás elementos del sistema de dirección, que deben mantener una cierta disposición. Al final, la caja de dirección es el elemento central que sirve como referencia para los demás elementos.

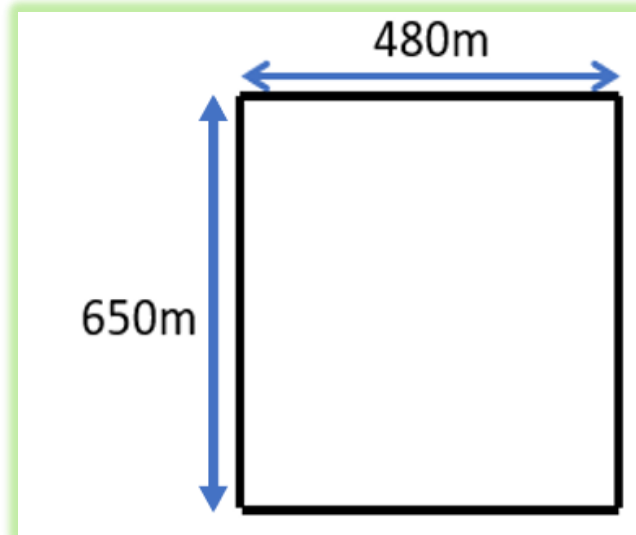


Figura 29. Dimensiones del chasis para ensamblar la caja de dirección

Tomando en consideración el gráfico, las medidas disponibles para la instalación de la caja de dirección es de 480 [mm] en el espacio horizontal. De igual manera, la geometría representativa en la gráfica referencia la composición principal que debe tener el componente para cumplir con una correcta colocación, que, a su vez, permita la conexión estable de los demás elementos.

Manteniendo una investigación continua, se halló tres dimensiones diferentes de cajas de direcciones disponibles para el caso particular, un primer caso se tiene una medida asciende a un valor de 320 [mm] , una segunda caja con un valor de 338 [mm] y finalmente un valor de 440 [mm]. Teniendo en consideración lo antes explicado, se seleccionará una caja de dirección con el valor de 338 [mm].



Figura 30. Caja de dirección – Sistema Piñón y cremallera (Ebay, 2022)

Teniendo seleccionado el elemento principal del Sistema de dirección, se procederá a calcular los elementos conectados de manera directa a la caja de dirección. En la siguiente figura, se muestra una representación del acople del sistema de dirección dentro del espacio frontal del chasis asignado para la caja de dirección.

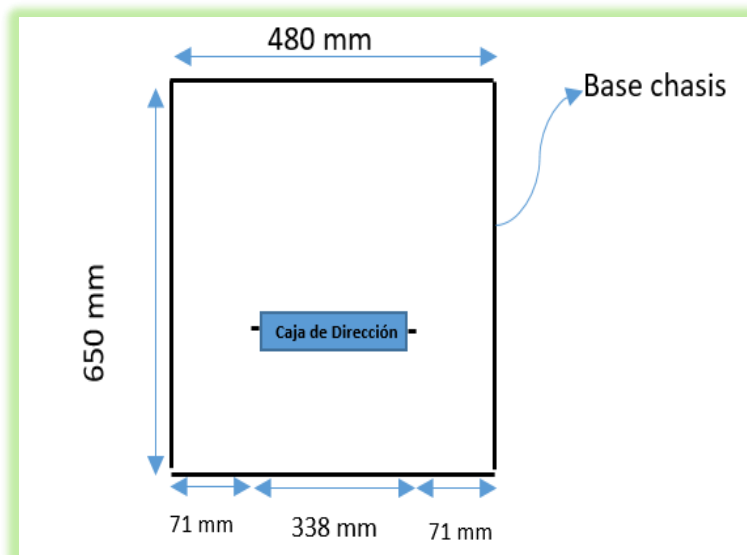


Figura 31. Geometría de la caja de dirección dentro de la parte frontal del chasis del monoplaza

3.2.3 Análisis de juntas empernadas

Para el sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE, se necesita emplear pernos en algunas secciones con la finalidad de garantizar estabilidad y soporte a la seguridad del sistema. Por ende, se ha optado por utilizar abrazaderas empernadas para la caja de dirección. De esta forma, se sigue el análisis del siguiente gráfico de juntas empernadas para las abrazaderas mencionadas.

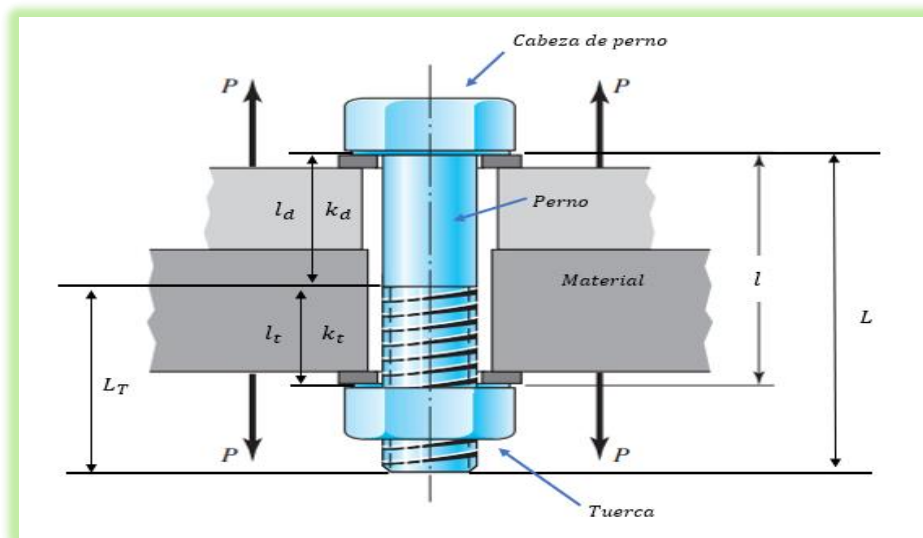


Figura 32. Juntas empernadas (Budynas & Nisbett, 2019).

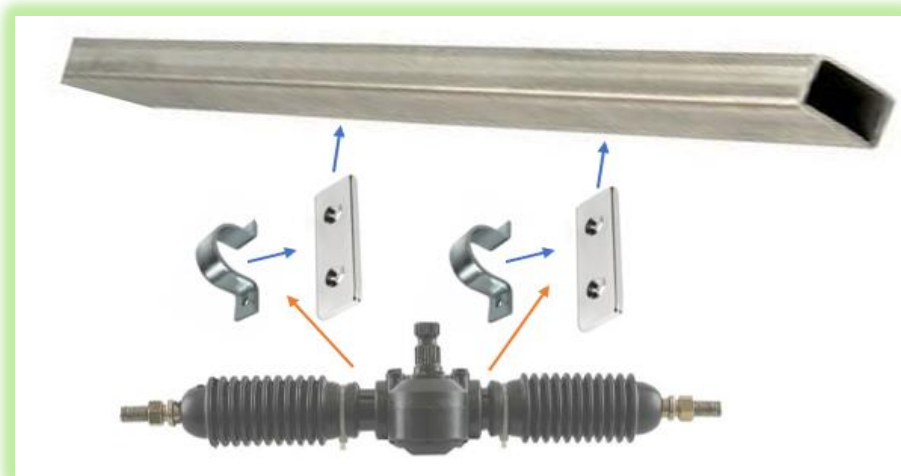


Figura 33. Abrazaderas empernadas para la caja de dirección

Como se puede apreciar en la figura 32, se tiene la representación gráfica de las juntas empernadas; las cuales son equivalentes a las juntas empleadas en las abrazaderas empernadas. De igual manera, se puede observar que existe una fuerza “P” que tiende a separar las juntas. Por ende, el porcentaje de esta fuerza/carga “P” que absorben tanto el perno como los materiales de la junta, dependen de la rigidez “k” de cada material. Por otro lado, se recomienda siempre el uso de arandelas puesto que, distribuyen de mejor manera los esfuerzos gracias a que se agranda el área de contacto.

Por otro lado, en la figura 33, se tiene la representación de las abrazaderas empernadas que se emplearán para dar un mejor acople y sujeción a la caja de dirección con respecto al chasis del monoplaza. Para ello, primero se utilizará un tubo de acero rectangular, el cual será soldado a la base del chasis y así servir como soporte para la caja de dirección. Además, a esta barra rectangular, se soldará dos placas de acero mediante las cuales irán sujetas las abrazaderas empernadas para dar un mejor ajuste y seguridad al sistema piñón-cremallera.

Cálculos

Para el análisis de las juntas empernadas, se tiene los siguientes datos:

- Espesor de los materiales es de $4.75 [mm] = 0.19 [in]$ para cada placa
- Material de las placas es Aluminio
- Junta no permanente
- Perno regular hexagonal grado 1 de acero 1/4 in – 18 UNF
- $P_{total} = 5 [kg] = 11.2 [lb]$
- $N_{pernos} = 4$

Para el análisis de juntas empernadas, se trabaja con un material de espesor 4.75 [mm] debido a que un espesor comercial para las juntas, fabricadas en aluminio. De igual forma, se trabaja con juntas no permanentes ya que las juntas podrán separarse cuando se suelte el perno. Por otro lado, se trabaja con pernos regulares de tipo hexagonal grado 1 de acero 1/4 in – 18 UNF debido a que las cargas que soportarán las juntas empernadas no serán muy grandes, además de que se cuenta con un espacio reducido para el montaje de las juntas. Se trabajará con un total de 4 pernos (2 pernos por cada junta empernada) y el valor de la carga total en los pernos será de 5 [kg], que corresponde al peso de la caja de dirección. Adicionalmente, se cuenta con una arandela por perno.

Rigidez del perno

Para empezar con el análisis de las juntas empernadas, se debe determinar la rigidez del perno. Para ello, se trabaja con las siguientes ecuaciones (Budynas & Nisbett, 2019):

- Rigidez del perno (sección sin roscar)

La rigidez del perno se la sección sin roscar está dada por la siguiente expresión:

$$k_d = \frac{A_d * E}{l_d}$$

En donde:

- $A_d \rightarrow$ es el área de la sección transversal del perno.
- $E \rightarrow$ es el módulo de elasticidad del perno.
- $l_d \rightarrow$ es la longitud del perno sin roscar.
- $k_d \rightarrow$ es la rigidez del perno se la sección sin roscar

El área de sección transversal, en base al diámetro mayor “ d ” del perno, es la siguiente:

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4} = \frac{\pi * \left(\frac{1}{4}\right)^2}{4} = 0.049 [in^2]$$

La longitud de la sección del perno sin roscar se determina de la siguiente forma:

$$l_d = L - L_T$$

En donde:

- l_d → es la longitud del perno sin roscar.
- L → es la longitud total del perno.
- L_T → es la longitud roscada del perno.

Por un lado, para hallar la longitud total (L) del perno, se debe considerar la siguiente expresión:

$$L = L_{materiales} + L_{arandelas} + L_{tuerca} + L_{hilos}$$

El valor de la longitud de las arandelas (0.065 [in]) y de la longitud de la tuerca (7/32 [in]) se obtuvieron de las tablas A-32 y A-31 (Budynas & Nisbett, 2019), respectivamente. Respecto a la longitud de los hilos, se refiere únicamente a los pasos del perno (sujetador roscado); para ello, se debe manejar correctamente la nomenclatura implementada tanto por el sistema métrico como por el sistema ingles unificado.

$$L = 2(0.19) + 1(0.065) + \frac{7}{32} + 2\left(\frac{1}{18}\right)$$

$$L = 0.75 [in]$$

Una vez que se calcule la longitud total del perno (L), en base a tabla A-17 (Budynas & Nisbett, 2019), se selecciona el valor adecuado para la longitud total del perno en base a medidas comerciales, tal y como se muestra a continuación.

$$L = 0.75 [in] \approx 0.80 [in]$$

Por otro lado, para hallar la longitud roscada (L_T) del perno, se debe considerar la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019), tomando en cuenta que para el análisis del caso se trabaja con sistema métrico:

Nomenclatura de pernos – Sistema Métrico

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in} & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in} & L > 6 \text{ in} \end{cases}$$

$$L_T = 2d + \frac{1}{4} = 2\left(\frac{1}{4}\right) + \frac{1}{4} = 0.75 [in]$$

De esta manera, la longitud de la sección del perno sin roscar es la siguiente:

$$l_d = L - L_T = 0.80 - 0.75 = 0.05 [in]$$

El módulo de elasticidad se obtiene a través de la tabla 8-8 (Budynas & Nisbett, 2019)

$$E = 30 * 10^3 [kpsi]$$

Finalmente, la rigidez del perno (sección sin roscar) es:

$$k_d = \frac{A_d * E}{l_d} = \frac{0.049 * (30 * 10^3)}{0.05} = 29400 \left[\frac{kip}{in} \right]$$

- Rigidez del perno (sección roscada)

La rigidez del perno se la sección roscada está dada por la siguiente expresión:

$$k_t = \frac{A_t * E}{l_t}$$

En donde:

- $A_t \rightarrow$ es el área de rosca métrica de paso grueso y paso fino.
- $E \rightarrow$ es el módulo de elasticidad del perno.
- $l_t \rightarrow$ es la longitud del perno roscado.
- $k_t \rightarrow$ es la rigidez del perno se la sección roscada.

La longitud roscada del perno se determina de la siguiente forma:

$$l_t = l - l_d = (L_{materiales} + L_{arandelas}) - l_d$$

En donde:

- l_t → es la longitud roscada del perno.
- l → es la longitud de los materiales más la longitud de las arandelas.
- l_d → es la longitud del perno sin roscar.

El valor de la longitud de las arandelas (0.065 [in]) se obtuvo de la tabla A-32 (Budynas & Nisbett, 2019). De esta manera, se tiene:

$$l_t = (L_{materiales} + L_{arandelas}) - l_d = (2(0.19) + 1(0.065)) - 0.05 = 0.395 \text{ [in]}$$

El área de rosca métrica de paso fino se obtiene de la tabla 8-2 (Budynas & Nisbett, 2019).

$$A_t = 0.0364 \text{ [in}^2\text{]}$$

De esta manera, la rigidez del perno se la sección roscada es la siguiente:

$$k_t = \frac{A_t * E}{l_t} = \frac{0.0364 * (30 * 10^3)}{0.395} = 2765 \left[\frac{\text{kip}}{\text{in}} \right]$$

Finalmente, una vez establecidas las ecuaciones para determinar la rigidez de las secciones con y sin roscar del perno, se tiene el siguiente cálculo para determinar la rigidez del perno como tal:

$$k_b = \frac{k_d * k_t}{k_d + k_t}$$

$$k_b = \frac{29400 * 2765}{29400 + 2765} = 2527.3 \left[\frac{kip}{in} \right]$$

Rigidez de los materiales

Para determinar la rigidez de los materiales, tomando en cuenta que el material de las juntas es el mismo ($E_1 = E_2$); además de que el espesor de las juntas es el mismo ($t_1 = t_2$), se trabaja con la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019):

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$$

En donde:

- $k_m \rightarrow$ es la rigidez total equivalente de los materiales.
- $E \rightarrow$ es el módulo de elasticidad del material.

- $d \rightarrow$ es el diámetro del perno
- $l \rightarrow$ es el agarre de la junta (solo considerando los materiales, no las arandelas)

El módulo de elasticidad se obtiene a través de la tabla 8-8 (Budynas & Nisbett, 2019)

$$E = 10.3 * 10^3 [kpsi]$$

De esta forma, se tiene el siguiente cálculo para el esfuerzo de los materiales:

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * l + 0.5 * d}{0.5774 * l + 2.5 * d} \right)}$$

$$k_m = \frac{0.5774 * \pi * (10.3 * 10^3) * \left(\frac{1}{4}\right)}{2 * \ln \left(5 * \frac{0.5774 * (0.19 + 0.19) + 0.5 * \left(\frac{1}{4}\right)}{0.5774 * (0.19 + 0.19) + 2.5 * \left(\frac{1}{4}\right)} \right)} = 3277.2 \left[\frac{kip}{in} \right]$$

Resistencia de los pernos

Para determinar la resistencia de los pernos, se trabaja con el esfuerzo de prueba (Proof Strength), el cual es el límite para considerar la falla del perno. Para ello, se puede emplear la siguiente aproximación o bien trabajar directamente con tablas (Budynas & Nisbett, 2019):

$$S_p \approx 0.85 * S_y$$

En donde:

- $S_p \rightarrow$ es el esfuerzo de prueba.

- $S_y \rightarrow$ es el esfuerzo de fluencia/cedencia.

De acuerdo con el diámetro mayor del perno, se tiene el siguiente valor del esfuerzo de prueba en base a la tabla 8-9 (Budynas & Nisbett, 2019):

$$S_p = 33 \text{ [kpsi]}$$

Otro parámetro importante es la constante de rigidez de la unión, la cual se determina mediante la siguiente expresión:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b}$$

En donde:

- $k_b \rightarrow$ es la rigidez del perno.
- $C \rightarrow$ es la rigidez de la unión.
- $k_m \rightarrow$ es la rigidez de los materiales.

De esta manera, se obtiene que:

$$C = \frac{k_b}{k_m + k_b} = \frac{2527.3}{3277.2 + 2527.3} = 0.435$$

Fuerza en los pernos

Para calcular el valor de las fuerzas en el perno, se utiliza la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019):

Fuerza total en el perno (Resultant bolt load):

$$F_b = C * P + F_i$$

En donde:

- C → es la rigidez de la unión.
- F_b → es la fuerza total en el perno.
- F_i → es la precarga.
- P → es la carga para cada perno.

Para determinar la carga en cada perno, se emplea la siguiente ecuación:

$$P = \frac{P_{max}}{N}$$

En donde:

- P_{max} → es la carga máxima aplicada a la unión.
- N → es el número de pernos.
- P → es la carga para cada perno

Para determinar el valor de la precarga, considerando que se tiene una junta no permanente, se tiene que:

$$F_i = 0.75 * F_p$$

En donde:

- $F_i \rightarrow$ es la precarga
- $F_p \rightarrow$ es la carga de prueba

Para determinar el valor de la carga de prueba, se tiene la siguiente expresión:

$$F_p = S_p * A_t$$

En donde:

- $A_t \rightarrow$ es el área de rosca métrica de paso grueso y paso fino.
- $S_p \rightarrow$ es el esfuerzo de prueba.
- $F_p \rightarrow$ es la carga de prueba

Por lo tanto:

$$F_p = S_p * A_t = 33 * 0.0364 = 1.2 [kip]$$

De esta manera, se tiene el siguiente valor para la precarga:

$$F_i = 0.75 * F_p = 0.75 * 1.2 = 0.9 [kip]$$

De esta manera, la fuerza total en el perno es la siguiente:

$$F_b = C * P + F_i = 0.435 * \left(\frac{11.2 * 10^{-3}}{4} \right) + 0.9 = 0.901 \text{ [kip]}$$

Esfuerzos en el perno

Para calcular los esfuerzos en el perno, se tiene la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019):

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t}$$

En donde:

- A_t → es el área de rosca métrica de paso grueso y paso fino.
- F_b → es la fuerza total en el perno.
- σ_b → es el esfuerzo en el perno.

Por lo tanto, se obtiene el siguiente valor:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_t} = \frac{0.901}{0.0364} = 24.75 \text{ [kpsi]}$$

Factor de seguridad

Para determinar los factores de seguridad, se tiene distintos casos (Budynas & Nisbett, 2019):

Factor de seguridad contra fluencia (no es conveniente usar este factor de seguridad)

$$\eta_P = \frac{S_p}{\sigma_b} \approx 1$$

En donde:

- σ_b → es el esfuerzo en el perno.
- S_p → es el esfuerzo de prueba.
- η_P → es el factor de seguridad contra fluencia.

Realizando el cálculo, se obtiene el siguiente valor para el factor de seguridad contra fluencia.:

$$\eta_P = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{33}{24.75} = 1.33$$

Factor de seguridad contra sobrecarga (se recomienda usar este factor de seguridad)

$$\eta_L = \frac{S_P * A_t - F_i}{C * P}$$

En donde:

- A_t → es el área de rosca métrica de paso grueso y paso fino.
- C → es la rigidez de la unión.
- P → es la carga para cada perno.
- F_i → es la precarga.

- $S_p \rightarrow$ es el esfuerzo de prueba.
- $\eta_L \rightarrow$ es el factor de seguridad contra sobrecarga.

Realizando el cálculo, se obtiene el siguiente valor para el factor de seguridad contra sobrecarga.:

$$\eta_L = \frac{S_P * A_t - F_i}{C * P} = \frac{33 * 0.0364 - 0.9}{0.435 * \left(\frac{11.2 * 10^{-3}}{4}\right)} = 24.7$$

Factor de seguridad contra separación de la unión

$$\eta_o = \frac{F_i}{(1 - C) * P}$$

En donde:

- $C \rightarrow$ es la rigidez de la unión.
- $P \rightarrow$ es la carga para cada perno.
- $F_i \rightarrow$ es la precarga.
- $\eta_o \rightarrow$ es el factor de seguridad contra separación de la unión.

Realizando el cálculo, se obtiene el siguiente valor para el factor de seguridad contra separación de la unión.:

$$\eta_o = \frac{F_i}{(1 - C) * P} = \frac{0.9}{(1 - 0.435) * \left(\frac{11.2 * 10^{-3}}{4}\right)} = 56.8$$

Torque de ajuste

Finalmente, se puede determinar el torque de ajuste para el perno, para ello, se trabaja con la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019):

$$T = K * F_i * d$$

En donde:

- $T \rightarrow$ es el torque de ajuste.
- $d \rightarrow$ es el diámetro mayor.
- $F_i \rightarrow$ es la precarga.
- $K \rightarrow$ es el factor de torque.

El valor del factor de torque se obtiene a través de la tabla 8-15 (Budynas & Nisbett, 2019), considerando el caso de perno lubricado.

$$K = 0.18$$

De esta manera, el torque de ajuste es el siguiente:

$$T = K * F_i * d = 0.18 * 0.9 * \frac{1}{4} = 0.0405 [kip * in]$$

3.2.4 Análisis del varillaje de dirección

Cálculo de tensión

Para el cálculo de la tensión ejercida sobre el varillaje, es necesario encontrar la fuerza máxima que se aplica sobre este componente. Para ello, se tiene que encontrar la fuerza de frenado a la que se somete el Formula SAE. Se asume el peso máximo (w) que puede tener un vehículo para esta competición que es de 300 [kg]. Se espera que nuestro automóvil alcance una aceleración (a) de 1.2 G. Las dimensiones tomadas del vehículo indican que la distancia entre pivotes (d) es de 1.22 [m]. El centro de gravedad (hcg) del formula esta elevado 0.5[m] del piso.

La carga aplicada a las varillas es proveniente de las fuerzas laterales a las que es sometido el vehículo al momento de entrar en una curva.

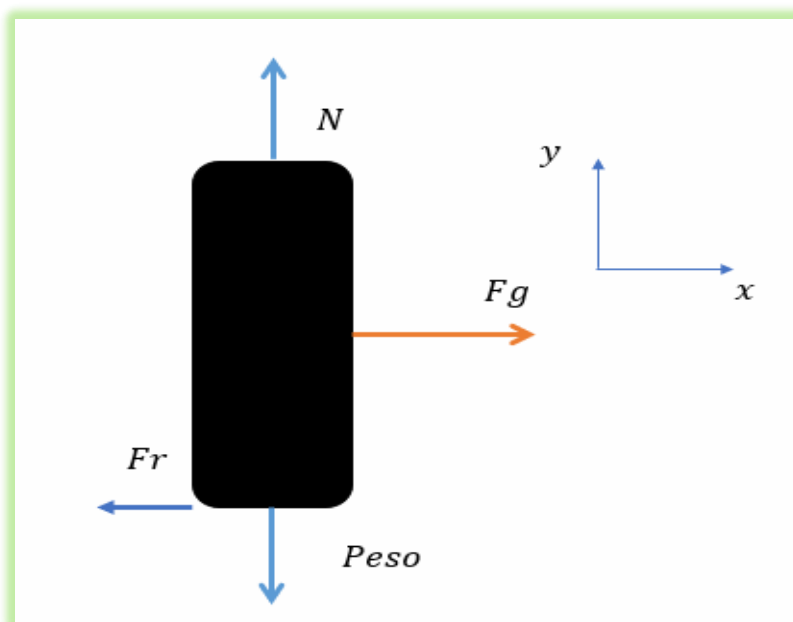


Figura 34. Diagrama de Cuerpo Libre del neumático al girar el volante con el monoplaza en estado de reposo

Como se puede apreciar en la figura 34, se analizó el caso más crítico, donde las llantas del vehículo se encuentran estáticas. Esto debido a que, existe la mayor cantidad de esfuerzo por parte del sistema de dirección al momento en que el piloto desea girar las llantas para curvar el vehículo. En este caso particular, el sistema de cuenta con la ayuda del motor, ni se encuentra en movimiento; de tal manera que se pueda vencer el coeficiente de fricción de una forma fácil.

Para encontrar la fuerza a la que está sometido un axial es necesario encontrar la fuerza resultante necesaria para girar un neumático cuando el vehículo está parado, siendo este el caso más crítico. No se toma en cuenta los momentos generados al instante de abrir o cerrar la llanta, ya que solo queremos estudiar la fuerza de tracción o compresión a la que está sometida el axial. Las otras cargas son casos críticos para los sistemas de transmisión.

Se tiene como datos que la masa del carro con piloto es de 370 [kg], una llanta R13 tiene una masa de 6.5 [kg], un factor de desmultiplicación de la caja de dirección 0.7, y el torque del volante 75.537 [Nm]. Además, el diámetro del volante es de 0.35 [m] y el diámetro del axial de dirección es de 14 [mm] (este diámetro se seleccionó en base al roscado de la caja de dirección, la cual se tenía previamente adquirida).

El peso del vehículo debe ser dividido para 4 para analizar un solo neumático

$$W_{carro} = \frac{370 [kg] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]}{4} = \frac{3629.7}{4} = 907.425 [N]$$

$$W_{llanta} = 6.5 [kg] * 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] = 63.765 [N]$$

$$W_t = 907.425 + 63.765 = 971.19 [N]$$

$$\sum F_y = 0$$

$$W = N$$

El coeficiente de fricción estático de un neumático de competición con terreno seco es de 0.9, por lo que la fuerza de fricción del vehículo sería lo siguiente.

$$F_r = \mu_s * N$$

$$F_r = 0.9 * 971.19 = 874.07 [N]$$

Para el caso de la fuerza usada para mover las llantas se debe tomar en cuenta que la caja de dirección tiene un factor de desmultiplicación de la fuerza. Por ende, se tiene lo siguiente:

$$F = \frac{T}{D_{volante}} = \frac{75.537 [Nm]}{0.35 [m]} = 215.82 [N]$$

$$F_g = 215.82 * 7 = 1510.74 [N]$$

La fuerza que comprime o somete a tracción el axial de dirección es la resultante entre estas dos fuerzas.

$$F = F_g - F_r$$

$$F = 1510.74 - 874.07 = 636.67 [N]$$

$$\sigma_x = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{\frac{\pi D_{axial}^2}{4}}$$

$$\sigma_x = \frac{636.67}{\frac{\pi * 0.014^2}{4}}$$

$$\sigma_x = 41.35 [MPa]$$

Por último, para el factor de seguridad, se tiene el siguiente análisis:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{210}{41.35} = 5.07$$

Como se puede apreciar, el factor de seguridad obtenido de 5.07 garantiza que las barras de dirección (axiales) van a resistir y no se van a romper a fatiga.

Definición de geometría

A continuación, se realiza una representación gráfica del sistema de varillaje, el cual se encontrará ubicado dentro de la parte frontal del chasis del vehículo tipo fórmula SAE.

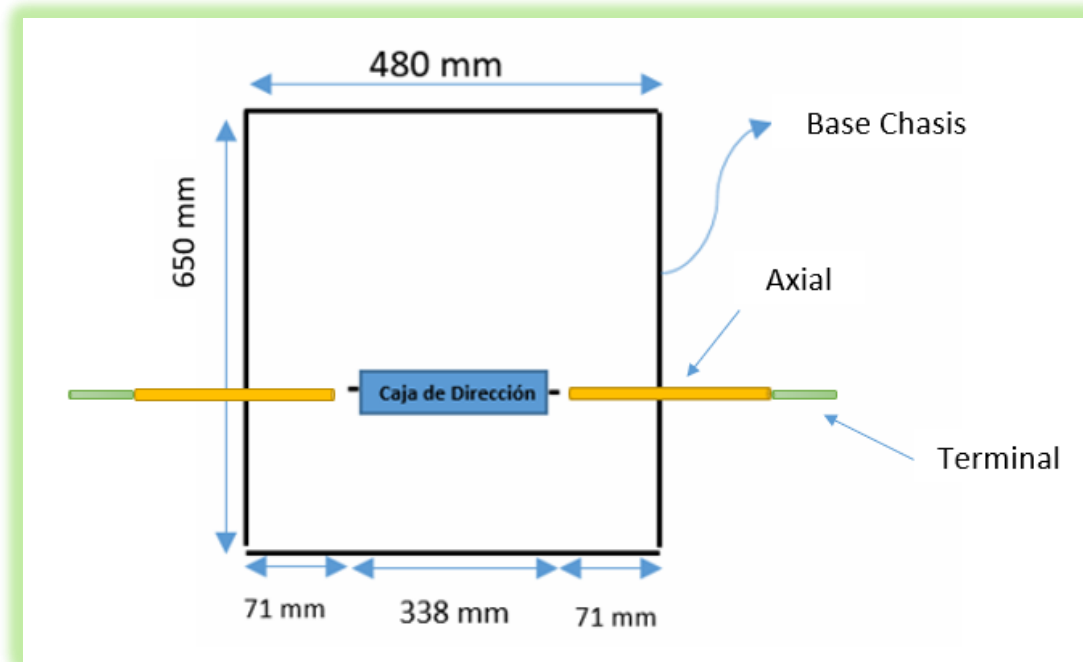


Figura 35. Disposición del sistema de varillaje en el chasis del monoplaza

3.2.5 Análisis de la Junta universal

Análisis de dimensiones

Se necesita una junta que sea capaz de conectar la rotación del volante con la columna de dirección. Las juntas cardan o universal son capaces de conectar dos ejes y transmitir su movimiento a través de todo el sistema. Debido a que ya se seleccionó previamente la caja de dirección para el monoplaza, se procede a elegir una junta universal que permita acoplar el tubo de la columna de dirección con respecto a la caja de dirección, el cual tiene un diámetro de 14 [mm].

3.2.6 Análisis de Rodamientos

Los rodamientos son elementos que soportan tanto cargas axiales (F_a) como cargas radiales (F_r). La vida de los rodamientos (Bearing Life) se la determina por medio de los Ciclos (L); en donde se puede encontrar datos y variables establecidos por el fabricante (Rating Life) o aquellos requerimientos que necesita el usuario (Desired life).

En el caso del rodamiento empleado para el sistema de dirección del monoplaza, se cuenta únicamente con cargas radiales. Por lo tanto, se tiene la siguiente representación gráfica de los del rodamiento en función de la fuerza radial ejercida sobre la columna de dirección.

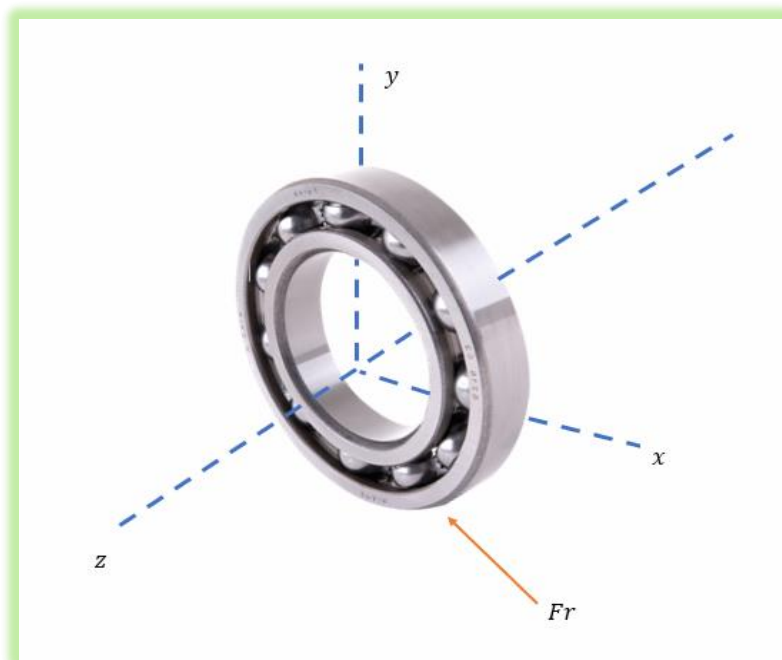


Figura 36. Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento – Vista isométrica



Figura 37. Fuerza radial aplicada sobre el rodamiento – Vista lateral

El “Rating Life” se lo puede expresar como L_{10} , el cual hace referencia a un valor de 10^6 ciclos para la vida del rodamiento, con una confiabilidad (Reliability) del 90%. Es decir, el número de revoluciones o ciclos para el cual el 90% de los rodamientos sobrevive, el 10% de los rodamientos presenta fallas. Por otro lado, la “Desired Life” se la puede expresar como L_D (Budynas & Nisbett, 2019).

Carga de catálogo definida por el fabricante

En función de los parámetros de Weibull, y considerando una confiabilidad entre 95 y 99%, se tiene la siguiente ecuación para la carga de catalogo definida por el fabricante (C_{10}): (Budynas & Nisbett, 2019):

$$C_{10} = a_f * F_D * \left(\frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

En donde:

- C_{10} → es la carga de catalogo definida por el fabricante.
- F_D → es la carga deseada.
- r_d → es la confiabilidad.
- X_D → es un múltiplo de “Desired life”.
- a_f → es el factor de aplicación.
- a → es una constante que depende del tipo de rodamiento.
- X_0, θ, b → son parámetros de Weibull dados por el fabricante.

El valor de la constante “ a ” tiene un valor de 3 cuando se trabaja con rodamiento de bolas; mientras que, cuando se trabaja con rodamientos de rodillos la constante “ a ” tiene un valor de 10/3.

Cálculos

Para el análisis de rodamientos, se tiene los siguientes datos:

- Fuerza radial → $F_r = 431.64 [N] = 97.04 [lbf]$
- Revoluciones por minuto → $n = 750 \text{ rpm}$
- Engranaje comercial, para máquinas de 8 horas de servicio que no siempre se utilizan plenamente.
- Parámetros de Weibull en base el fabricante #2.
- Reliability 95%.

La fuerza radial de 97.04 [lbf] corresponde a la fuerza que el piloto ejecuta para girar el volante del vehículo. Las revoluciones por minuto no se pueden determinar debido a que esto se debe evaluar al momento de la competición con el vehículo en funcionamiento. Sin embargo, se elige el caso más crítico de 750 rpm, propuesto por Javier Beramendi (Beramendi & Vanesa, 2013). Además, se emplea un engranaje comercial para máquinas de 8 horas de servicio que no siempre se utiliza plenamente debido a que es uno de los engranajes más comunes en la industria. De igual manera, para los parámetros de Weibull se asume los datos del fabricante #2 y se trabaja con una confiabilidad de 95%.

Tipo de rodamiento

Debido a que se tiene un rodamiento de bolas, el valor de la constante “ a ” tiene un valor de 3.

Parámetros de Weibull

Los parámetros de Weibull se obtienen a través de la tabla 11-6 (Beramendi & Vanesa, 2013):

$$X_0 = 0.02$$

$$\theta = 4.459$$

$$b = 1.483$$

Factor de aplicación

El factor de aplicación se obtiene a través de la tabla 11-5 (Budynas & Nisbett, 2019):

$$a_f = 1.3$$

Múltiplo de “Desired life”

Para determinar el múltiplo de “Desired life” X_D , se tiene la siguiente expresión (Budynas & Nisbett, 2019):

$$X_D = \frac{L_D}{L_R}$$

En donde:

- L_D → son los ciclos deseados (Desired)
- L_R → son los ciclos dados por el fabricante (Rated)
- X_D → es un múltiplo de “Desired life”.

El valor de L_R se lo obtiene a través de la tabla 11-6 (Budynas & Nisbett, 2019):

$$L_R = 1(10^6) \text{ [ciclos]}$$

El valor de L_D se calcula a través de la siguiente ecuación (Budynas & Nisbett, 2019):

$$L_D = 60 * n * Z$$

En donde:

- $L_D \rightarrow$ son los ciclos deseados (Desired)
- $n \rightarrow$ son las revoluciones por minuto (rpm)
- $Z \rightarrow$ es la vida del rodamiento (en horas)

El valor de Z se lo obtiene a partir de la tabla 11-4.

$$Z = 20000 \text{ [h]}$$

De esta manera, se tiene que:

$$L_D = 60 * n * Z = 60 * 750 * 20000 = 0.9 * 10^9 [\text{ciclos}]$$

Por lo tanto, el múltiplo de “Desired life” tiene el siguiente valor:

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{0.9 * 10^9}{1 * 10^6} = 900$$

Finalmente, el cálculo del valor de la carga de catálogo definida por el fabricante es el siguiente:

$$C_{10} = a_f * F_D * \left(\frac{X_D}{X_O + (\theta - X_O)(1 - R_D)^{\frac{1}{b}}} \right)^{\frac{1}{a}}$$

$$C_{10} = (1.3) * (97.04) * \left(\frac{900}{0.02 + (4.459 - 0.02)(1 - 0.95)^{\frac{1}{1.483}}} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1437.07 [lbf] * \frac{4.45 [N]}{1 [lbf]} = 6.39 [kN]$$

Selección de rodamiento en base al Catálogo

Por último, una vez que se obtiene el valor de la carga de catálogo definida por el fabricante C_{10} , se procede a seleccionar al rodamiento adecuado en base a los catálogos de rodamientos de la tabla 11-2 (Budynas & Nisbett, 2019). De esta forma, se tiene la siguiente selección para el rodamiento:

$$C_{10} = 6.89 [kN] \rightarrow \text{Deep Groove}$$

$$\text{Bore} = 12 [mm]$$

3.2.7 Soldadura

Debido a que para la construcción del sistema de dirección del vehículo tipo fórmula SAE se requiere soldar elementos determinados para brindar soporte y seguridad de dicho sistema respecto al chasis del monoplaza; se opta por implementar una soldadura de filete (Fillet Weld) debido a su rentabilidad y a su método de unión simple. Este tipo de soldadura es el más empleado dentro de la industria gracias a que la junta soldada puede tomar una forma plana, triangular, convexa o cóncava; dependiendo de la técnica y habilidad del soldador.

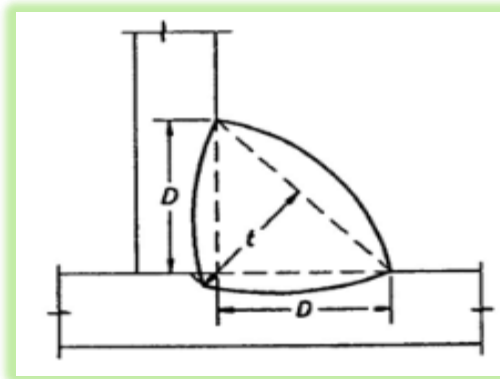


Figura 38. Soldadura de filete (Kobelco, 2022)

Para determinar la distancia entre la cara de la soldadura y la raíz de la soldadura; es decir, el grosor de la garganta, se tiene la siguiente representación gráfica del diagrama de cuerpo libre para el análisis de la junta soldada, propuesto por (Budynas & Nisbett, 2019).

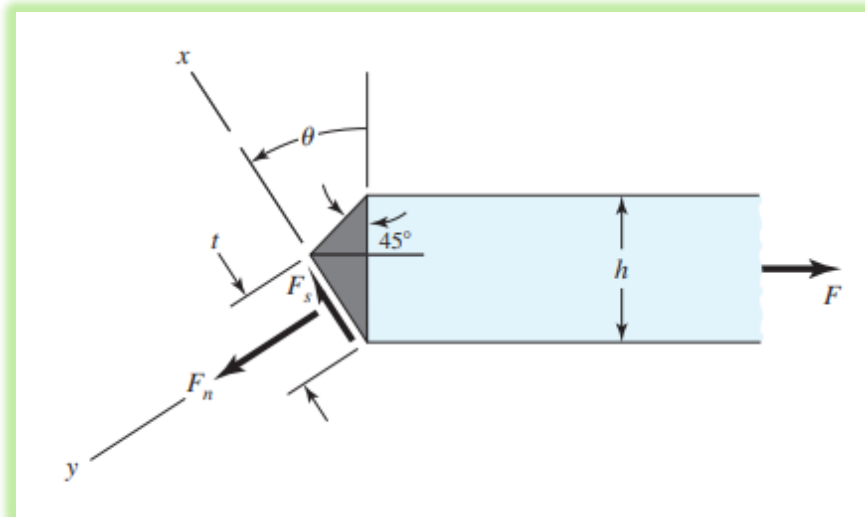


Figura 39. Diagrama de cuerpo libre Soldadura de Filete (Budynas & Nisbett, 2019)

De esta manera, se tiene la siguiente expresión para determinar el grosor de la garganta de la junta soldada:

$$t = \frac{h}{\cos\theta + \sin\theta}$$

En donde:

- $t \rightarrow$ es el grosor de la garganta de soldadura
- $h \rightarrow$ es el espesor de la placa soldada
- $\theta \rightarrow$ es el ángulo de separación de la placa

Todas las uniones que se realizaran en este sistema son uniones entre aceros, siendo de todas ellas la unión entre el perfil en L y el chasis la más crítica. Para calcular una garganta de soldadura adecuada para esta junta se considera que la placa tiene un espesor de 6.35 [mm], y se toma como el máximo ángulo al que se puede realizar una soldadura que es de 45°. Con estos valores procedemos a reemplazar en la ecuación, hallando el grosor que debería tener la garganta de soldadura.

$$t = \frac{6.35}{\cos(45) + \sin(45)}$$

$$t = 4.49 [mm]$$

No obstante, consultando con libros de soldadura, el grosor mínimo para la garganta debe ser de 5 [mm], lo cual se adecua bastante bien a nuestras necesidades.

3.3 Análisis de Riesgos

El análisis de riesgos es uno de los factores clave dentro del desarrollo del proyecto puesto que, debemos estar conscientes de los riesgos presentes para de esta forma tomar las acciones y decisiones adecuadas para evitar que el riesgo identificado afecte en la menor forma posible el desarrollo del proyecto.

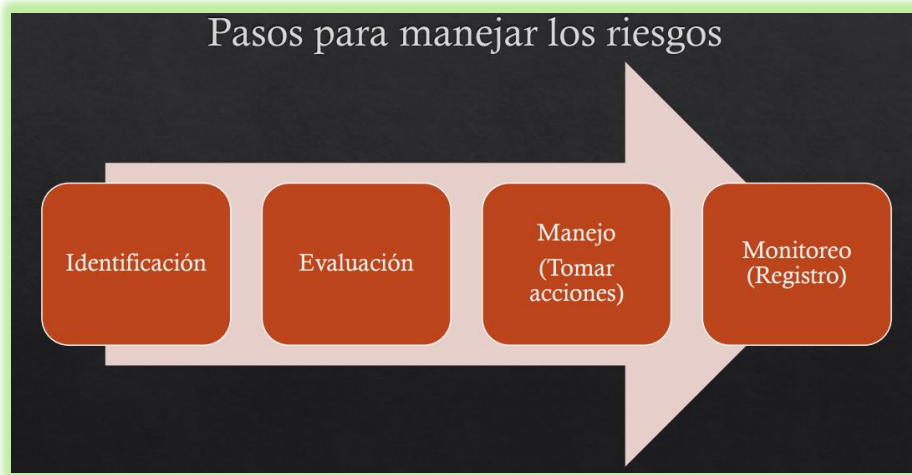


Figura 40. Pasos para el análisis de riesgos (Chiriboga, 2022)

Para el análisis de riesgos, se tiene cuatro pasos fundamentales, lo cuales son: identificar los riesgos; evaluar los riesgos; manejo y toma de decisiones para mitigar los riesgos; monitorio y control de los riesgos.

En el caso del proyecto de “diseño y construcción del sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula SAE”, se examinó los posibles riesgos en las diferentes etapas del proyecto tales como: requerimientos, alcance, objetivo, cronograma, presupuesto, calculo, diseño, simulaciones y construcción. De esta manera, se identificó los siguientes riesgos presentes en el proyecto, acorde a cada categoría.

- Riesgos técnicos:

- ✚ El torque calculado puede ser demasiado grande, causando que el piloto del monoplaza no pueda aplicar la fuerza necesaria para realizar el movimiento del volante.
- ✚ Las juntas empernadas puede que no soporten la fuerza de separación de los materiales, generando así un fallo en la abrazadera y quitándole seguridad a la sujeción de la caja de dirección con el chasis.
- ✚ El tipo de rodamientos seleccionados puede que no resistan las fuerzas aplicadas sobre el volante, generando así complicaciones para la sujeción y movimiento de la columna de dirección accionada por medio del volante.
- ✚ El cordón y tipo de soldadura seleccionada puede ser erróneo, ocasionando una mala fusión entre el material y el electrodo depositado para la soldadura de las piezas.
- ✚ Los valores obtenidos de forma manual pueden no coincidir con los valores generados a través de un software de simulación (CAD), ocasionando dificultades al momento de realizar la construcción del sistema de dirección.

- Riesgos operacionales:

- ✚ Falla de construcción del sistema de dirección del monoplaza debido al mal dimensionamiento y mala selección de componentes, como parte del factor humano.
- ✚ Esfuerzos adicionales no considerados durante la construcción del sistema de dirección, los cuales generen fallos estructurales en el sistema el momento de la

competencia, producto de la exigencia del circuito y de los movimientos realizados por el piloto.

- Riesgos económicos:

- ✚ El presupuesto designado para la construcción del sistema de dirección es limitado, lo cual puede generar complicaciones al momento de realizar la compra o importación de los elementos requeridos.

- ✚ Gastos adicionales no considerados que pueden surgir como producto de errores al momento de la construcción del sistema o a la adquisición de elementos extras que se requieren para el ensamble del sistema.

- Riesgos comerciales:

- ✚ La compra o importación de materia prima puede verse afectada debido a un retraso relacionado con temas de aduana o papeleo de los productos.

- ✚ Pérdida de los productos comprados en la aduana, generando así complicaciones para la construcción del sistema y un retraso en todo el proyecto.

- ✚ Adquisición de productos defectuosos debido a mala calidad y estafas, generando que el producto no cumpla con los parámetros requeridos para la construcción del sistema.

- Riesgos de manejo de recursos:

- ✚ No contar con el personal capacitado que brinde soporte y ayuda al momento del ensamblaje de los componentes del sistema de dirección, generando así un diseño defectuoso y poco seguro.

- ✚ Mala distribución de los recursos económicos para la compra de los productos requeridos para la construcción del sistema, ocasionando así malentendidos y discusiones dentro del grupo de trabajo.

- ✚ Problemas de fuerza mayor que impidan que uno o algunos miembros del grupo de trabajo no puedan trabajar y dedicar el tiempo necesario para el desarrollo del proyecto.

- Riesgos de seguridad:

- ✚ No contar con las herramientas, equipos e implementos de seguridad adecuado para una construcción segura del sistema de dirección del monoplaza, generando heridas, golpes o lastimados al trabajador.

- ✚ Manejo inadecuado de los equipos de construcción debido a la falta de conocimientos o mala capacitación sobre la forma correcta de utilizar los equipos, generando así daños no solo al personal, sino también a los equipos como tal.

- Riesgos ambientales:

- ✚ Mal manejo de los residuos generados a través de los procesos de manufactura y construcción, generando así contaminación tanto para el medio ambiente como para las personas a cargo de la construcción.

- Riesgos culturales:

- ✚ No hay riesgos culturales presentes en el desarrollo del proyecto

- Riesgos legales:

- ✚ Incumplimiento de pagos y trámites de importación debido a los impuestos de aduana, lo cual genera una retención de los productos adquiridos ya sea de forma permanente o legal.

- Riesgos políticos:

- ✚ No hay riesgos políticos presentes en el desarrollo del proyecto

Por otro lado, para la evaluación de riesgos, se empleará una escala de calificación de 1 a 5 tanto para el impacto como para la probabilidad de que suceda el riesgo; siendo 5 el caso más crítico mientras que 1 será el caso menos crítico.

De igual forma, para el manejo de riesgos, se toma en consideración acciones y alternativas factibles que permitan tomar decisiones para contrarrestar los riesgos identificados. Para ello, dentro de las posibles acciones más comunes se tiene: evitar, reducir, compartir, transferir, prepararse, postergar, asegurar y aceptar los riesgos.

Respecto a los lineamientos de evaluación para determinar la prioridad de los riesgos, se sigue la siguiente escala de calificación en base al impacto del riesgo analizado.

Tabla 11. Lineamientos de evaluación para establecer la prioridad de los riesgos

Riesgos Críticos	Mayores o Iguales a 20
Riesgos Medios	Mayores que 10 y menores que 20
Riesgos Bajos	Menores o Iguales a 10

A continuación, en las siguientes tablas, se realiza un análisis detallado para cada riesgo identificado. Por ende, se presenta una descripción de cada riesgo, la evaluación (prioridad) del riesgo, la persona o entidad responsable del monitoreo riesgo, el manejo del riesgo (decisión que se toma para contrarrestarlo), el estatus del riesgo y observaciones generales para dicho riesgo.

3.3.1 Matriz de registro y monitoreo de riesgos técnicos

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos técnicos.

Tabla 12. Análisis de Riesgos Técnicos

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Fallo del cálculo del torque, afectando al funcionamiento del volante.	5x3=15	Gabriel Cabezas	Reducir: Recalcular el torque ejercido en el sistema y verificar que los valores utilizados sean los apropiados para el caso particular.	Vigente	Retraso de tiempos establecidos del cronograma.
002	Mala elección de los componentes de la soldadura, generando una unión ineficiente.	5x2=10	Esteban Goyes	Transferir: subcontratar un especialista en soldadura para una correcta técnica que garantice la seguridad de la junta soldada.	Vigente	Costos adicionales. Retraso de tiempos establecidos del cronograma. Problemas de logística y transporte.
003	Mala elección de materiales para las juntas empernadas, generando fallos en el sistema.	5x2=10	Sebastián Arroyo	Prepararse: contar con repuestos adicionales de mayor resistencia mecánica.	Vigente	Aumento de costos. Danos en la caja de dirección. Fallo del funcionamiento de sistema de dirección.
005	Diferencia entre cálculos teóricos y experimentales, generando fallos de construcción.	4x2=8	Esteban Goyes	Compartir: cada integrante del equipo debe realizar las respectivas simulaciones para de esta manera intercambiar resultados y analizar variaciones en los resultados.	Vigente	Retraso de tiempos establecidos del cronograma.
004	Falla de selección del tipo de rodamiento, generando problemas de sujeción.	3x2=6	Walter Castañeda	Prepararse: contar con repuestos adicionales de mayor resistencia mecánica.	Vigente	Aumento de costos. Danos en la columna de dirección. Fallo del funcionamiento de sistema de dirección.

3.3.2 Matriz de registro y monitoreo de riesgos operacionales

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos operacionales.

Tabla 13. Análisis de Riesgos Operacionales

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Mal dimensionamiento y mala selección de componentes.	5x3=15	Walter Castañeda	Transferir: subcontratar un especialista en el diseño y construcción para asesoría en la manufactura.	Vigente	Costos adicionales. Retraso de tiempos establecidos del cronograma. Problemas de logística y transporte.
002	Aparición de esfuerzos adicionales, generando fallos estructurales.	4x3=12	Esteban Goyes	Prepararse: sobredimensionar los factores de seguridad y usar materiales más resistentes para tener mayor margen de error.	Vigente	Aumento en costos.

3.3.3 Matriz de registro y monitoreo de riesgos económicos

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos económicos.

Tabla 14. Análisis de Riesgos Económicos

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
002	Gastos adicionales no considerados que implican adquisición de elementos extras para el sistema.	3 x 5 = 15	Sebastián Arroyo	Prepararse: Tener fondos de reserva para cualquier gasto adicional.	Vigente	Aumento de costos y retraso en el cronograma.

001	Limitación del presupuesto designado, generando complicaciones de compra de componentes.	3x4=12	Walter Castañeda	Asegurarse: Investigar el costo del producto en varios proveedores y la fácil adquisición.	Vigente	Retraso en el cronograma y el aumento de costos.
-----	--	--------	------------------	--	---------	--

3.3.4 Matriz de registro y monitoreo de riesgos comerciales

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos comerciales.

Tabla 15. Análisis de Riesgos Comerciales

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Retraso en compras o importaciones debido a temas de aduana y papeleos.	5x3=15	Gabriel Cabezas	Prepararse: Tener un proveedor nacional en caso de que el producto se quede en aduana.	Vigente	Aumento del costo. Retraso en el cronograma.
002	Pérdida de los productos, generando retraso en el proyecto.	5x3=15	Esteban Goyes	Prepararse: Tener un proveedor nacional en caso de que el producto se quede en aduana.	Vigente	Aumento del costo. Retraso en el cronograma.
003	Adquisición de productos defectuosos, generando complicaciones respecto a los parámetros requeridos.	5x3=15	Sebastián Arroyo	Evitar: evitar comprar a proveedores de dudosa reputación. Hacer un buen análisis de vendedores para seleccionar el correcto.	Vigente	Aumento del costo. Retraso en el cronograma.

3.3.5 Matriz de registro y monitoreo de riesgos de manejo de recursos

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos de manejo de recursos.

Tabla 16. Análisis de Riesgos de Manejo de Recursos

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
003	Complicaciones en el factor humano que impidan la de algún integrante del proyecto.	5x3=15	Walter Castañeda	Prepararse: Diseñar el cronograma de tal manera que presente tiempos adicionales, los cuales permitan completar las actividades con menos cantidad de integrantes.	Vigente	Inversión del tiempo de los integrantes del grupo, para realizar una mayor cantidad de actividades.
002	Mala distribución de los recursos económicos, generando retardo y conflictos en la construcción del sistema.	4x3=12	Esteban Goyes	Prepararse: establecer reuniones continuas entre los miembros del grupo, para establecer los recursos económicos de manera clara y en consenso de todos.	Vigente	inversión del tiempo de los integrantes del grupo, para realizar una mayor cantidad de actividades.
001	Falta de personal capacitado, generando fallas en la construcción del sistema.	3x2=6	Gabriel Cabezas	Prepararse: Buscar la manera de capacitarse para poder realizar la construcción con los recursos dentro del equipo. Adicional, consultar con expertos de la construcción en sistemas dirección.	Vigente	Aumento del costo. Retraso en el cronograma.

3.3.6 Matriz de registro y monitoreo de riesgos de seguridad

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos de seguridad.

Tabla 17. Análisis de Riesgos de Seguridad

Código	Descripción	Prioridad = Impacto x Probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
002	Manejo inadecuado de los equipos de construcción generando daños al personal y el equipo.	4x4=16	Esteban Goyes	Transferir: subcontratar un especialista en el diseño y construcción para asesoría en la manufactura.	Vigente	Aumento de costos.
001	Insuficiencia de herramientas y equipos de seguridad, ocasionando daños al operador.	3x4=12	Gabriel Cabezas	Transferir: Contratar a un especialista que disponga de los equipos e implementos a utilizar para la construcción.	Vigente	Aumento de costos.

3.3.7 Matriz de registro y monitoreo de riesgos ambientales

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos ambientales

Tabla 18. Análisis de Riesgos Ambientales

Código	Descripción	Prioridad = Impacto x Probabilidad	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Mal manejo de los residuos, generando contaminación ambiental.	4x5=20	Todos los miembros del grupo	Reducir: requerir equipo de protección personal y asignar una zona de trabajo segura para realizar las operaciones de manufactura y	Vigente	Indicar los riesgos presentes y los equipos de seguridad requeridos para las operaciones respectivas. Aumento de costos.

				construcción respectivas. De tal manera, que se genere una protección al medio ambiente a los encargados de la construcción.		
--	--	--	--	--	--	--

3.3.8 Matriz de registro y monitoreo de riesgos legales

A continuación, se presenta la matriz de registro y monitoreo para los riesgos legales.

Tabla 19. Análisis de Riesgos Legales

Código	Descripción	<i>Prioridad = Impacto x Probabilidad</i>	Responsable	Decisión tomada	Estatus	Observaciones
001	Incumplimiento de pagos y trámites de importación, generando problemas con la adquisición del producto.	5x4 =20	Walter Castañeda	Transferir: Solicitar a almacenes que realizan la importación de este producto para la fácil adquisición	Vigente	Aumento de costos

3.4 Experimento de la ingeniería para verificación

3.4.1 Protocolo de Pruebas

El objetivo del protocolo de pruebas es recolectar las evidencias que verifican que el sistema de dirección del FSAE satisfaga los requisitos solicitados por la misma. En el que se realiza un listado de los elementos que se verificarán, métodos de verificación y presentación del resultado que muestre el cumplimiento y aprobación del funcionamiento del sistema.

3.4.1.1 Especificación de pruebas de funcionamiento

El protocolo de pruebas se diseñó con el objetivo de que se compruebe el funcionamiento del sistema de dirección cuando este en operación. Además, de que tenga que cumplir con los requisitos propuestos por la Fórmula SAE para las respectivas competiciones.

3.4.1.2 Descripción de los parámetros de verificación

- **Seguridad:**

Necesidad de un correcto funcionamiento de los componentes durante varios periodos de operación. Además de una correcta estabilidad y fijación en caso de presentar un accidente, que pueda afectar al conductor.

- **Maniobrabilidad:**

Facilidad para realizar giros y contra volanteo por parte del piloto que conduzca el monoplaza.

- **Precisión:**

Capacidad de la caja de dirección de mantener el ángulo de giro a pesar del movimiento del monoplaza.

- **Reversibilidad:**

Capacidad del sistema de dirección que permite una menor o mayor transición del movimiento de los neumáticos hacia el volante. Es decir, es la propiedad del sistema para transmitir la sensación del terreno al piloto.

- **Comodidad/ Ergonomía**

Distribución de los elementos y componentes del sistema de dirección dentro del monoplaza que permite que el piloto se encuentre cómodo dentro de la cabina (habitáculo del vehículo).

- **Ángulo de giro:**

Alcance de un cierto ángulo de las ruedas con respecto a la posición original después de girar el volante para completar una vuelta. Además, con respecto a las reglas establecidas por la Fórmula SAE, el automóvil tiene que formar lo más cercano a un ovalo o un círculo al momento de girar el volante, de tal forma que, la rueda interna debe tener un ángulo de giro cuyo radio sea menor en comparación al radio de giro de la rueda externa.

- **Holguras en el sistema (Cremallera, Volante, Terminales, barra de dirección):**

Los componentes del sistema de dirección deben tener una correcta fijación entre todo el conjunto y el respectivo acople al chasis del vehículo, de tal forma que, la existencia de holguras entre las uniones de las piezas sea mínima o la suma de todas las

holguras no sobrepase los 7 grados que especifica los requisitos de la Fórmula SAE, especialmente para el juego del volante.

3.4.1.3 Método de verificación

- **Seguridad:**

Se realizará varios ensayos bruscos al sistema en un recorrido pequeño. Al final del recorrido se observará si las piezas ceden entre las uniones o si estas presentan algún tipo de fisura. De igual manera, se realiza una revisión de los componentes que se soldaron, para de esta manera, verificar si los hilos de soldadura presentan porosidades o agrietamientos.

- **Maniobrabilidad:**

Para verificar la maniobrabilidad del sistema de dirección, se va a recorrer un pequeño circuito que este conformado por curvas y un terreno inclinado, para de esta manera, comprobar la facilidad de giro que tiene el sistema. De igual forma, se pone en prueba la facilidad que tiene el volante para girar cuando el vehículo se encuentra estático. Para ello, se trabaja con pesos que permitirán determinar la fuerza mínima necesaria que se necesita para poder girar el volante y de esta manera cumplir con los parámetros de la fuerza requerida empleados en la sección de los cálculos.

- **Precisión:**

La precisión del sistema de dirección se medirá por medio del avance del monoplaza a través del recorrido por una línea trazada en el piso, la cual representa una curva dentro del circuito.

- **Reversibilidad:**

Para comprobar la reversibilidad del sistema de dirección, se realizará el manejo del vehículo en dos tipos de terreno: el primero, en un terreno plano; y el segundo, en un terreno irregular. De esta manera, se obtendrá la verificación de la transmisión de irregularidades del piso hacia el volante del vehículo.

- **Comodidad/ Ergonomía**

Se simulará una situación en la que dentro del habitáculo se encuentre un asiento con una persona del tamaño que sugiere la FSAE. Para ello, se comprobará que la persona que se encuentre dentro del espacio designado para el piloto del monoplaza cuente con una posición cómoda y segura, además de que ninguna de sus extremidades se encuentre por fuera del habitáculo.

- **Ángulo de giro:**

La cuantificación del ángulo de giro se realizará trazando una línea referencial en el piso cuando el sistema se encuentre en su posición original y luego se procederá a girar el volante para obtener el resultado del valor del ángulo de giro. Para ello, se realiza giros del volante en ambas direcciones (izquierda y derecha).

- **Holguras en el sistema (Cremallera, Volante, Terminales, barra de dirección):**

Para comprobar las holguras del sistema de dirección se analizará cada pieza del sistema por separado, en el que se probará el juego de cada elemento y al final verificar que la suma de todos los juegos no supere el valor que indica las reglas de la FSAE. Dentro de esta sesión también se tiene que revisar el juego del volante puesto que, es uno de los elementos críticos dentro de esta sección. Para ello, el juego del volante se hace por medio de una marca como línea referencial en el volante cuando el sistema se

encuentre en su posición original, luego se procederá a girar el volante y se medirá el ángulo hasta antes de producir un movimiento en las ruedas.

3.5 Plan de pruebas del prototipo

Continuando con el protocolo, se presentan las evidencias recolectadas para los parámetros de verificación previamente mencionados mediante los cuales se determina si el sistema de dirección del FSAE satisface o no los requisitos planteados por la fórmula SAE.

3.5.1 Proceso de verificaciones:

- **Seguridad:**

En la siguiente figura, se muestra la evidencia de los ensayos bruscos (giros bruscos en ambas direcciones) realizados al sistema de dirección. De esta forma se verifica si luego de los ensayos las piezas ceden entre las uniones o si estas presentan algún tipo de fisura.



Figura 41. Prueba de seguridad – Giro de volante del vehículo (USFQ, 2022)

De igual forma, en la siguiente figura se presenta la evidencia de revisión e inspección de los componentes que se soldaron al chasis del vehículo, para de esta manera, verificar si los hilos de soldadura presentan porosidades o agrietamientos.



Figura 42. Prueba de seguridad – Inspección de elementos soldados en el chasis (USFQ, 2022)

- **Maniobrabilidad:**

En las siguientes figuras, se presenta la evidencia de las pruebas de maniobrabilidad del sistema, para lo cual se recorrió un pequeño circuito conformado por curvas y un terreno inclinado.



Figura 43. Prueba de maniobrabilidad – Avance en línea recta (USFQ, 2022)



Figura 44. Prueba de maniobrabilidad – Avance con giro a la izquierda (USFQ, 2022)



Figura 45. Prueba de maniobrabilidad – Avance con giro a la derecha (USFQ, 2022)



Figura 46. Prueba de maniobrabilidad – Avance en terreno inclinado (USFQ, 2022)

De igual manera, en la siguiente figura se presenta la evidencia de la prueba de maniobrabilidad del sistema, para lo cual se trabajó con pesos que permitieron verificar la facilidad del volante para girar cuando el vehículo se encuentra estático, obteniendo así la fuerza mínima necesaria para el giro del mismo.



Figura 47. Prueba de maniobrabilidad – Fuerza mínima requerida para girar el volante (USFQ, 2022)

- **Precisión:**

En la siguiente figura, se presenta la evidencia de la prueba de precisión del sistema. Para ello, se puso en marcha el vehículo a través de una línea trazada en el piso, la cual representa una curva dentro del circuito.

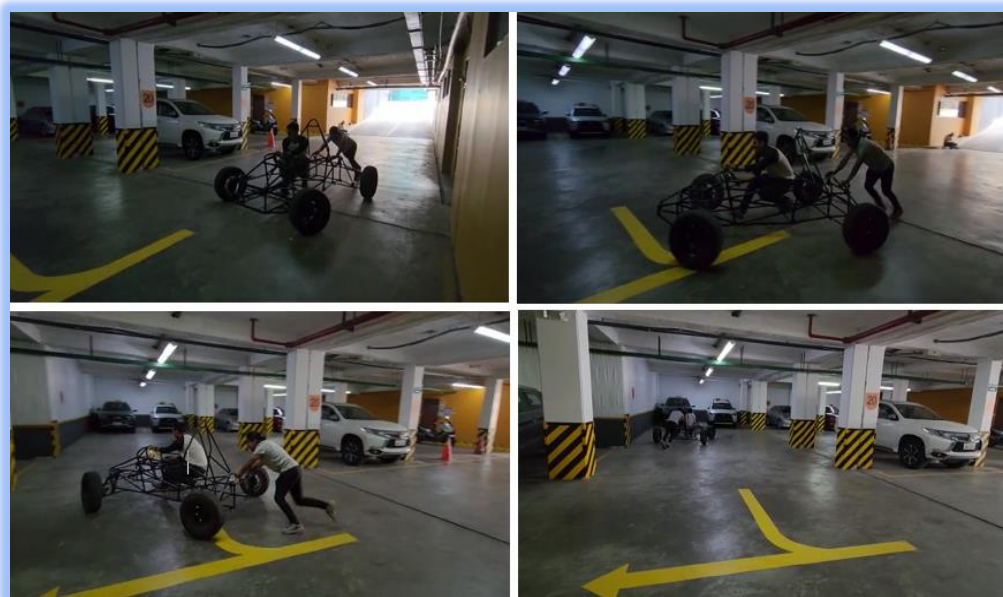


Figura 48. Prueba de precisión – Avance en curva dentro del circuito (USFQ, 2022)

- **Reversibilidad:**

En la siguiente figura, se presenta la evidencia para la prueba de reversibilidad del sistema. Para ello, se llevó a cabo el manejo del vehículo tanto en un terreno plano como en un terreno irregular.

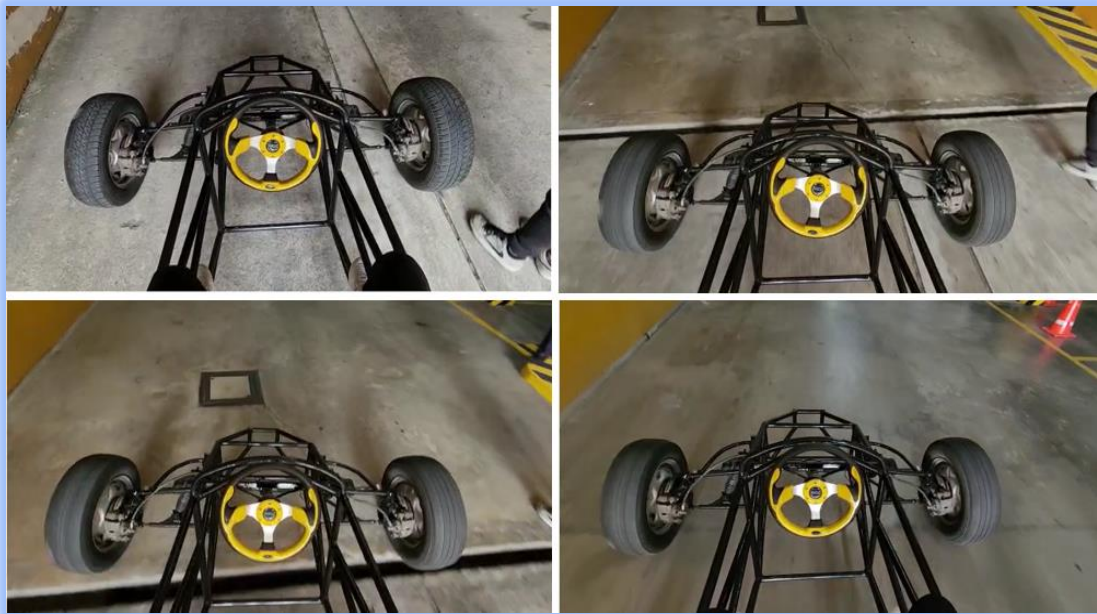


Figura 49. Prueba de reversibilidad – Avance del vehículo en terreno plano e irregular (USFQ, 2022)

- **Comodidad/ Ergonomía**

A continuación, en las siguientes figuras se muestra las pruebas de comodidad/ergonomía dentro del sistema. Para ello, se simuló una situación en la que dentro del habitáculo se encuentre un asiento con una persona del tamaño que sugiere la FSAE.



Figura 50. Prueba de comodidad/ergonomía – Piloto dentro del habitáculo del vehículo tipo FSAE (USFQ, 2022)

- **Ángulo de giro:**

En la siguiente figura se muestra las pruebas realizadas para comprobar el ángulo de giro de las ruedas del vehículo. Para ello, se realizó líneas referenciales con los neumáticos en posición original (recta) para posteriormente trazar las líneas respecto al giro de las ruedas ejercido al mover el volante; de esta forma se obtuvo un triángulo para así determinar el ángulo de giro.

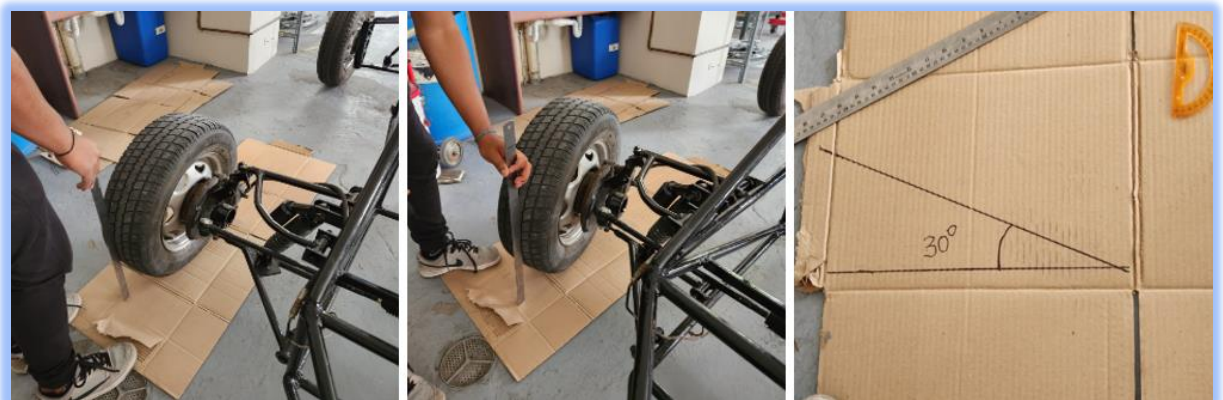


Figura 51. Prueba de ángulo de giro – Neumático derecho del monoplaza FSAE (USFQ, 2022)

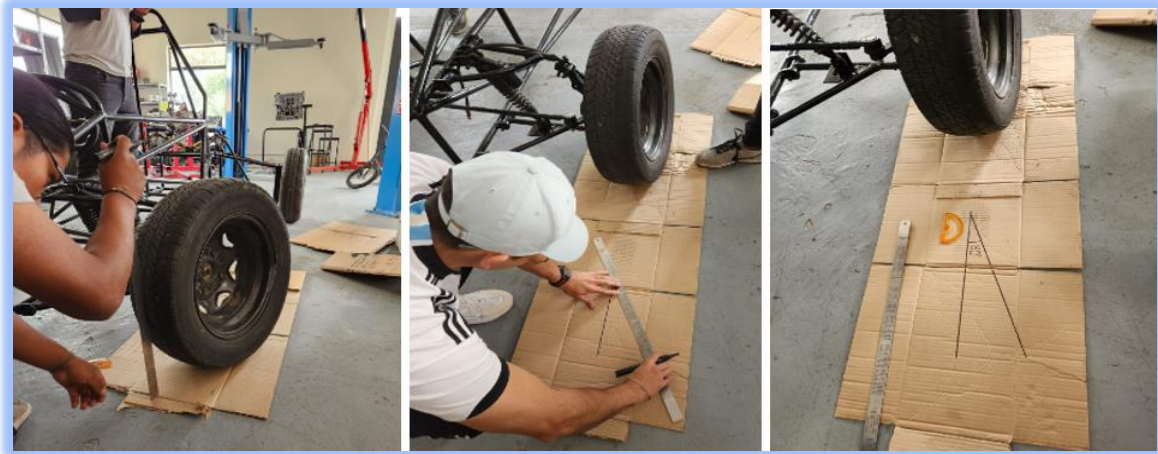


Figura 52. Prueba de ángulo de giro – Neumático izquierdo del monoplace FSAE (USFQ, 2022)

- **Holguras en el sistema (Cremallera, Volante, Terminales, barra de dirección):**

En las siguientes figuras, se presenta las evidencias para las pruebas de holguras dentro del sistema. Para ello, se inspeccionó cada uno de los elementos del sistema de dirección para verificar la presencia holguras. De igual manera, se inspeccionó el juego del volante realizando una línea referencial con el volante en su posición original, para posteriormente, girar el volante y se medir el ángulo hasta antes de que produzca un movimiento en las ruedas del vehículo.



Figura 53. Prueba de holguras en el sistema – Inspección de los elementos (USFQ, 2022)



Figura 54. Prueba de holguras en el sistema – Juego del volante (USFQ, 2022)

3.5.2 Resultados de las pruebas de verificación

A continuación, en la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos luego de realizar el proceso de verificación para cada uno de los parámetros analizados.

Tabla 20. Resultados de las pruebas de verificación del sistema de dirección

Actividad	Resultado	Estado
Seguridad	Luego de someter el sistema a una cantidad considerable de ciclos, los componentes no sufrieron ningún tipo de fractura o daño característico. La prueba fue ejecutada en múltiples escenarios, ejerciendo fuerza en el volante en las ambas direcciones; tratando de ejemplificar los factores en una carrera real.	Aprobado SI (X) NO ()
Maniobrabilidad	A través de la conducción del monoplaza en un pequeño circuito con varias curvas, se pudo comprobar que el volante presenta una facilidad en la realización de giros, lo que permite al piloto la mayor comodidad para completar el circuito. Además, la colocación de pesos en el volante, permiten identificar que no es necesario aplicar una fuerza mayor a 98 [N] (10 [kg]) en cada mano, para lograr un movimiento fluido del volante.	Aprobado SI (X) NO ()
Precisión	El monoplaza presenta la capacidad de seguir una trayectoria definida en un circuito, sin tener mayores complicaciones.	Aprobado SI (X) NO ()
Reversibilidad	La presencia de terrenos superficiales diferentes, permitieron identificar la transmisión adecuado del movimiento al sistema de dirección. Al presentarse un cambio de terreno, el volante presenta una vibración característica que confirma la presencia de una buena transmisión al sistema de dirección	Aprobado SI (X) NO ()

Comodidad/ Ergonomía	Al utilizar un sujeto de prueba para ejemplificar un caso real de un piloto en competencia. Se permitió observar la comodidad que presenta el sistema de dirección, al no tener problemas para alcanzar el volante y estar de manera correcta en la cabina del piloto.	Aprobado SI (X) NO ()
Ángulo de Giro	La medición de los ángulos presentes en las ruedas, permiten observar la obtención de un valor de 30° en ambas ruedas, a la vez que giran en diferentes direcciones. Esto permite determinar que existe una correcta calibración de la caja de dirección.	Aprobado SI (X) NO ()
Holguras del sistema	A través de las mediciones correspondientes, se pudo determinar que el ángulo de juego en los componentes es de 4°; lo que cumple con las reglas oficiales de la SAE, donde se requiere un valor menor a 7°.	Aprobado SI (X) NO ()

3.6 Seguridad a través del diseño

3.6.1 Simulaciones

En esta sección, se presenta el resultado de las simulaciones realizadas a los componentes del sistema de dirección. Por este motivo, para comprobar que el sistema es seguro, se tomó dos componentes que están constantemente sometidos a esfuerzos al momento de accionar el sistema de dirección, razón por la cual se les considera como los elementos más críticos en el sistema.

3.6.1.1 Columna de dirección

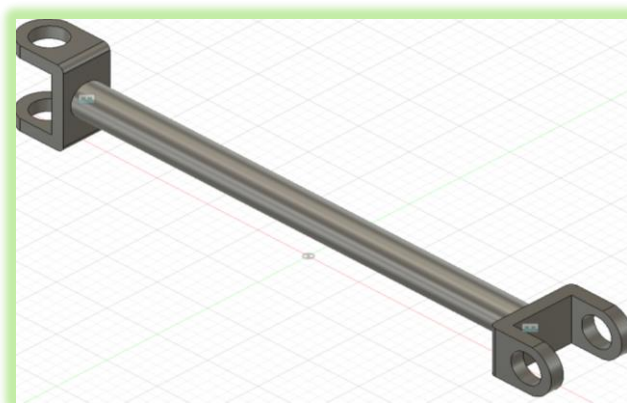


Figura 55. Diseño CAD de la columna de dirección

En la figura 55, se presenta la columna de dirección modelada a través del software de diseño Fusion. Este elemento está sometido constantemente a esfuerzos de torsión, debido a que conecta la rotación del volante con el piñón de la caja. Para realizar la simulación se asumió un caso muy crítico, en donde el piloto movería el volante con la intención de girar las llantas con el vehículo parado y que estas estén completamente trabadas.

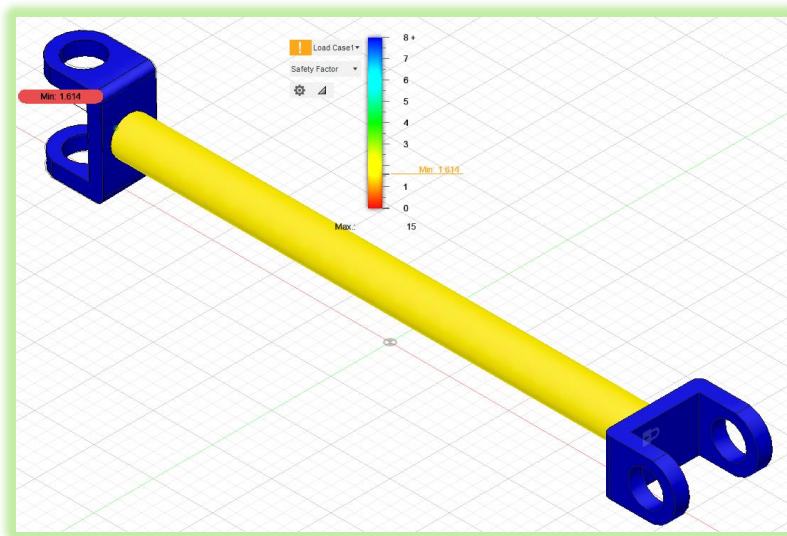


Figura 56. Simulación de esfuerzos en la columna de dirección

En la figura 56, se presenta el resultado de la simulación de esfuerzos en la columna de dirección. Debido a que solo se quiere comprobar que el cuerpo no vaya a fallar durante una competencia, se buscó únicamente obtener el mínimo factor de seguridad. Para este caso extremadamente crítico, se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1.67; lo cual indica que el elemento no fallará y es seguro.

3.6.1.2 Axial de dirección

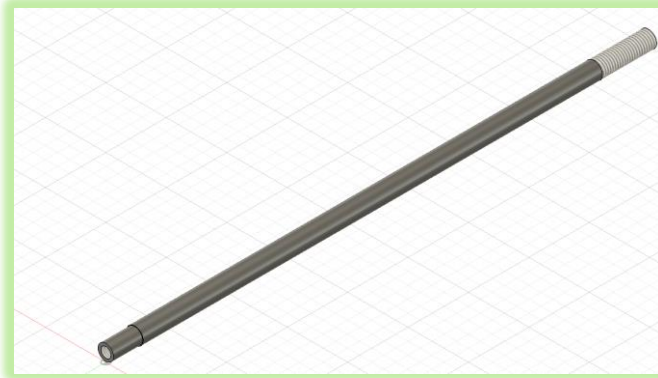


Figura 57. Diseño CAD del axial de dirección

En la figura 57, se presenta el axial de dirección modelado a través del software de diseño Fusion. Los axiales son los componentes que empujan y jalan las llantas a reacción del movimiento de la columna de dirección. Estos componentes están constantemente sometidos a esfuerzos de tracción y compresión.

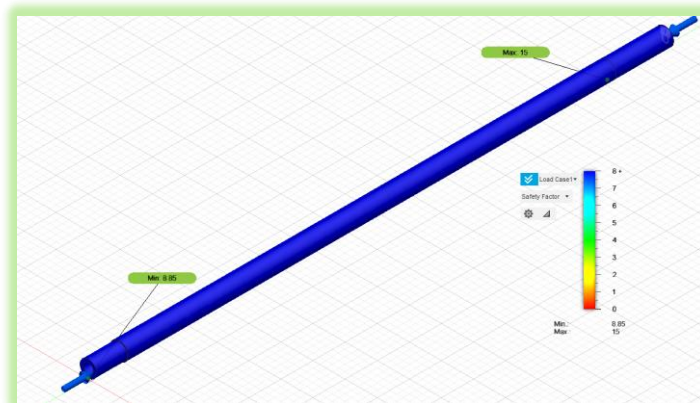


Figura 58. Simulación de esfuerzos en el axial de dirección

En la figura 58, se presenta el resultado de la simulación de esfuerzos en el axial de dirección. Obteniendo un factor de seguridad 8.85, se comprueba que el elemento no fallará por las cargas aplicadas.

3.1 Manual de operación y mantenimiento

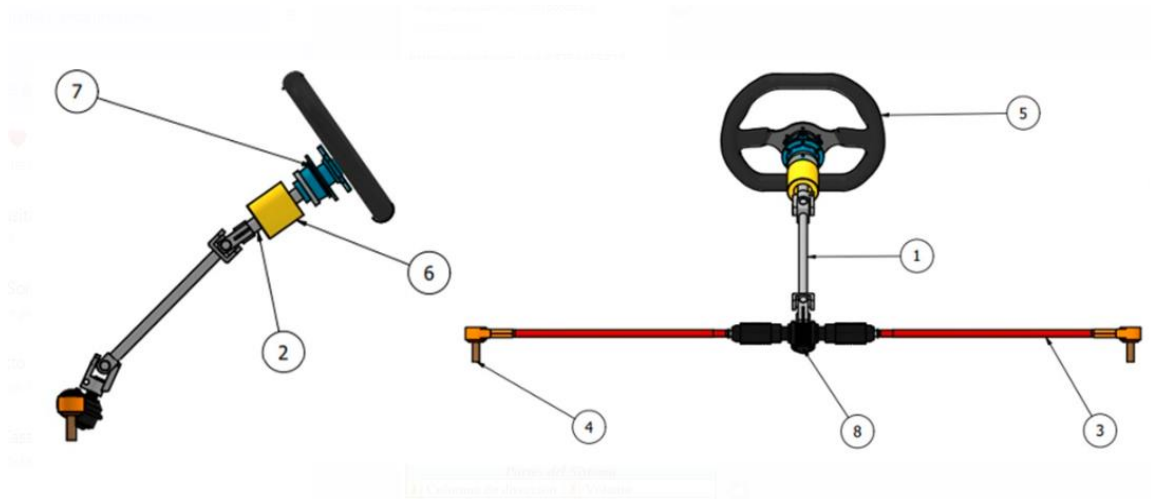
3.1.1 Manual de Mantenimiento

3.1.1.1 Descripción del sistema

El sistema de dirección presenta un conjunto de componentes mecánicos, los cuales se encuentran sometidos a un trabajo continua cuando se realiza funcionamiento del sistema. Lo que conlleva a una consideración continua del manteamiento requerido de la dirección. Existen múltiples problemáticos que pueden surgir en el sistema de dirección como es: el desgaste de los componentes, doblez de las barras, holguras de los subsistemas o falta de lubricación.

3.1.1.2 Componentes del Sistema de Dirección

A continuación, se presentan los elementos que forman parte del sistema de dirección.



<i>Partes del Sistema</i>			
1	Columna de dirección	5	Volante
2	Soporte de dirección	6	Rodamiento de bolas
3	Axial de dirección	7	Quick release
4	Terminal de dirección	8	Caja de dirección

Figura 59. Componentes del Sistema de Dirección

En la figura 59, se puede apreciar los diferentes elementos que forman parte del sistema de dirección tales como: columna de dirección, soporte de dirección, volante, axial de dirección, rodamiento de bolas, terminal de dirección, caja de dirección y Quick release. Sin embargo, hay que tomar en consideración que para el ensamble del sistema se cuenta también con componentes como: juntas universales, pernos, roscas, arandelas y juntas empernadas.

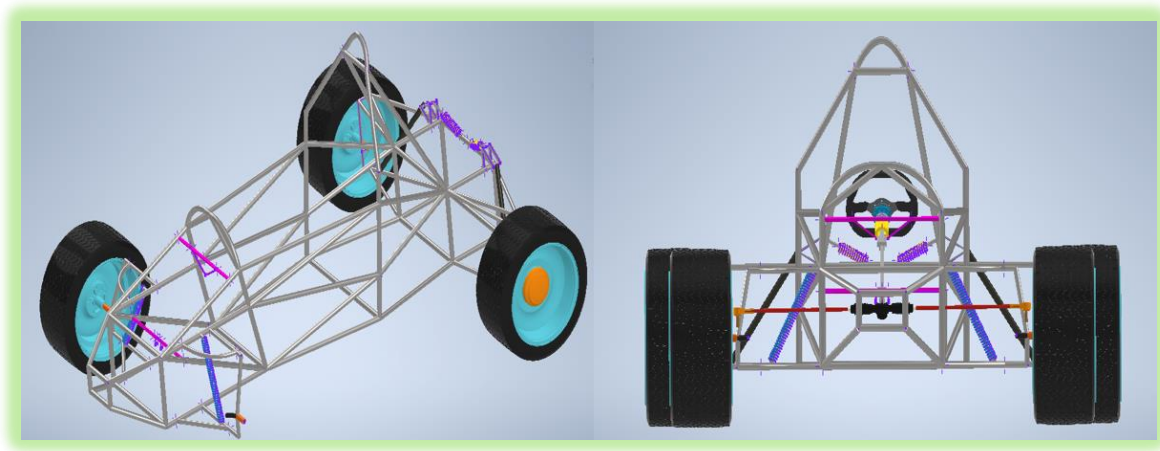


Figura 60. Acople del sistema de dirección al chasis del monoplaza

Además de los componentes presentados en la figura 59, se debe considerar las modificaciones que se realizaron en el chasis del monoplaza para de esta manera poder adaptar de forma correcta el sistema de dirección dentro del vehículo. Para ello, se realizó la soldadura de un soporte inferior (mediante el cual se sujeta la caja de dirección a través de juntas empernadas) además de un soporte superior en forma de “V” (mediante el cual se sujeta el rodamiento de bolas y el soporte de dirección), tal y como se muestra en la figura 60.

3.1.1.3 Localización de averías y Puntos principales de remoción e instalación

Para realizar el mantenimiento del sistema, es necesario realizar algunas pruebas para la verificación de que exista alguna presencia de rigidez anormal, algún ruido impropio del sistema y desgaste de las piezas.

- Los puntos principales por revisar son:

Columba de dirección

Se tiene que comprobar el estado de la barra realizando juegos al volante, estos juegos son: movimientos a la izquierda, derecha, arriba, abajo, adelante y atrás. Los movimientos realizados ayudan a verificar que el volante se encuentre bien instalado con la barra de dirección y comparando el estado de la barra. Además, los movimientos ayudan a comprobar si el rodamiento presenta un estado flojo o desgastado, así como también, que tan ajustada se encuentra la columna de dirección.

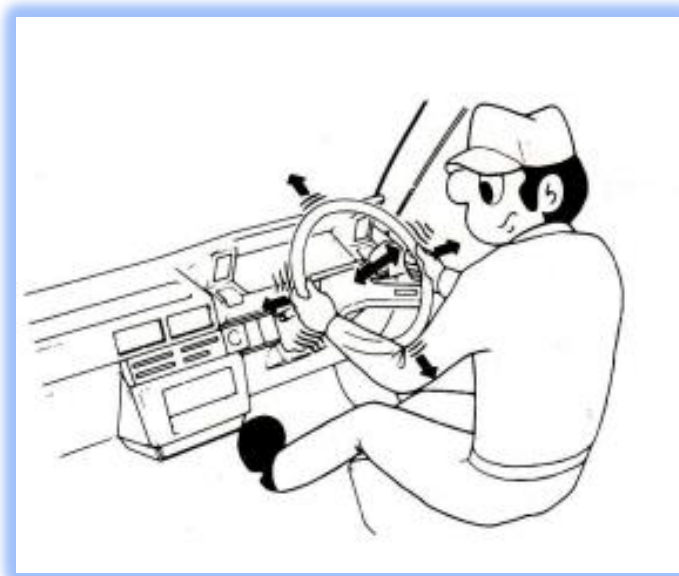


Figura 61. Procedimiento para verificación de la columna de dirección (TOYOTA, 2014)

Juego excesivo de en las juntas y el volante

Comprobar el eje principal y las juntas

Para comprobar el juego excesivo del volante, se ajusta las ruedas delanteras de forma que apunten hacia adelante en línea recta y se procede a girar el volante sin producir movimiento en las ruedas. El ángulo y juego máximo para este tipo de vehículo es de 7 grados según los requisitos de la FSAE.

Si se presenta un juego superior al valor permitido por la FSAE, puede ser a causa de:

- Mal ajuste de una tuerca del volante.
- Presencia de desgaste en el engranaje de la caja de dirección.
- Las juntas universales se encuentran desgastadas.
- Mal ajuste y desgaste en los soportes del sistema de dirección.
- Desgaste del rodamiento.



Figura 62. Procedimiento para la comprobación del juego libre del volante (TOYOTA, 2014)

Comprobar el juego de la articulación

Para comprobar el juego de las articulaciones del sistema, se debe realizar un juego en las llantas, haciendo movimientos a las ruedas adelante, atrás y de un lado al otro.

En caso de que el juego sea elevado, puede ser a causa de que las articulaciones del sistema como las rotulas y terminales este desgastadas o los cojinetes de las ruedas estén mal ajustadas.

Comprobar la instalación de la caja de dirección y engranajes

Para comprobar la correcta instalación de la caja de dirección en el sistema, se procede a revisar con movimientos hacia adelante o atrás, abajo y arriba a la caja. De la misma forma, para comprobar los engranajes de la caja se tiene que realizar un recorrido entre la cremallera y el engranaje, ejecutando movimientos cíclicos.

Si el juego de la caja es elevado puede ser a causa del mal ajuste de las juntas que unen al chasis o el desgaste de las mismas. Por otra parte, si existe algún pateo entre la cremallera y el engranaje, se debe a la falta de engrase o al desgaste entre las uniones de las piezas.

Comprobar el contra golpe de la caja de dirección.

Para revisar el contra golpe de la caja de dirección se procede a comprobar el tamaño, estado de presión de los neumáticos y alineación de las ruedas delanteras. Luego, se tiene que realizar un avance en línea recta con el volante en posición central, verificando que el volante se mantenga en la misma posición en caso de la presencia de obstáculos.

3.1.1.4 Proceso de mantenimiento

Como principio básico del sistema, es necesario un correcto engrasado entre los subsistemas y mantenimientos regulares para evitar fallos. Considerando el funcionamiento principal del proyecto, donde el monoplaza será sometido a carreras continuas en la fórmula SAE; la revisión de la dirección será necesaria, antes y después de cada carrera.

Para realizar el correcto mantenimiento se debe considerar lo siguiente:

- El primer paso por realizar es el chequeo de los componentes principales: los extremos de dirección de la barra, la cremallera de dirección, la columna de dirección y rodamiento del volante.

- El segundo paso por realizar es la comprobación del funcionamiento de los sistemas, cuando el monoplaza se encuentra en movimiento. En caso de ser necesario, se debe ajustar la alineación de la dirección y equilibrar los neumáticos.

- Como tercer punto a consideración, el sistema de dirección requiere de un engrase en los componentes para evitar el desgaste constante en las diferentes zonas críticas del sistema.







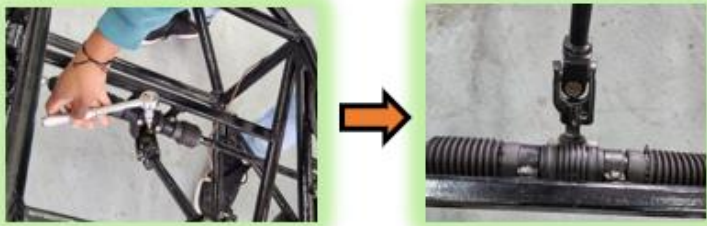



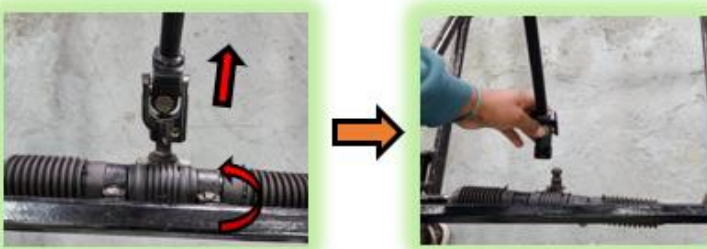
De esta forma, se recomienda en general que si existe componentes que estén flojos o gastados se tienen que reemplazar o arreglar. Así mismo, para reemplazar cualquier componente del sistema de dirección del monoplaza se tiene que seguir el proceso de armado y desarmado del sistema.




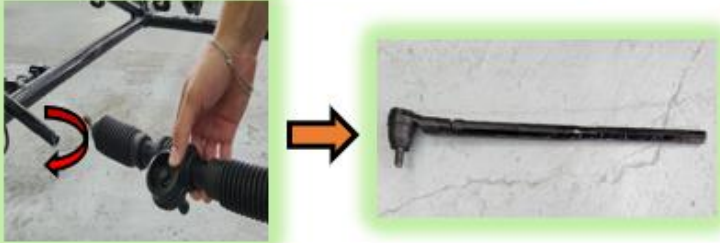





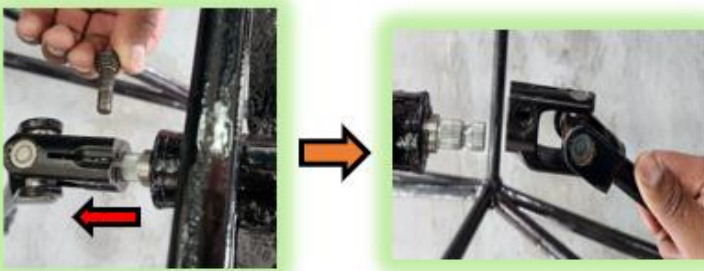

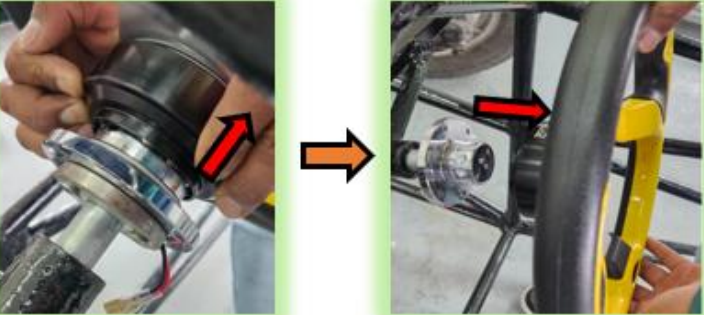
3.1.2 Manual de Operación / Funcionamiento

3.1.2.1 Armado y Desarmado del Sistema de Dirección

Se recomienda que, cuando se realice tanto el proceso de armado como desarmado del sistema de dirección, se lleve una organización adecuada de los elementos y componentes del sistema para de esta manera evitar que las piezas se extravíen. A continuación, se presenta el manual con los pasos correspondientes para un correcto armado y desarmado del sistema de dirección.

Tabla 21. Guía para desarmar el Sistema de Dirección

Desensamble del Sistema de Dirección del Monoplaza		
Paso	Descripción de la acción a realizar	Ilustración de la acción a realizar
	Verificación / Observación general del sistema de dirección.	
	Desempeñado de los terminales. Para aflojar la tuerca, se utiliza la llave o copa 19 [mm], realizando giros en sentido antihorario.	
	Desacople de terminal de dirección. Para ello, se ejerce presión en la parte inferior del terminal, expulsando el elemento hacia la parte de arriba.	
	Retirar el perno de la columna de dirección que conecta a la caja de dirección. Para ello, se debe utilizar una hexagonal 11 [mm], realizando giros en sentido antihorario.	
	Retirar los pernos de las juntas empernadas. Para ello, se utiliza una llave o copa 10 [mm], realizando giros en sentido antihorario.	
	Desacople de la columna de dirección de la caja de dirección. Para ello, se ejerce un giro leve de la caja de dirección hacia adentro y jalando hacia atrás la columna de dirección.	

	<p>Desacople de la caja de dirección. Para ello, se retira los pernos, juntas y arandelas de las bases para juntas empernadas.</p>	
	<p>Separación del axial respecto a la caja de dirección. Para ello, se realizan movimientos giratorios en sentido antihorario.</p>	
	<p>Separación del terminal respecto al axial de dirección. Para ello, se realizan movimientos giratorios en sentido antihorario.</p>	
	<p>Retirar el perno de la columna de dirección que conecta al soporte de dirección. Para ello, se debe utilizar una hexagonal 11 [mm], realizando giros en sentido antihorario.</p>	
	<p>Desacople de la columna de dirección del soporte de dirección. Para ello, se ejerce un jalón de la columna de dirección hacia la parte interna del sistema.</p>	
	<p>Extracción del volante respecto al soporte de dirección. Para ello, se presiona el Quick Release hacia la parte del conductor y se jala el volante para el desacople respectivo.</p>	


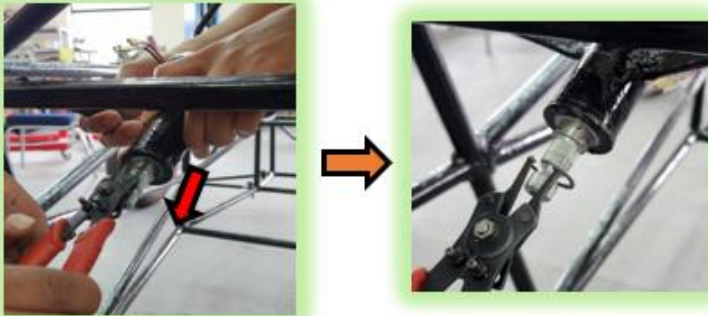

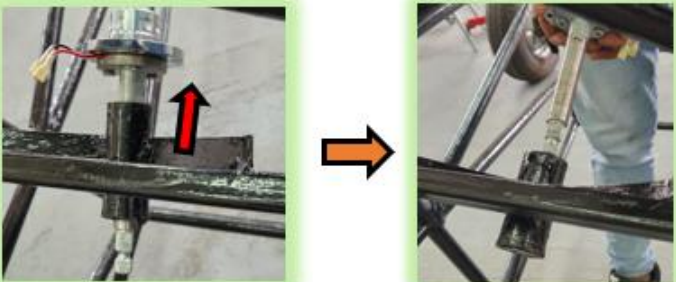

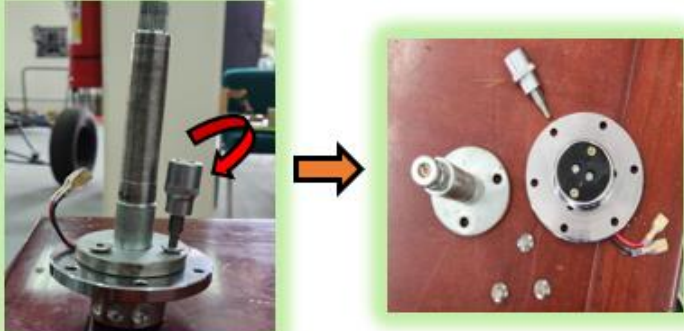









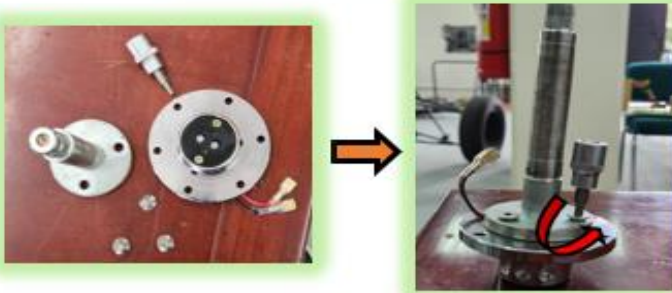

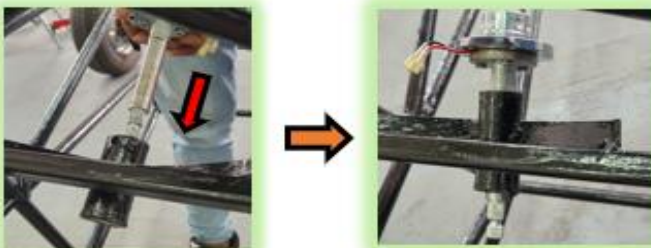

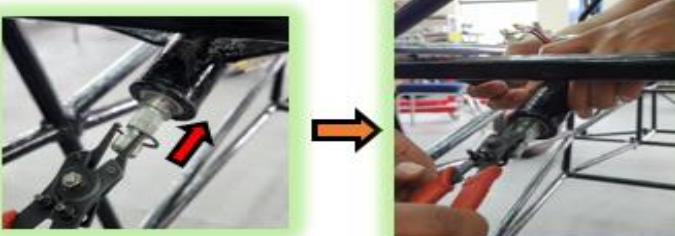





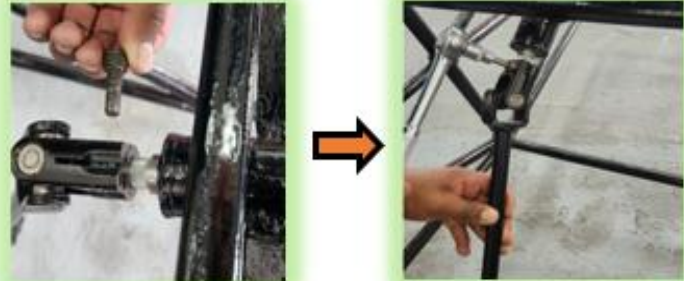



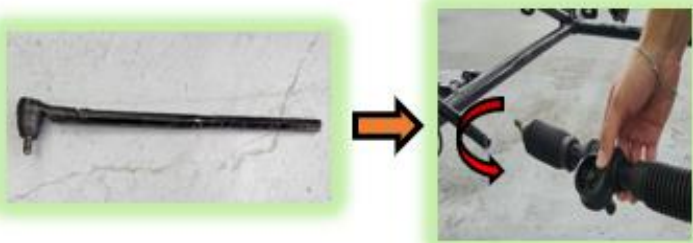



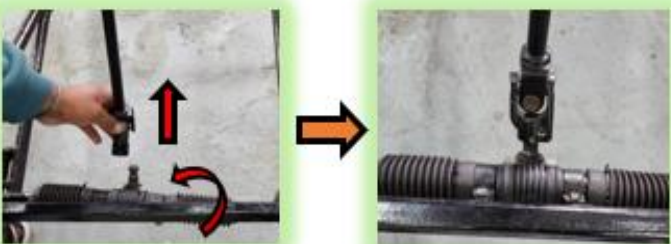
	<p>Retirar el seguro (vincha) del soporte de dirección. Para ello, se utiliza un alicate para sacar vinchas, extrayendo la vincha hacia la parte interna del sistema.</p>	
	<p>Extracción del soporte de dirección. Para ello, se ejerce presión sobre el soporte, jalándolo hacia la parte exterior del sistema.</p>	
	<p>Desacople del Quick Release respecto al soporte de dirección. Para ello, se utiliza una hexagonal 4 [mm], realizando giros en sentido antihorario que permitan aflojar los 3 pernos.</p>	
	<p>Desacople del volante respecto al Quick Release. Para ello, se utiliza una hexagonal 3 [mm], realizando giros en sentido antihorario que permitan aflojar los 6 pernos. NOTA: el desajuste de los pernos debe realizarse en cruz.</p>	
	<p>Organizar y clasificar cada uno de los componentes y elementos del sistema de dirección. NOTA: tener cuidado de que se pierdan los elementos mas pequeños como pernos, tuercas, arandelas y tornillos.</p>	

Tabla 22. Guía para armar el Sistema de Dirección

Ensamble del Sistema de Dirección dentro del Monoplaza		
Paso	Descripción de la acción a realizar	Ilustración de la acción a realizar
	Ordenar y clasificar cada uno de los componentes y elementos del sistema de dirección. NOTA: tener cuidado de que se pierdan los elementos mas pequeños como pernos, tuercas, arandelas y tornillos.	
	Acople del volante respecto al Quick Release. Para ello, se utiliza una hexagonal 3 [mm], realizando giros en sentido horario que permitan ajustar los 6 pernos. NOTA: el ajuste de los pernos debe realizarse en cruz.	
	Acople del Quick Release respecto al soporte de dirección. Para ello, se utiliza una hexagonal 4 [mm], realizando giros en sentido horario que permitan ajustar los 3 pernos.	
	Introducción del soporte de dirección. Para ello, se ejerce presión sobre el soporte, empujándolo hacia la parte interior del sistema.	
	Colocar el seguro (vincha) del soporte de dirección. Para ello, se utiliza un alicate para colocar vinchas, insertando la vincha hacia la parte asignada dentro del soporte.	
	Introducción del volante respecto al soporte de dirección. Para ello, se presiona el Quick Release hacia la parte del conductor y se empuja el volante para el acople respectivo.	


	<p>Acople de la columna de dirección al soporte de dirección. Para ello, se ejerce un empujón de la junta universal de la columna de dirección hacia el soporte.</p>	
	<p>Colocar el perno de la columna de dirección que conecta con soporte de dirección. Para ello, se debe utilizar una hexagonal 11 [mm], realizando giros en sentido horario.</p>	
	<p>Unión del terminal respecto al axial de dirección. Para ello, se realizan movimientos giratorios en sentido horario.</p>	
	<p>Unión del axial respecto a la caja de dirección. Para ello, se realizan movimientos giratorios en sentido horario.</p>	
	<p>Acople de la caja de dirección. Para ello, se colocan los pernos, juntas y arandelas en las bases para juntas empennadas.</p>	
	<p>Acople de la columna de dirección a la caja de dirección. Para ello, se ejerce un giro leve de la caja de dirección hacia adentro introduciéndola en la columna de dirección.</p>	


	<p>Colocar los pernos de las juntas empernadas. Para ello, se utiliza una llave o copa 10 [mm], realizando giros en sentido horario.</p>	
	<p>Colocar el perno de la columna de dirección que conecta a la caja de dirección. Para ello, se debe utilizar una hexagonal 11 [mm], realizando giros en sentido horario.</p>	
	<p>Acoplar del terminal de dirección. Para ello, se ejerce presión en la parte superior del terminal, introduciendo el elemento hacia la parte de abajo.</p>	
	<p>Empernado de los terminales. Para ajustar la tuerca, se utiliza la llave o copa 19 [mm], realizando giros en sentido horario.</p>	
	<p>Verificación / Observación general del sistema de dirección.</p>	


3.1.2.2 Advertencias o Precauciones





Para el desarmado del sistema de dirección se debe tener en cuenta ciertos parámetros de precaución o advertencia.

-  Cuando se realiza el desajuste o ajuste de cualquier perno o tuerca del sistema, se debe de tener precaución en utilizar la herramienta adecuada y realizar el movimiento antihorario para aflojar y horario para apretar, puesto que si no se utiliza la herramienta adecuada se puede aislar la cabeza del perno y al realizar el movimiento incorrecto la rosca del el perno o la tuerca pueden llegar a aislarse.

-  Se debe de apretar y alinear correctamente la caja de dirección en una posición media y altura correcta del chasis antes de utilizar el sistema. Si no se encuentra.

-  Se tiene que ajustar bien todos los componentes, en vista que un mal ajuste puede causar accidentes.

-  Al momento de unir la caja y barra de dirección, se tiene que estar pendiente de que la caja tenga el ángulo correcto para introducir la barra. Si el ángulo no es correcto la barra no ingresara y puede causar daños al sistema si se ve forzado a ser ensamblado en una mala posición.

-  Verificar que los componentes como la caja de dirección, el rodamiento y las juntas estén correctamente lubricado antes de alguna competencia o prueba. Una mala lubricación puede causar el atascamiento del sistema.

3.2 Resultados, discusión y conclusiones

3.2.1 Resultados y discusión

Columna de dirección:

- La columna de dirección tiene una distancia de 220 [mm] con una inclinación de 25°. Con ello se aumenta un soporte de dirección (barra de acople) de 140 [mm] para acercar el volante a las manos del piloto con un diseño ergonómico. Para los dos componentes previamente mencionados, se determinó un diámetro de 16.088 [mm] para el tubo de la columna de dirección. Sin embargo, se usará una barra un diámetro de 16 [mm] debido a que es un diámetro que se obtiene fácilmente en medidas comerciales.
- Para la barra principal inclinada de la columna de dirección, mediante la teoría del esfuerzo cortante máximo, se consiguió un factor de seguridad de 1.7; mientras que, con la teoría de deformación se consiguió un factor de seguridad de 1.96. Este resultado refleja que, la teoría de cortante máximo es más conservativa que la teoría de Von Mises puesto a que se realiza un sobredimensionamiento de la pieza.
- Analizando la columna de dirección en el caso de fatiga, se obtuvo un factor de seguridad de 3.40 mediante la teoría de Langer; mientras que, con la teoría de ASME-Elíptico se obtuvo un factor de seguridad de 1.88; mismos que garantizan que el sistema no fallará a fatiga.
- En el análisis estático de la barra horizontal de la columna de dirección que conecta con el volante, se obtuvo un factor de seguridad de 1.56 por medio de la teoría de Von Mises, el cual garantiza que el elemento es seguro y no falla. Por

otro lado, para el análisis a fatiga de la barra horizontal, por medio de la teoría de deformación, se obtuvo un factor de seguridad de 1.29; garantizando la seguridad de la barra.

Caja de dirección:

- La caja de dirección que se seleccionó tiene una longitud de 338 [mm]. Esta dimensión se escogió tomando en cuenta el espacio del chasis disponible para la instalación de este subsistema. Además, se escogió un sistema de piñón-cremallera debido a que cumple de la mejor manera con los parámetros y aspectos ingenieriles discutidos previamente en las matrices de selección.

Juntas empernadas:

- Los pernos utilizados son pernos regulares hexagonales de grado 1 de acero 1/4 in – 18 UNF debido a que las cargas que soportarán las juntas empernadas no serán muy grandes, sin embargo, se espera un alto rendimiento de su parte. De esta manera, realizando los cálculos correspondientes, se obtuvo un factor de seguridad contra sobrecarga de 24.7 y un factor de seguridad contra separación de la unión de 56.8; valores que reflejan la seguridad de las juntas empernadas empleadas para brindar soporte a la caja de dirección del sistema.

Varillaje de dirección:

- El diámetro de los axiales que se utilizara es de 14 [mm] compatible con la caja de dirección que se utilizara. De igual manera, el factor de seguridad obtenido para los axiales es de 5.07, lo cual asegura que las barras de dirección no fallan y no se rompen en caso de fatiga. Adicionalmente, para el cálculo de los esfuerzos que soportan los axiales, se tomó en cuenta que se debe producir una fuerza de empuje sobre las llantas que sea mayor a la fricción de estas con el pavimento, para que así se contrarresten y sea posible el movimiento de la dirección

Juntas universales:

- Las juntas universales seleccionadas se definieron en base a la caja de dirección de sistema piñón-cremallera escogida para el sistema de dirección. Por ende, se selecciona una junta universal que permita acoplar el tubo de la columna de dirección en relación con la caja de dirección, el cual tiene un diámetro de 14 [mm].

Rodamientos:

- Para sostener la columna de dirección y permitir su movimiento natural, se seleccionó un rodamiento de bolas con un valor de carga de catalogo definida por el fabricante $C_{10} = 6.89$ [kN] y un bore de 12 [mm].

Soldadura:

- En base a parámetros como el espesor de la placa soldada y al ángulo de separación de la placa, se obtuvo un grosor de la garganta de soldadura de 4.49 [mm]. No obstante, de acuerdo con libros de soldadura, se trabaja con el grosor mínimo para la garganta de soldadura, el cual tiene un valor de 5 [mm], valor teórico que se aproxima bastante el resultado obtenido experimentalmente.

3.2.2 Conclusiones

- Tomando en consideración los resultados del protocolo de pruebas y las simulaciones pertinentes de los diferentes componentes, se puede concluir que el sistema de dirección presenta una característica de seguridad significativa la cual cumple con todas las especificaciones de la SAE; además de garantizar la seguridad del piloto en caso de implementar el sistema en una carrera real.
- Se puso en práctica las ecuaciones instruidas a lo largo de los estudios académicos para de esta forma desarrollar el análisis y los cálculos de diseño correspondientes, obteniendo como resultado los diámetros de los componentes, factores de seguridad superiores al 1.2, cálculos de esfuerzos, juntas empernadas, selección de rodamientos, materiales y demás componentes del sistema, mismo que fueron ajustados a las características comerciales, para una fácil adquisición de los elementos.
- Por medio del dibujo computacional asistido (AUTODESK INVENTOR), se logró recrear de manera virtual los componentes deseados del sistema de dirección, teniendo así un modelo manipulable con el que pudo obtener una vista

previa de la manufactura del sistema. De igual manera, a partir del modelado de las piezas del sistema, se llevó a cabo el diseño de los planos correspondientes a cada elemento, además del plano de conjunto y un plano informativo en el que se aprecia el montaje del sistema de dirección dentro del chasis del monoplaça.

- A través del software de diseño FUSION, se realizó las simulaciones correspondientes de los elementos más críticos del sistema de dirección (columna y axiales de dirección), en donde, por medio de un análisis de los esfuerzos presentes en los componentes mecánicos, se pudo comprobar que los elementos son seguros y pueden trabajar de forma correcta en el escenario de una competición real de la Fórmula SAE.
- Con los resultados de diseño y simulaciones obtenidos previamente, se logró la correcta selección de los componentes y la construcción del sistema de dirección, en donde se realizó de forma exitosa la adaptación del sistema al chasis del monoplaça, obteniendo así el correcto funcionamiento del sistema, cumpliendo tanto con los parámetros y criterios ingenieriles además de los requerimientos solicitados por la Fórmula SAE.
- Las pruebas realizadas demostraron la utilidad y competencia del Sistema de dirección frente a condiciones de Carrera. Además, se verificó que el cumplimiento de las especificaciones pedidas por la FSAE para la competencia
- Luego de haber realizado las pruebas de funcionamiento del sistema de dirección, se pudo comprobar que los componentes cumplen con los requisitos de seguridad, maniobrabilidad, precisión, reversibilidad, comodidad/ergonomía, ángulo de giro y holguras del sistema; mismos que verifican la funcionalidad y diseño del sistema construido.

3.3 Trabajos futuros

Considerando como objetivo principal la participación de la Universidad dentro de la fórmula SAE, los trabajos futuros estarán enfocados y dirigidos a completar los sistemas presentes en un kart de carreras. Esto implica el estudio e implementación de un sistema de frenos acorde al desempeño y dimensiones de las ruedas; la incorporación de un motor funcional y permitido por las normas SAE para las carreras. Así mismo, es necesario el desarrollo de un sistema de transmisión de 6 velocidades que puedan ser aplicadas con un funcionamiento conforme a las necesidades de la pista. Finalmente, es necesario la corrección del sistema de suspensión para aumentar el rendimiento del kart completo; además del diseño y construcción de la carrocería como elemento final para la terminación del prototipo real de un vehículo tipo fórmula SAE, que pueda ser implementado en una carrera.

4 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referencias

- AD TYRES. (2017). *ZONA DE CONTACTO: ÁNGULO DE CAÍDA*. Obtenido de <https://www.neumaticoslíder.es/consejos-neumaticos/zona-de-contacto-del-neumatico>
- Albán, C. (2016). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ*. Riobamba: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO.
- Autofácil. (2020). *¿Qué es el diferencial y dónde va ubicado?* <https://www.autofacil.es/tecnica/diferencial-ubicado/185581.html>.
- Automecánico. (2022). *SISTEMA - DIRECCION - SUSPENSION - DIAGNOSTICO - 19* -. Obtenido de El Volante retrocede - [Dirección hidráulica] - Diagnostico 19: <https://automecanico.com/auto2042/Diagnostico-Direccion-019.html>
- Automotriz. (Octubre de 1992). *Mecánica de patio*. Obtenido de Reparación de los ejes propulsores, uniones y cojinetes: https://repositorio.sena.edu.co/bitstream/handle/11404/5629/reparacion_ejes_propulsores_uniones_cojinetes.pdf;jsessionid=5BC99A5FFF5020459254E02651C27436?sequence=1
- Beramendi, J., & Vanesa, E. (2013). *DISEÑO DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN FÓRMULA S.A.E*. Pamplona.
- Blog SEAS. (6 de Agosto de 2019). *DISEÑO MECÁNICO*. Obtenido de El Sistema Piñón-Cremallera: https://www.seas.es/blog/disenio_mecanico/el-sistema-pinion-cremallera/
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2019). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Ciudad de México : McGraw Hill Education.
- Burgos, L. (2014). *Diseño del Sistema de Dirección para el Prototipo Fórmula SAE USFQ*. Quito: Universidad San Francisco de Quito.
- Central de repuestos TR. (2016). *Central de repuestos*. Obtenido de Cajas de Dirección Mecánicas – Tipos de Tornillo Sin Fin: <http://centralderepuestostr.com/cajas-direccion-mecanica-tornillo-sin-fin/>
- Chiriboga, P. (2022). *Diseño Basado en Riesgo*. Quito: USFQ.
- Code of Federal Regulations. (2008). 571.204 Standard No. 204; Steering control rearward displacement. En CFR, *Title 49 - Transportation* (pág. 1505). GPO. Obtenido de <https://www.govinfo.gov/app/details/CFR-2008-title49-vol6>

- Consumer. (2012). *La geometría en el automóvil*. Obtenido de <https://www.consumer.es/motor/la-geometria-en-el-automovil.html>
- DIMECOL. (2013). *SAE 1020*. Obtenido de <https://irp-cdn.multiscreensite.com/de08f08f/MOBILE/pdf/sae+1020+dimecol240f.pdf?i=1137457.pdf&fn=SAE%201020%20DIMECOL.pdf>
- Ebay. (2022). *GO Kart Trike ATV buggy 338 mm estante de engranaje de dirección piñón U conjunto caña de amarre kit de extremo*. Obtenido de https://www.ebay.com/itm/144710119883?_trkparms=amclsrc%3DITM%26aid%3D1110006%26algo%3DHOMESPLICE.SIM%26ao%3D1%26asc%3D20201210111314%26meid%3De8009125ccf441cab0130019b0d13baa%26pid%3D101195%26rk%3D3%26rkt%3D12%26sd%3D144666662452%26itm%3D144710119883%26
- Emilio Velasco, M. O. (Febrero de 2013). *EL SISTEMA DE DIRECCIÓN*. Obtenido de <https://umh1796.edu.umh.es/wp-content/uploads/sites/272/2013/02/sistema-de-direccion-texto1.pdf>
- FSAE Rules. (2022). *Formula SAE Rules*. Obtenido de <https://fsaonline.com/cdsweb/gen/DocumentResources.aspx>
- FuelWasters. (2011). *Formula SAE: La Dirección (Ackermann)*. Obtenido de <http://www.fuelwasters.com/2011/04/formula-sae-la-direccion-ackermann.html>
- GMB. (2021). *GMB*. Obtenido de Modos de fallo de una junta universal y resolución de problemas: <https://gmb.net/es/modos-de-fallo-de-una-junta-universal-y-resolucion-de-problemas/#:~:text=La%20junta%20universal%20es%20una,los%20camiones%20y%20los%20SUVs>.
- Gómez, J. (2020). *Diario Motor*. Obtenido de La importancia de los ángulos de la dirección de tu coche: <https://www.diariomotor.com/que-es/mecanica/angulos-de-la-direccion-coche/>
- Hello auto. (2022). *Glosario*. Obtenido de direccion por bolas: <https://helloauto.com/glosario/direccion-por-bolas>
- Helloauto. (2022). *Glosario*. Obtenido de Columna de dirección: <https://helloauto.com/glosario/columna-de-direcci%C3%B3n>
- hmn.wiki. (2022). *Worm and sector*. Obtenido de bola recirculante: https://hmn.wiki/es/Worm_and_sector
- IATF 16949. (2016). *Norma del Sistema de Gestión de la Calidad Automotriz*. AIAG. Obtenido de https://kupdf.net/download/iatf-iso-ts-16949-2016-completa_5af3e62ce2b6f5eb06362550_pdf
- Integrated Publishing. (2022). *Parts Query*. Obtenido de Universal Joint: <http://www.tpub.com/machines/11g.htm>
- Kobelco. (2022). *El ABC de la soldadura por arco*. Obtenido de https://www.kobelco-welding.jp/espanol/education-center/abc/ABC_2000-01.html

- Lanchimba, M. (2021). *Implementación un sistema de dirección para un Go-Kart eléctrico para la Carrera de Tecnología Superior en Mecánica Automotriz de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE*. Latacunga : DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA - ESPE.
- León, M. (2022). *PLAN DE MANUFACTURA*. Quito: USFQ.
- Llvisaca, C. (2018). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO*. Cuenca: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA .
- Martin, B. (1 de Octubre de 2020). *Modec* . Obtenido de ¿Cómo estimar el torque necesario de un volante de válvula?: <https://blog.modec.fr/es/c%C3%B3mo-estimar-el-torque-necesario-de-un-volante-de-v%C3%A1lvula>
- Moggio, A. (2016). *DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO DE FÓRMULA SAE*. Bogotá: UNIVERSIDAD DE LOS ANDES.
- Morillo, F. (2018). *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT*. Ibarra: Universidad técnica del Norte.
- Motorgiga. (2022). *Diccionario*. Obtenido de VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN: <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/varillaje-de-la-direccion-definicion-significado/gmx-niv15-con195888.htm>
- Pretextsa. (21 de Enero de 2022). *Tipos de Juntas universales*. Obtenido de <http://www.pretextsa.com/3Vqd0WoX.html>
- RaceSimOnline. (2012). *La Deriva*. Obtenido de http://www.racesimonline.com/articulos/la_deriva.php
- Rodríguez, A. (23 de Septiembre de 2014). *AlbrodpulF1*. Obtenido de ANÁLISIS TÉCNICO – COLUMNA DE DIRECCIÓN: <https://albrodpulf1.wordpress.com/2014/09/23/analisis-tecnico-columna-de-direccion/>
- Rosado, F. (2016). *Diseño de un kit docente, basado en dispositivos móviles, para el estudio cinemático y dinámico de vehículos* . Valladolid: UNIVERSIDAD DE VALLADOLID .
- Ruiz, F. (2014). *Diseño y Cálculo de un Sistema de Dirección para un automóvil de Formula Student*. Zaragoza: Universidad de Zaragoza.
- Russell, L. (2005). *FULL VEHICLE DYNAMICS MODEL OF A FORMULA SAE RACECAR USING ADAMS/CAR*. Texas: Office of Graduate Studies of Texas A&M University.
- SAE International. (2022). *Formula Student Rules 2022. Version: 0.9* . Formula SAE®.
- SAE International. (2022). *SAE International*. Obtenido de https://www.sae.org/binaries/content/assets/cm/content/news/press-releases/pathway-to-autonomy/fact_sheet.pdf

- SAE J670. (2022). Vehicle Dynamics Terminology. En S. International, *Surface vehicle recommended practice* (pág. 73). Obtenido de https://www.sae.org/standards/content/j670_202206/
- STUDOCU. (2022). *STUDOCU*. Recuperado el 18 de Septiembre de 2022, de <https://www.studocu.com/co/document/universidad-de-antioquia/ingenieria-de-materiales/ficha-tecnica-aisi-1015/30912619>
- TOYOTA. (2014). *Manual Sistema de Dirección* (Vol. 11). TEAM. Obtenido de <https://docs.google.com/file/d/0B4uwxwKUzRind3JGdnNLMThON1E/edit?resourcekey=0--A62pBihp6mkTHFSHPJsvA>
- Velasco, E., Oliva, M., & Sánchez, M. (2017). *VEHÍCULOS - EL SISTEMA DE DIRECCIÓN*.
- Villanueva, C., Rangel, A., & Valente, J. (2009). *ESTUDIO NUMÉRICO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO ARENERO*. MÉXICO D.F.: INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL .

5 ANEXOS

5.1 ANEXO A: Definición de ángulos y conceptos

Condiciones cinemáticas

Al momento que el vehículo de carreras entra en una curva dentro de la pista, es fundamental que el giro de las ruedas se lleve a cabo de forma adecuada. Para ello, se requiere que la rueda delantera que se encuentra virando dentro de la curva, realice un mayor giro respecto a la rueda delantera que se encuentra virando por la parte de afuera de la curva (Rosado, 2016). Esto se debe a que el radio de giro es más grande por fuera de la curva que por dentro de la curva del circuito, motivo por el cual, la rueda externa recorrerá una mayor distancia que la rueda interna, tal como se muestra en la siguiente figura.

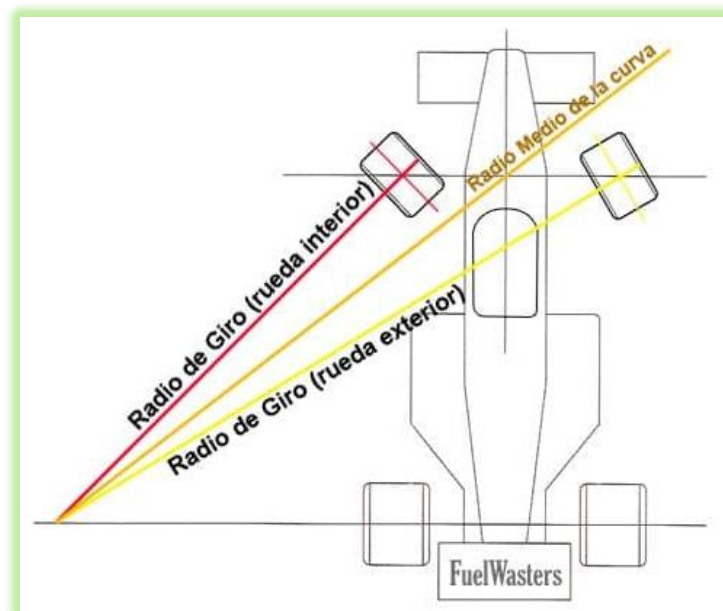


Figura 63. Radio de giro de las ruedas delanteras del vehículo (FuelWasters, 2011)

Por otro lado, las ruedas de la parte trasera del vehículo se ajustan a la diferencia de recorrido presente en las curvas de la pista por medio del diferencial, el cual se refiere al conjunto de elementos engranados que permiten realizar una diferencia de giro o bien de velocidad en las ruedas motrices del automóvil; consiguiendo así que cada una de las ruedas gire de forma correcta dentro de la curva, sin perder la fijación sobre el eje respectivo (Autofácil, 2020). Sin embargo, debido a que las ruedas traseras siempre se mantienen paralelas entre sí, tienen a resbalar un poco respecto a su trayectoria puesto que no es posible que una rueda se abra más respecto a la otra. Por esta razón, los neumáticos del vehículo suenan o “chillan” cuando viran rápidamente en una curva cerrada. Además, si el asfalto del circuito se encuentra mojado y resbaladizo, existe la posibilidad de que las ruedas tiendan a patinar como producto de la reducción de adherencia de los neumáticos con la pista al momento del viraje (Rosado, 2016).

Para que el recorrido de la curva se realice de forma óptima y adecuada, se requiere que la prolongación del eje de cada uno de los neumáticos, corte con los demás en un punto en común. Por ende, la prolongación del eje en cada neumático delantero debe cortar con la prolongación del eje de los neumáticos traseros del vehículo. Es decir, la intersección entre la proyección de los ejes ortogonales al eje direccional de las ruedas debe darse en un mismo punto; este comportamiento es conocido como el principio de Ackerman o de Jeantaud (Lanchimba, 2021).

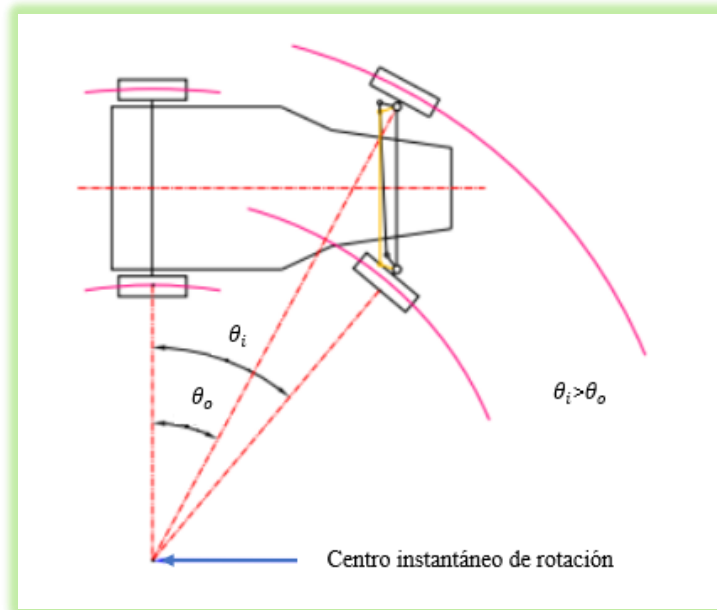


Figura 64. Centro de rotación – Principio de Ackerman (Moggio, 2016)

Como se puede apreciar en base a la figura 64, en base al principio de Ackerman, se puede notar que el radio de giro de cada una de las ruedas del vehículo es diferente a pesar de que todas las ruedas tienen un punto de rotación en común. Además, se puede apreciar que el neumático delantero interno a la curva tiene un ángulo de giro mayor al neumático delantero externo a la curva. Del mismo modo, a medida que el radio de giro sea más cerrado, los ejes perpendiculares tendrán un punto de intersección más próximos al vehículo.

Con la finalidad de lograr lo propuesto por el principio de Ackerman, se hace uso de un cuadrilátero/trapezoido articulado el cual cuenta con dos lados paralelos: el primero es la barra de acoplamiento, la cual es más corta respecto al eje delantero; y el segundo que son las palancas o brazos de dirección, mismas que son dos lados de la misma longitud, pero no paralelos entre sí. Dentro de este cuadrilátero, la parte fija corresponde al eje delantero. De esta forma, para que el centro de rotación de cada uno de los

neumáticos sea en un mismo punto, la prolongación de los brazos o palancas de dirección deben cortar en el centro del eje de la parte trasera del vehículo (Lanchimba, 2021). Adicionalmente, es importante recalcar que, no es mandatorio que el eje de acoplamiento se encuentre situado en la parte de atrás respecto al eje delantero puesto que, puede ser ubicado en la parte delantera; pero en este caso, el eje de acople contara con una mayor longitud en relación con el eje delantero. En la siguiente figura, se presenta el cuadrilátero de Ackerman mencionado:

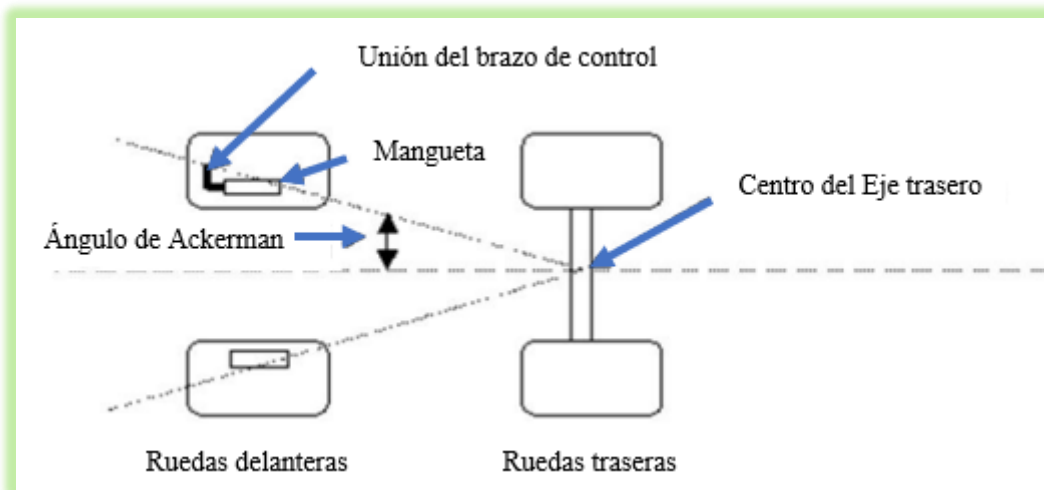


Figura 65. Cuadrilátero articulado de Ackerman (Llvisaca, 2018)

Tomando en consideración del cuadrilátero de Ackerman, se puede realizar un análisis de la geometría entre los ángulos y los triángulos formados dentro del cuadrilátero, tal y como se muestra en la siguiente figura.

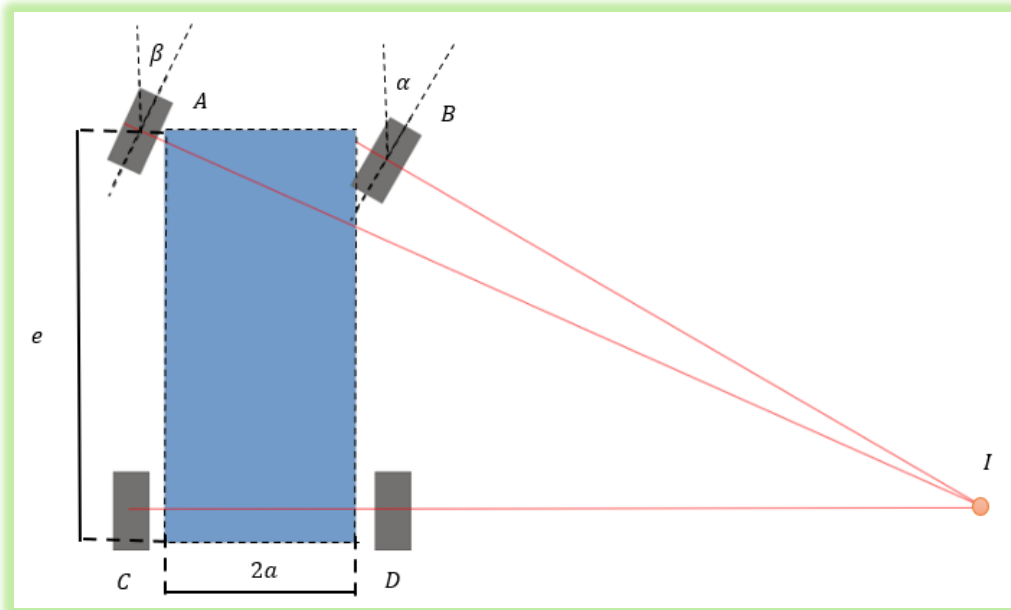


Figura 66. Geometría del cuadrilátero de Ackerman

Como se puede apreciar en la geometría, se tiene el rectángulo ABCD conformado por los cuatro neumáticos del vehículo. Además, se tiene que la distancia “e” corresponde al largo de la batalla del automóvil mientras que, la distancia “2a” corresponde al eje entre las ruedas tanto delanteras como traseras. De igual forma, el punto “I” pertenece al centro instantáneo de rotación. Por otro lado, la prolongación ortogonal a la rueda delantera derecha “B” del vehículo se encuentra orientada de acuerdo con el ángulo alfa; la cual corta con la prolongación del eje no director CD en el centro instantáneo de rotación. Adicionalmente, para que el punto “I” sea el centro instantáneo de rotación de todo el vehículo, se requiere que el plano correspondiente a la rueda delantera izquierda “A” sea ortogonal al segmento AI, para lo cual el neumático gira un ángulo beta. De esta manera, se tiene que el ángulo beta es menor que el ángulo alfa, respecto al centro instantáneo de rotación.

De la geometría planteada en el cuadrilátero de Ackerman, se tiene las siguientes expresiones:

Rectángulo ACI

$$e = \tan(\beta) (2a + DI) \quad [1]$$

Rectángulo BDI

$$DI = \frac{e}{\tan(\alpha)} \quad [2]$$

Reemplazando la ecuación [2] en la ecuación [1], se tiene la siguiente expresión:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e} \quad [3]$$

Por medio de la ecuación [3], se puede determinar el valor del ángulo beta respecto a cualquier valor de un ángulo alfa determinado, para cualquier vehículo.

A continuación, se analiza más a detalle el caso del vehículo entrando en una curva con viraje a la derecha.

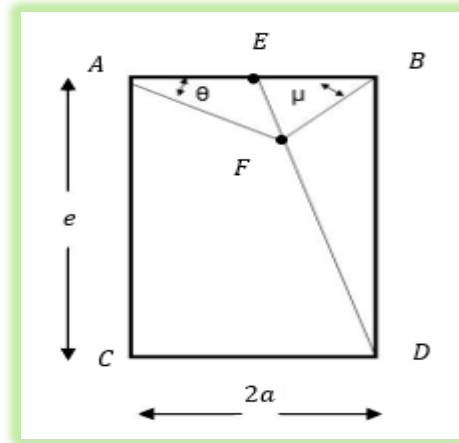


Figura 67. Cuadrilátero Ackerman – Viraje a la derecha (Moggio, 2016)

En la figura 67, se tiene el punto “E”, el cual es el punto medio entre el eje AB de la parte delantera del vehículo. Además, se tiene el segmento ED; y el punto “F”, el cual establece el ángulo μ formado en el neumático derecho delantero y el ángulo teta formado en el neumático izquierdo delantero.

De esta manera, se satisface las siguientes relaciones de ángulos:

$$\cot(\theta) = \frac{AI}{FI} \quad [4]$$

$$\cot(\mu) = \frac{BI}{FI} \quad [5]$$

De las ecuaciones [4] y [5], se puede obtener la siguiente relación:

$$\cot(\theta) - \cot(\mu) = \frac{2EI}{FI} \quad [6]$$

Tomando en cuenta los triángulos semejantes EDB y EFI, se tiene que:

$$\frac{EI}{FI} = \frac{EB}{BD} \quad [7]$$

Por ende, reemplazado la ecuación [7] dentro de la ecuación [8], se tiene lo siguiente:

$$\cot(\theta) - \cot(\mu) = \frac{2a}{e} \quad [8]$$

Con la finalidad de obtener los ángulos exactos teóricos, se necesita construir un rectángulo con una base “2a” de distancia entre los pivotes o ejes de giro y con una altura “e” de distancia entre la batalla o ejes del vehículo. De esta forma, se tiene el segmento de recta DE, el cual une el centro del eje AB respecto al vértice inferior del rectángulo. De igual forma, las rectas que unen el segmento AB con un punto F común dentro del segmento ED, permiten establecer los ángulos de orientación mu y beta para el viraje del vehículo hacia el lado derecho. Por otro lado, para obtener los ángulos de orientación respectivos para el viraje del vehículo hacia el lado izquierdo, se debe considerar el segmento de recta CE.

De este modo, tanto la recta DE como la recta CE permiten establecer la relación teórica requerida entre la distancia a través de la batalla, los pivotes o ejes de giro y los ángulos de orientación de los neumáticos.

De acuerdo con la solución planteada por Jeantaud, se puede conseguir un resultado adecuado y coherente para los ángulos de orientación, siempre y cuando se elija de manera apropiada la longitud “R” correspondiente a las palancas de acoplamiento,

junto con el ángulo γ que forma el eje con dichas palancas de acoplamiento. Adicionalmente, para determinar el valor de la longitud de “R” que pertenece a un determinado ángulo γ , se debe construir un rectángulo ABCD con una base de “ $2a$ ” entre los pivotes o ejes de giro además de una batalla de altura “ e ”; para de esta manera, trazar una recta que genere un ángulo γ entre la base AB y un vértice de cualquier neumático (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009). A continuación, se muestra una representación gráfica tomando en consideración el vértice A, perteneciente a la rueda izquierda delantera del vehículo.

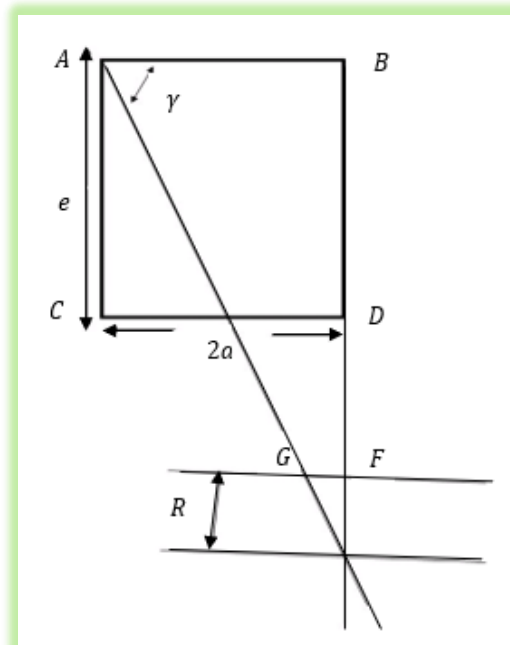


Figura 68. Longitud y ángulo de las palancas de acoplamiento (Moggio, 2016)

Continuando con solución planteada por Jeantaud, tomando en consideración que la mangueta del neumático de la derecha ejerce una rotación con un ángulo α ; para cumplir de manera rigurosa y satisfactoria la imposición del dentro instantáneo de

rotación, el neumático izquierdo debe ejercer una rotación con un ángulo beta, tal y como se muestra en la siguiente expresión:

$$\cot(\beta) - \cot(\alpha) = \frac{2a}{e} \quad [9]$$

Sin embargo, en situaciones reales las cosas se llevan a cabo de diferente manera. Por ende, gracias a la acción de una rotación con ángulo alfa en la rueda trasera derecha, el punto D pasa a una posición D' al igual que el punto C, que pasa a una posición C'. Es así como, se tiene el cruce de dos circunferencias: la primera, contemplada desde el punto A como centro y con la recta AC como radio; y la segunda, contemplada desde el punto D' como centro y con la recta DC como radio. Es así como, si el ángulo C'' AC es distinto al ángulo beta, cada neumático del vehículo cuenta con un centro instantáneo de rotación diferente debido a que la condición de la ecuación [9] ya no se cumple (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009).

Debido a esto, una aproximación para la solución planteada se puede caracterizar para cada uno de los ángulos alfa, tomando en cuenta los siguientes aspectos:

- ♣ La variación entre el ángulo C'' AC real con respecto al ángulo teórico beta no debe exceder nunca los 2°.
- ♣ La variación II' que distancia los centros de rotación instantáneos.
- ♣ La variación entre las longitudes C'D' y CD.

La curva de error nos permite determinar la precisión de la dirección; en dicha curva se encuentran ubicados los centros de rotación de los neumáticos delanteros del vehículo. Por ende, en la curva de error se encuentra el lugar en el que intersecan las prolongaciones de sus ejes correspondientes. Para obtener un modelo comparativo, se proyecta la prolongación del eje de la parte trasera del vehículo sobre la curva de error para de esta manera tener una aproximación bastante precisa.

Posteriormente, se requiere determinar tanto los ángulos beta como alfas correspondientes que debe girar cada neumático para, de esta manera, alcanzar el mínimo radio de giro que se desea para el diseño del monoplaza. Para ello, mediante la batalla “e”, el radio “R” y la vía del eje “2a”; se tiene las siguientes expresiones:

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{e}{R}\right) \quad [10]$$

De la ecuación [9], se puede conseguir la siguiente expresión para en ángulo beta:

$$\beta = \arctan\left(\frac{1}{\frac{2a}{e} + \cot(\alpha)}\right) \quad [11]$$

5.2 ANEXO B: Determinación de dimensiones de vías y batallas

Tanto la batalla como vía del vehículo son factores indispensables puesto que, permiten determinar el valor de la carga vertical que soportara cada neumático a través de las diferentes maniobras ejercidas por el piloto del monoplaza dentro de la competición. Es así como se puede establecer el agarre disponible que determinara el

comportamiento del auto (Ruiz, 2014). Como se muestra en la siguiente figura, el vehículo cuenta con batalla derecha, batalla izquierda, vía delantera y vía trasera.



Figura 69. Batallas y vías del vehículo (Consumer, 2012)

A pesar de que las dimensiones tanto la batalla como la vía son sustanciales, el cálculo correspondiente para determinar sus dimensiones es un poco complicado; por este motivo, generalmente se emplea métodos estadísticos o empíricos. No obstante, no se debe menospreciar los cálculos numéricos puesto que, gracias a ellos, se puede establecer rangos mediante los cuales se podrá establecer límites para facilitar el análisis y métodos de iteración. Para ello, se necesita conocer las cargas generadas los neumáticos además de datos y características de los mismos en base a factores como el ángulo de deriva, rigidez y capacidad de fuerza lateral.

Por otro lado, para las competiciones organizadas por la Formula SAE, debido a las características de los circuitos de carreras; una gran parte de los equipos prefieren reducir en la mayor cantidad posible la batalla ya que de esta forma, el monoplaza tendrá una mejor reacción y control ante los movimientos generados. Sin embargo, el abarcar una batalla corta implica ciertas complicaciones que se deben considerar; como es el caso

de que la dimensión longitudinal del automóvil se encuentra limitada debido a la distribución de los elementos más importantes del monoplaça, que corresponden al motor, el piloto y sistema de transmisión. Por ende, es importante considerar estos elementos para que se pueda determinar apropiadamente la batalla mínima que abarcara el monoplaça (Russell, 2005).

En el caso de la vía tanto trasera como delantera, la situación es un poco más compleja debido a que las vías se encuentran condicionadas ya que dependen de las dimensiones de otros elementos del monoplaça. Para afrontar esta complicación, se puede probar diversos anchos de vía en base a estimaciones previas ya que, de esta manera, se puede evitar factores complejos como efecto del cabeceo, o del balanceo. Sin embargo, existen ciertas consideraciones que se deben tomar en cuenta para de esta manera determinar el ancho de vía más adecuado para el vehículo, las cuales se muestran a continuación (Ruiz, 2014).

Consideraciones para un ancho de vía mayor:

- ♣ Centro de balanceo más bajo
- ♣ Disminución en la generación de calor en neumáticos exteriores a las curvas
- ♣ Dificultad de circulación entre las zonas estrechas de los circuitos de competición
- ♣ Mayor aceleración retrasada en el eje del vehículo

Consideraciones para un ancho de vía menor:

- ♣ Centro de balanceo más alto
- ♣ Incremento en la generación de calor en neumáticos exteriores a las curvas
- ♣ Fácil circulación entre los límites impuestos por los circuitos de competición
- ♣ Menor aceleración retrasada en el eje del vehículo

Finalmente, es importante mencionar que, el funcionamiento óptimo de los neumáticos a lo largo de un rango pequeño de temperaturas provoca que la elección del ancho de vía se torne un tanto más complicado. Es decir, un ancho de vía estrecho genera altas cantidades de calor en el neumático exterior del monoplaza mientras que, un ancho de vía grande generar bajas cantidades de calor en el neumático; en ambos casos haciendo que el elemento no rinda de forma óptima, trabajando fuera del rango de funcionamiento adecuado.

Con respecto a parámetros generales de la competición, la Fórmula SAE cuenta con una limitación para el diseño de los vehículos que compiten en la carrera; la cual establece que el producto de la batalla por el promedio de las vías del monoplaza debe ser menor o igual a un valor de 0,36 (SAE International, 2022). De esta manera, se tiene la siguiente expresión matemática:

$$e * \left(\frac{b_d + b_t}{2} \right) \leq 0.36 \quad [12]$$

En donde:

- $e \rightarrow$ es la dimensión de la batalla
- $b_d = AB$ es la vía delantera
- $b_t = CD$ es la vía trasera

5.3 ANEXO C: Cotas de dirección

Para el funcionamiento adecuado de la dirección del vehículo, es necesario que los elementos que conforman el sistema de dirección se rijan bajo condiciones determinadas denominadas geometría o cotas de dirección. A través de estas cotas, se

consigue que los neumáticos del monoplaza obedezcan de manera controlada y fácil al volante de dirección, además de que se logra que no se produzcan alteraciones en la orientación de las ruedas debido a los desniveles del circuito de carreras o debido al accionamiento del freno (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009). Por ende, gracias a las cotas, se establece una dirección suave, fiable y segura de manejar.



Figura 70. Cotas – Geometría de Dirección (Gómez, 2020)

A continuación, se realiza un análisis de los diversos ángulos o posiciones en los que pueden ser posicionados los neumáticos del vehículo, además de los efectos que producen cada uno de estos ángulos o posiciones.

5.4 ANEXO D: Ángulo de inclinación o salida

El ángulo de inclinación o salida (A_s), conocido también como “King-ping inclination”, hace referencia al ángulo generado por el eje del pivote en donde el neumático gira para poder orientarse, respecto con la prolongación del eje vertical que pasa por el apoyo central del neumático. Generalmente, el ángulo de salida comprende valores entre 4° y 10° , aunque la gran mayoría de vehículos trabajan con valores entre 6° y 7° . Por ende, esta disposición del pivote genera una reducción del esfuerzo que se requiere ejercer para orientar los neumáticos (Albán, 2016). Además, en el caso de que de que el eje vertical de los neumáticos y el pivote sean paralelos entre sí, el esfuerzo que se requiere se lo calcula por medio del par resistente, el cual se expresa con la siguiente ecuación:

$$C = Fr * d \quad [13]$$

En donde:

- $C \rightarrow$ es el par resistente
- $Fr \rightarrow$ es la resistencia a la rodadura
- $d \rightarrow$ es el brazo del par

De esta manera, se debe tener claro que, con un menor valor “ d ”, el esfuerzo que se debe aplicar en el volante para orientar los neumáticos será menor. De igual forma, este esfuerzo será nulo siempre que el eje del pivote pase por el punto “ A ”, el cual corresponde al lugar de apoyo de la rueda. Es así como, el único esfuerzo que se requiere realizar correspondería a la resistencia a la rodadura (fricción) “ Fr ”, la cual depende del grosor del neumático, puesto que el par de rotación tendría un valor de cero. No obstante,

en situaciones reales, el brazo del par “ d ” no podría ser cero debido a que la dirección se tornaría inestable (Albán, 2016). A continuación, se muestra la figura correspondiente al ángulo de salida:

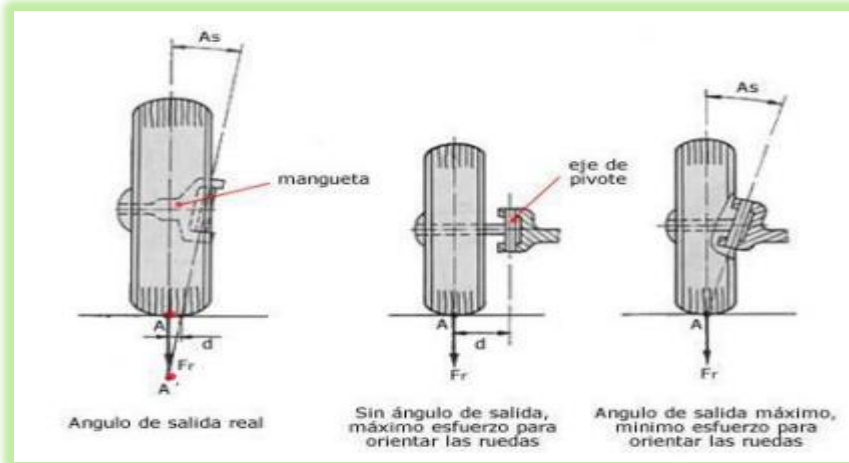


Figura 71. Ángulo de inclinación y efectos sobre la orientación de los neumáticos (Moggio, 2016)

Por otro lado, como efecto de la inclinación del eje del pivote, se generan unas fuerzas de retroceso, mismas que posterior al paso de una determinada curva dentro del circuito, generan que los neumáticos regresen a su posición normal en línea recta, en sentido de la marcha de una trayectoria recta. Esto se produce debido a que cuando el neumático se encuentra orientado para abordar una curva, gracias a que gira por medio del eje del pivote, el cual se encuentra inclinado; el neumático tiene a hundirse en el piso. Sin embargo, como la rueda no puede hacer esta acción, la carrocería del coche tiende a levantarse, de forma que se opone al peso. Por ende, cuando el vehículo toma una cierta curva, al momento que el piloto suelta el volante, las ruedas retornan a su posición original de línea recta gracias a que el peso de la carrocería del monoplaza tiende a bajar (Ruiz, 2014). Adicionalmente, el ángulo de salida permite reducir los efectos generados debido a la irregularidades y desniveles del circuito en el sistema de dirección.

De igual forma, otro de los parámetros clave relacionado al ángulo de inclinación, corresponde a la presión de inflado que poseen los neumáticos. Es por ello que, con una menor presión de inflado, el punto “A” tiende a desplazarse más hacia abajo, incrementado así el brazo del par “d” junto con la fuerza requerida para orientar los neumáticos del automóvil.

5.5 ANEXO E: Ángulo de caída

El ángulo de caída (A_c), conocido también como “Camber”, hace referencia al ángulo que se genera entre la línea vertical que pasa por medio del punto de apoyo del neumático y el eje de simetría de dicho neumático. Es decir, este ángulo representa la inclinación de la rueda del vehículo en relación con el plano de la calzada. Para poder obtener este ángulo, se otorga una orientación determinada al eje de la mangueta en relación con la línea horizontal. El principal objetivo del ángulo de caída es desplazar el peso del monoplaza sobre el neumático mediante el lado interno de la mangueta; permitiendo así reducir las cargas laterales generadas sobre los cojinetes donde va apoyado el neumático (Velasco, Oliva, & Sánchez, 2017).

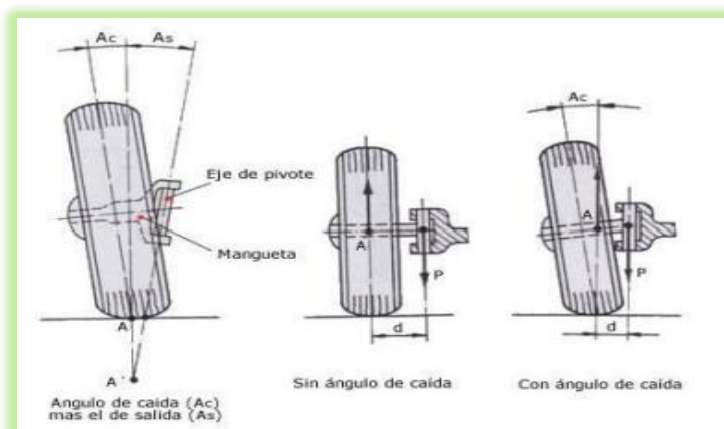


Figura 72. Ángulo de caída y efectos sobre la orientación de los neumáticos (Moggio, 2016)

Por otro lado, se debe tomar en consideración que sobre la mangueta se ejercen esfuerzos de flexión, mismo que equivalen el peso “P” que gravita sobre la mangueta, por el brazo de palanca “d” respectivo. De esta forma, se obtiene el momento Resultante $M = P * d$. A través del “Camber”, se pretender acortar el brazo de palanca “d” por medio de una inclinación del neumático puesto que, de esta manera, el punto de reacción “A” se traslada hacia el pivote, haciendo que se reduzca no solo el brazo de palanca sino también el esfuerzo generado sobre los rodamientos de las manguetas. Hoy en día, una gran parte de los vehículos cuenta con un ángulo de caída positivo entre 1° y 30° en sus ruedas directrices (Moggio, 2016). El ángulo de caída es positivo si el neumático se encuentra inclinado hacia afuera del vehículo por su parte superior. De igual forma, el ángulo de caída es negativo si el neumático se encuentra se encuentra inclinado hacia adentro del vehículo por su parte superior. Adicionalmente, se debe considerar que existe una relación entre el ángulo de caída respecto al ángulo de salida; en donde, al disminuir el ángulo de caída, se genera un aumento en el ángulo de salida y viceversa.

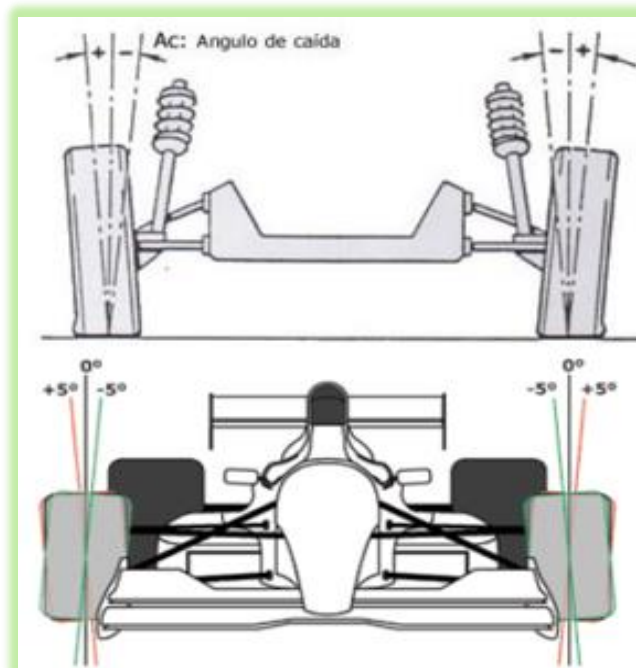


Figura 73. Angulo de caída positivo y negativo (AD TYRES, 2017)

Además, se debe tener en cuenta que un ángulo de caída excesivo puede generar un desgaste mucho más rápido y significativo sobre los neumáticos. Cuando se tiene un exceso de ángulo de caída positivo, se genera un mayor desgaste en el borde externo de la rueda; mientras que, un exceso de ángulo de caída negativo, se genera un mayor desgaste en el borde interno de la rueda. De igual forma, se tiene que el “Camber” genera desplazamientos laterales, los cuales dependen de la superficie de contacto con el piso y sección del neumático.

Con respecto a los automóviles con sistema de suspensión independiente, provoca que cuando la suspensión ceda, esta articule sobre la mangueta, haciendo que el ángulo de caída positivo se vuelva negativo; lo cual permite al vehículo tener una mejor adherencia de los neumáticos con el suelo al momento de tomar una curva. Este efecto se lleva a cabo gracias a que la fuerza centrífuga ocasiona una mayor carga en la rueda externa del monoplaza respecto a la curva del circuito. Así mismo, la rueda interna del vehículo también adquiere un ángulo de caída favorable que le otorga una mejor estabilidad al vehículo en las curvas (Moggio, 2016).

Por último, se debe considerar que el ángulo de caída provoca que la dirección del vehículo tienda a mantenerse en línea recta debido al efecto cono. Es decir, tanto para las circunferencias internas y externas de la rueda, puesto que giran a velocidades diferentes debido a los diámetros distintos de cada circunferencia, provocan que el vehículo tenga la tendencia de seguir la trayectoria de forma similar a como rodaría un cono en una superficie plana. Esta tendencia se genera en cada uno de los neumáticos directrices, por ende, se efectúan fuerzas que abren los neumáticos y brindan estabilidad a la dirección del vehículo (Ruiz, 2014). Con el objetivo de que las fuerzas sean equivalentes y que el monoplaza siga su trayectoria en línea recta, el ángulo de caída debe ser igual en cada lado del vehículo.

5.6 ANEXO F: Ángulo de convergencia

El ángulo de convergencia (A_v) o desviación angular, también conocido como “Toe”, hace referencia al ángulo que se genera debido a las prolongaciones de los ejes longitudinales tanto traseros como delanteros de las ruedas, con respecto al eje longitudinal del vehículo. Este ángulo se mide en la parte delantera de las ruedas, en el sentido de la marcha (Morillo, 2018). Además, se puede determinar una convergencia parcial (si se mide desde la rueda hasta el eje longitudinal del monoplaza) o total (si se mide de la una rueda a la otra).

Por otro lado, el tipo de sistemas de tracción del vehículo permite establecer el ángulo de cierre o apertura en la parte del tren delantero del mismo. Si se cuenta con una tracción trasera (convergencia negativa o divergencia), debido a como se aplican las fuerzas en los neumáticos, tiende a abrirse el tren delantero; de la misma manera, si se cuenta con una tracción delantera (convergencia positiva), tiende a cerrarse el tren delantero.

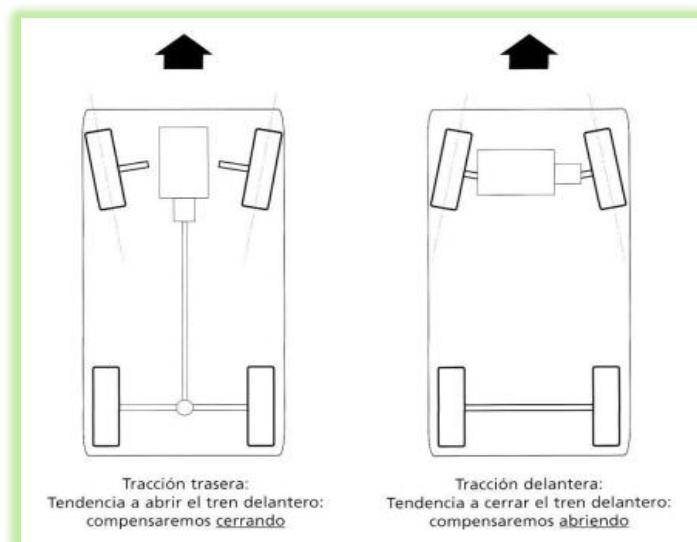


Figura 74. Tracción trasera y delantera y su efecto sobre el tren delantero (Ruiz, 2014)

En otras palabras, la convergencia, denominada también como paralelismo de los neumáticos delanteros, establece la posición que ocupan los neumáticos en relación con el eje longitudinal del vehículo.

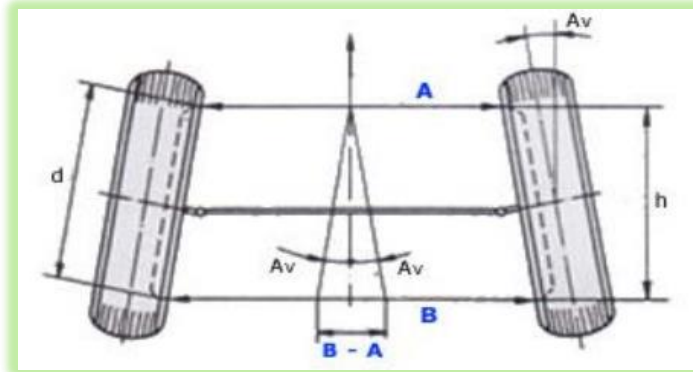


Figura 75. Paralelismo de los neumáticos delanteros - Convergencia (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009)

El efecto de la convergencia o paralelismo permite modificar la orientación de los neumáticos, los cuales se ven afectados por las fuerzas longitudinales generadas. De este modo, cuando se tiene neumáticos solamente directrices, la fuerza longitudinal se dirige hacia la parte trasera y provoca que las ruedas delanteras tiendan a abrirse. De la misma manera, cuando se tiene neumáticos de tipo directrices y motrices, la fuerza longitudinal es equivalente a la diferencia entre la oposición a la rodadura y a los esfuerzos de tracción, lo cual provoca que las ruedas delanteras tiendan a cerrarse (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009). Por este motivo, se establece que los neumáticos del monoplaza cuentan con una convergencia positiva “Toe-in) siempre y cuando se verifique que, por encima del tren delantero, la longitud de “A” es mayor que “B”. Por otro lado, si la distancia de “A” es menor que “B”, se tiene una convergencia negativa o divergencia (Toe-out).

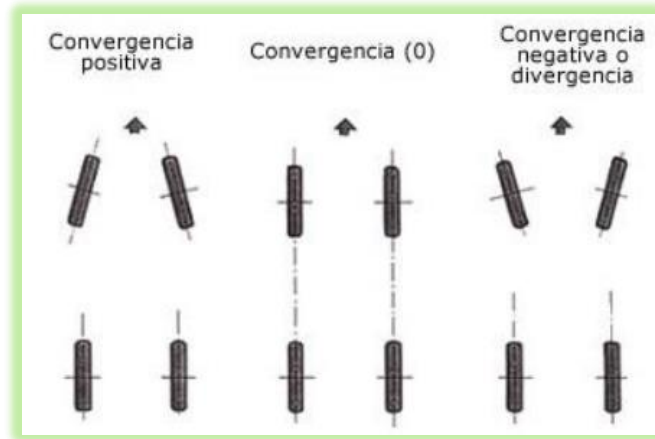


Figura 76. Convergencia positiva y negativa en los neumáticos delanteros (Moggio, 2016)

De esta manera, el ángulo de convergencia (A_v) se puede expresar en función de las distancias “A” y “B”, el diámetro de la rueda “d” o la cota “h”, tal y como se muestra en la figura 13. Por ende, se tiene la siguiente expresión para poder determinar el ángulo de convergencia:

$$A_v = \arctan\left(\frac{B-A}{2 \cdot h}\right) \quad [14]$$

El resultado de un ángulo positivo (convergencia positiva) o bien uno negativo (divergencia) está relacionado en parte con los valores del ángulo de salida y del ángulo de caída, además del tipo de tracción que forme parte del monoplaza. En los vehículos de tracción trasera, se produce un incremento de la convergencia respecto al eje delantero, lo cual otorga una estabilidad más adecuada al vehículo durante una trayectoria en línea recta; pero teniendo en consideración que se tendrá una reacción más lenta al momento que el monoplaza ingresa a una curva (Ruiz, 2014).

5.7 ANEXO G: Ángulo de avance

El ángulo de avance (Aa), conocido también como “Caster”, hace referencia al ángulo que se genera debido a la prolongación del eje del pivote respecto a la vertical que pasa por el centro del neumático junto con el sentido de avance de dicho neumático. Es decir, este ángulo es indispensable para que los neumáticos delanteros del automóvil tengan la capacidad de auto centrarse luego de salir de una curva determinada; además de que mejora la capacidad de retorno del neumático, la estabilidad y la facilidad de manejo en las curvas. El desfase existente entre el eje central del neumático y la aplicación de la fuerza respecto al pivote, orientan al neumático a la dirección de avance. Además, se sabe que, a mayor cota de avance, se tiene una mayor fuerza sobre la dirección para que las ruedas del vehículo giren (Burgos, 2014). La siguiente figura resume lo expuesto:

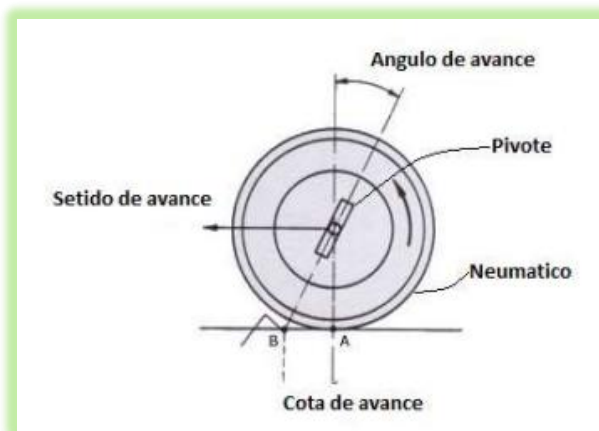


Figura 77. Ángulo de avance generado en el neumático (Burgos, 2014)

Para el caso de los monoplazas que compiten dentro de la Fórmula SAE, los neumáticos de la parte trasera son los encargados de generar tracción en el vehículo; razón por la cual se tiene inestabilidades dentro del sistema de dirección ya que es arrastrado desde la parte trasera el eje delantero. Para corregir este efecto, se asigna al pivote un

determinado ángulo de avance “ Aa ”, haciendo que el eje del pivote corte un ligeramente adelante del punto de apoyo del neumático “A” respecto con la línea de desplazamiento. De esta manera, se produce sobre el neumático una fuerza conocida como acción de remolque, misma que otorga firmeza y estabilidad a la dirección, provocando así que punto de apoyo “A” del neumático permanezca en línea recta y por detrás del punto de impulso “B” (Moggio, 2016).

Por otro lado, en las curvas del circuito, al cambiar el sentido de giro, el neumático se orienta respecto al punto “B” designado para el avance. De esta manera, se provoca que el punto “A” experimente un desplazamiento hacia un punto “A’”; dando origen a un par de fuerzas, las cuales hacen que el neumático tienda a regresar a su posición de línea recta gracias a que desaparece el par debido a que “ d ” tiene un valor de cero. Por ende, el sistema de dirección adquiere resistencia y estabilidad gracias a que el torque generado debido a las desviaciones generadas por desniveles en el terreno regresa los neumáticos a su posición inicial recta (Ruiz, 2014). La siguiente figura permite tener una idea más clara de este comportamiento:

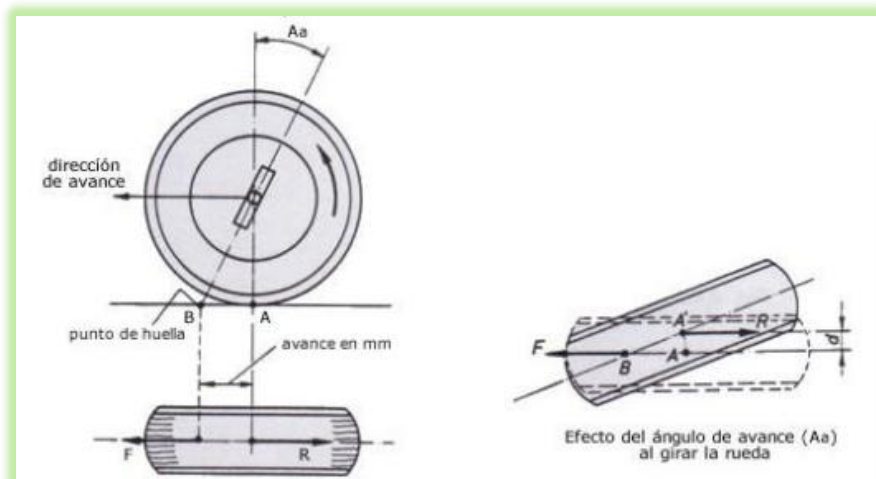


Figura 78. Efectos del ángulo de avance sobre la orientación del neumático (Ruiz, 2014)

Finalmente, al ángulo de avance deber ser el adecuado para las condiciones de trabajo correspondientes sin que afecta al resto de condiciones direccionales. Caso contrario, puede haber inconvenientes en el sistema de dirección; si el ángulo de avance es muy grande, los neumáticos se orientarán de forma violenta debido a que el par generado será grande, si el ángulo de avance es muy pequeño, se genera una dirección inestable debido a que el par creado será insuficiente. De forma general, para el diseño de los monoplazas, se busca que el ángulo de avance se encuentre en un rango de 0° a 4° para los automóviles con motor en la parte delantera; mientras que, que el ángulo de avance se encuentre en un rango de 6° a 12° para los automóviles con motor en la parte trasera (Moggio, 2016).

5.8 ANEXO H: Angulo de deriva

Al momento en el que el monoplaza entra en una curva dentro del circuito de carreras se tiene dos casos posible: el primero, cuando el vehículo aborda la curva a velocidades bajas, en donde la trayectoria de los neumáticos se encuentra establecida acorde a los movimientos realizados por el piloto a través del sistema de dirección del vehículo (aquí no se generan fuerzas transversales además de que las variaciones de trayectoria generadas gracias a la geometría y disposición del sistema de dirección son anuladas gracias a la elasticidad de las ruedas); el segundo, cuando el vehículo aborda la curva a velocidades altas, (aquí la trayectoria queda alterada debido a la acción de fuerzas transversales que surgen como producto de la resistencia al avance, empuje del motor y velocidad del vehículo).

Estas fuerzas transversales que se generan en los neumáticos directrices cuando el vehículo ingresa a la curva a altas velocidades provoca que el monoplaza de desplace

siguiendo una determinada trayectoria, misma que forma cierto ángulo en relación con el borde, el cual se conoce como ángulo de deriva (Villanueva, Rangel, & Valente, 2009). De esta forma, se establece que la deriva de las ruedas hace referencia al cambio que experimenta el vehículo a lo largo de la trayectoria ocasionada por las deformaciones de la rueda. No obstante, se debe tener en claro la idea de que el ángulo de deriva no se relaciona con un deslizamiento o con la pérdida de agarre. Es decir, la pérdida de sujeción del neumático con el terreno puede generar un desplazamiento del vehículo, pero no tiene influencia sobre el ángulo de deriva. La deriva se genera gracias a la deformación que afecta tanto a los flancos como a la banda de rodadura de las ruedas. Por ende, el ángulo de deriva se puede asociar únicamente con factores como el peso, velocidad, presión y ancho del neumático (Ruiz, 2014).

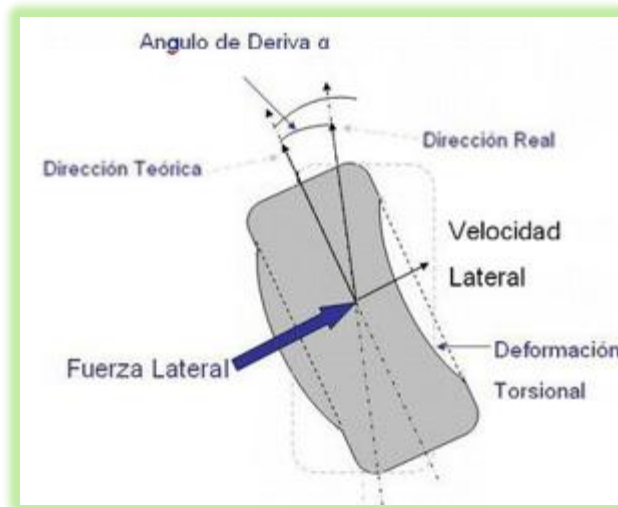
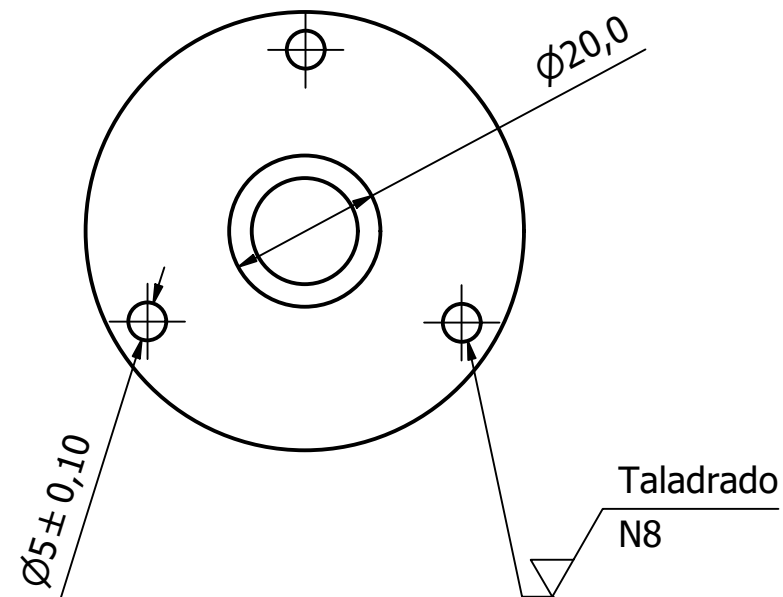
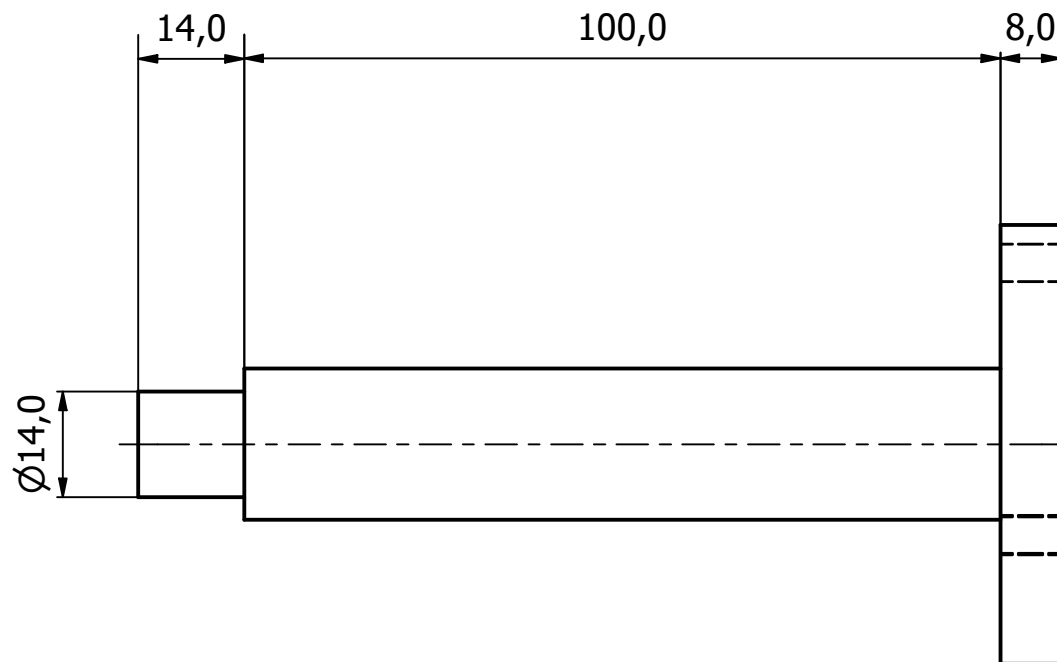


Figura 79. Ángulo de deriva (RaceSimOnline, 2012)

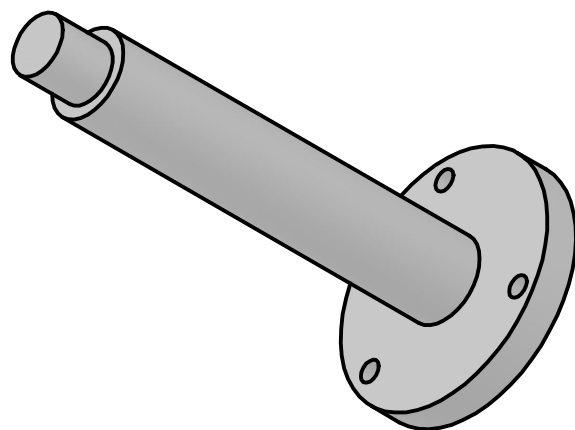
5.9 ANEXO I: Dibujos Mecánicos (Planos de los elementos del sistema de dirección)

A continuación, se presentan los dibujos mecánicos de los elementos que conforman el sistema de dirección. Para ello, se presenta los planos de: axial de dirección, columna de dirección, barra de conexión (soporte de dirección), caja de dirección y terminal de dirección. De igual manera, se presenta el plano del ensamble de todo el sistema de dirección además de un plano informativo dentro del cual se presenta como se vería acoplado dicho sistema de dirección dentro del chasis del vehículo tipo fórmula SAE.



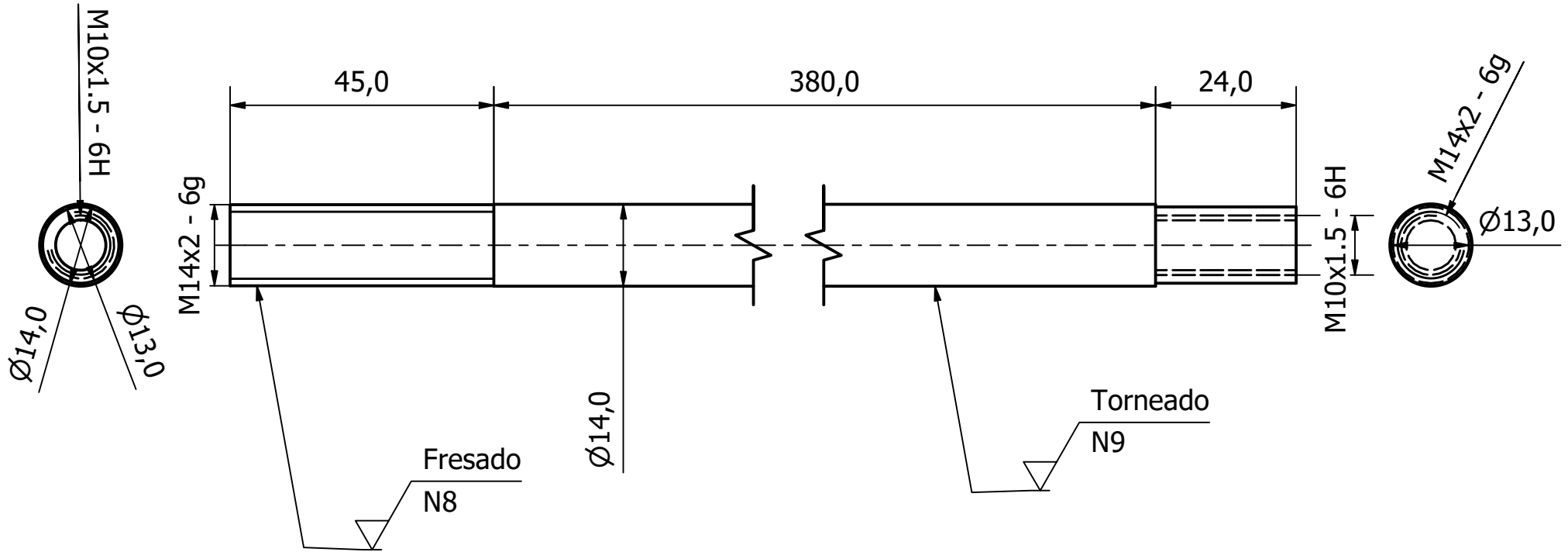
NOTAS:

1) Eliminar aristas vivas



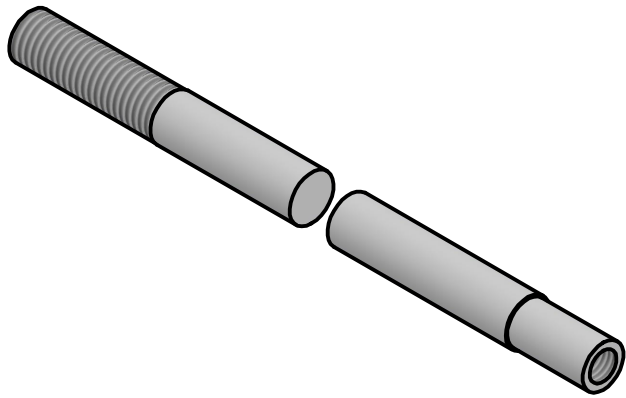
TOLERANCIA ± 0.5		PESO 0.43 kg	MATERIAL Acero SAE 1015		
Fecha	Nombre		DENOMINACIÓN Barra horizontal de acople	ESCALA 1 : 1	
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo			
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga			
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga			
			CÓDIGO BHA1	TRAT. SUPERFICIAL NA	HOJA 1

N9 / (N8)



NOTAS:

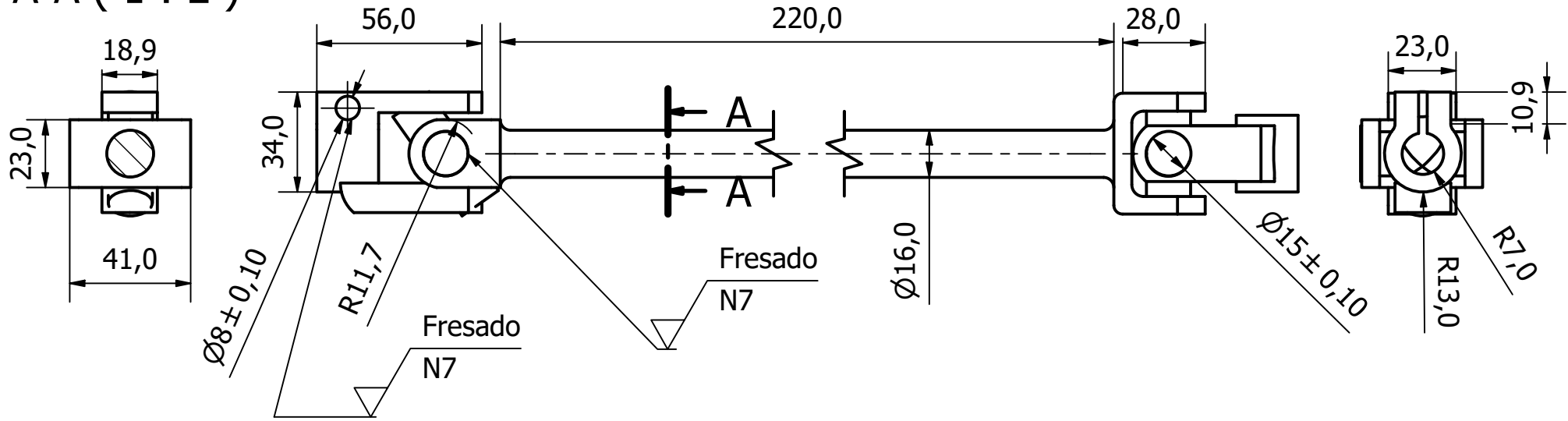
1) El fresado se aplica en ambos extremos del eje



TOLERANCIA ± 0.5		PESO 0.42 kg	MATERIAL Acero SAE 1020	
	Fecha	Nombre	DENOMINACIÓN Axial de dirección	ESCALA 1 : 1
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo		
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		
		CÓDIGO A1	TRAT. SUPERFICIAL NA	HOJA 1

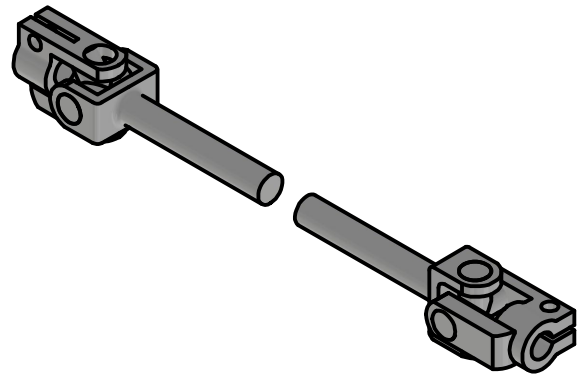
✓ (N7)

A-A (1:2)

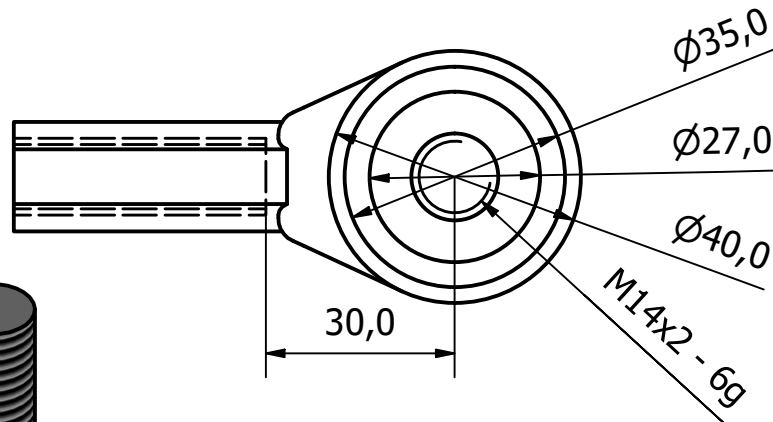
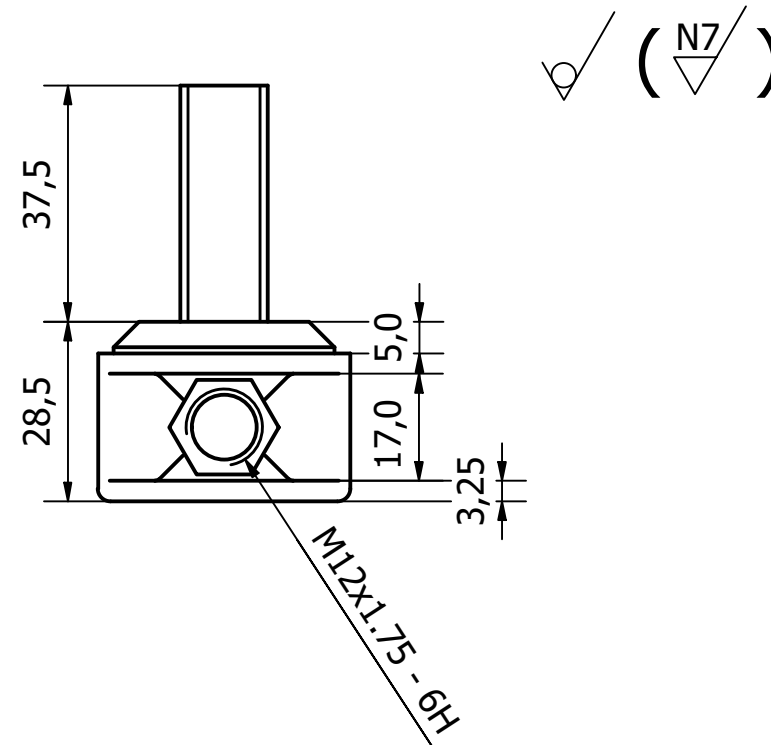
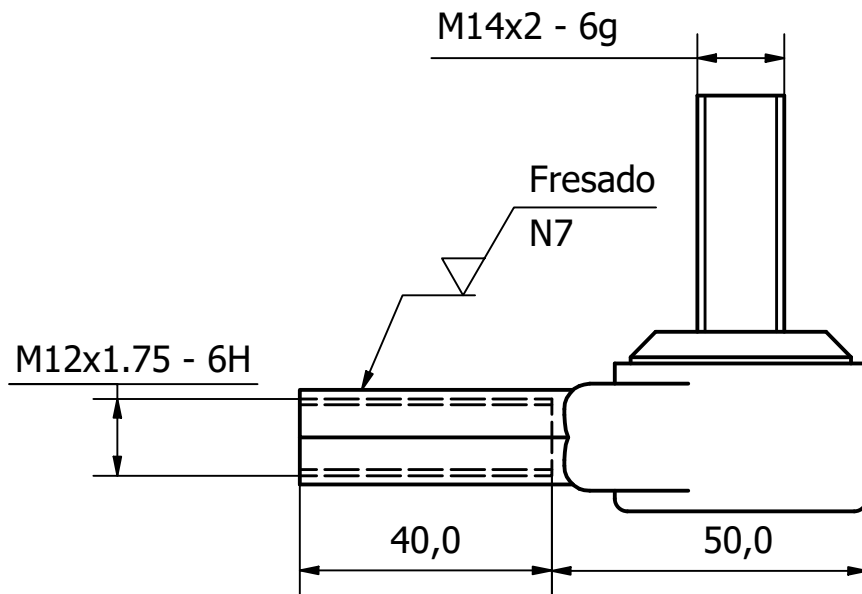


NOTAS:

- 1) Eliminar aristas vivas
- 2) Radios de acuerdo no acotados R=3.5

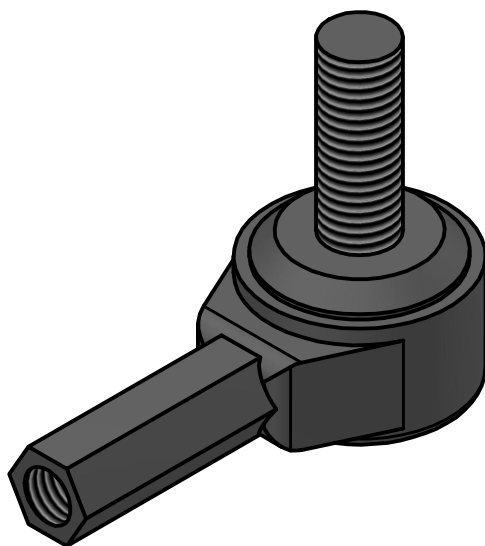


TOLERANCIA ± 0.5		PESO 1.82 kg	MATERIAL Acero SAE 1015		
	Fecha	Nombre	DENOMINACIÓN Columna de dirección		ESCALA 1 : 2
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo			
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga			
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga	CÓDIGO CD1		TRAT. SUPERFICIAL NA
			HOJA 1		

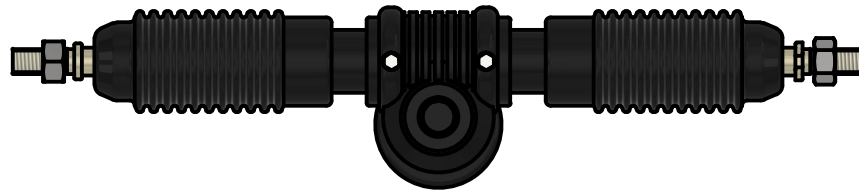
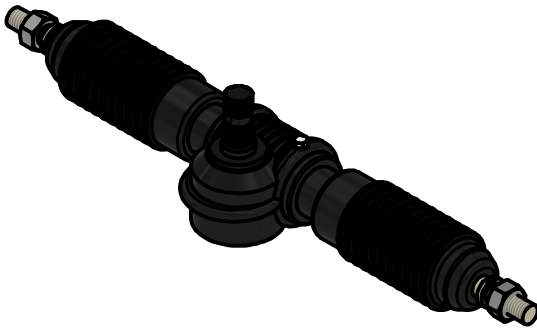
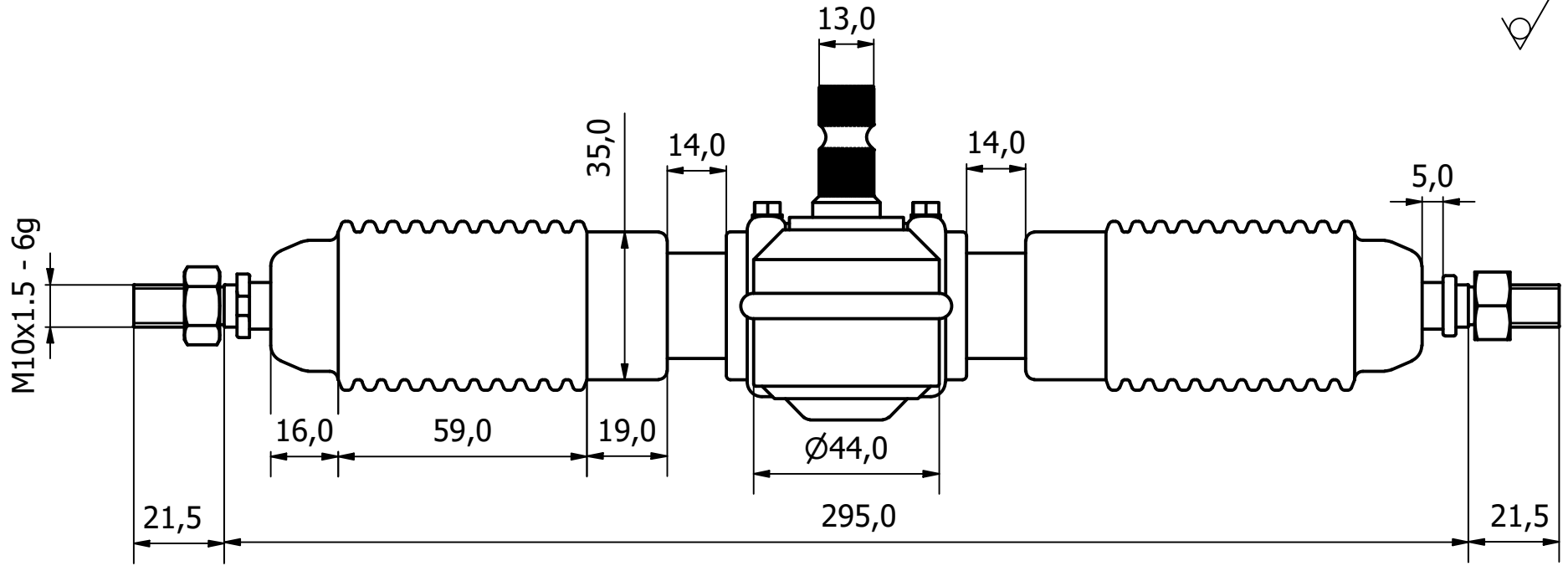


NOTAS:

- 1) Eliminar aristas vivas R=4
- 2) El fresado se aplica para todos los elementos roscados



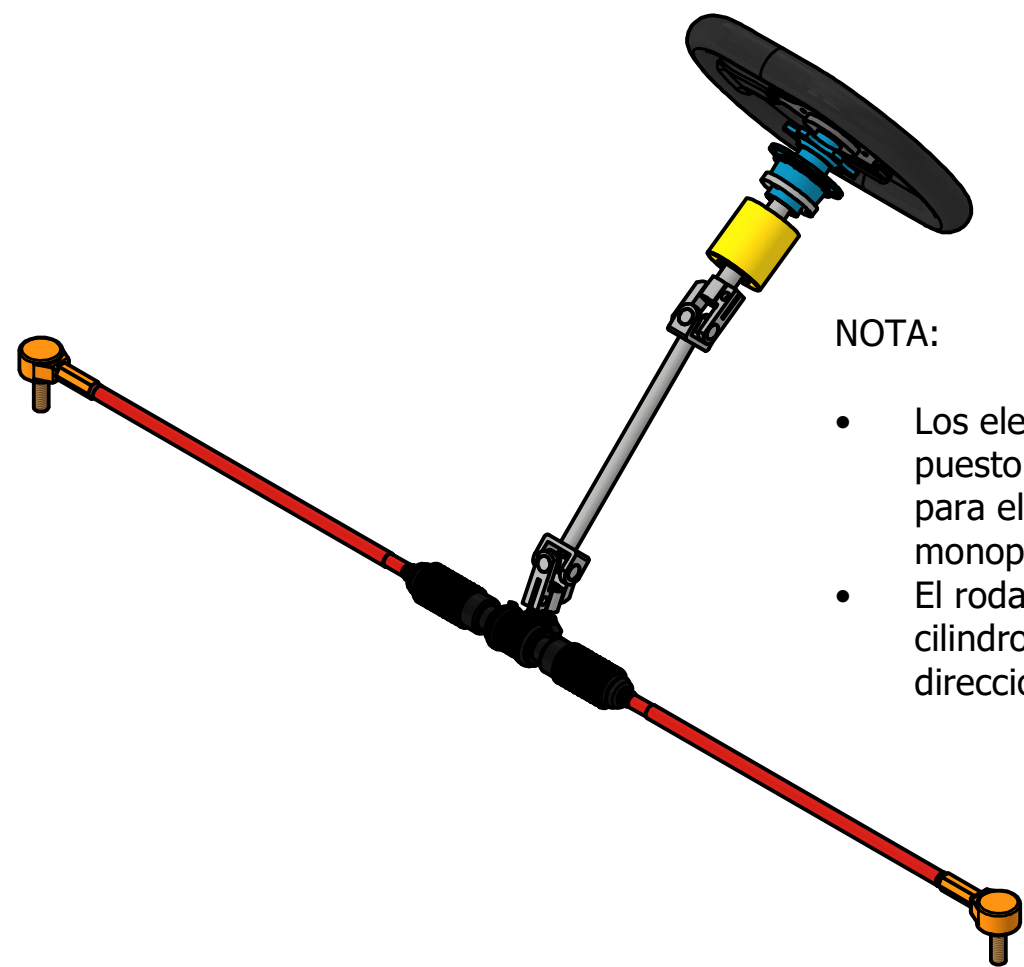
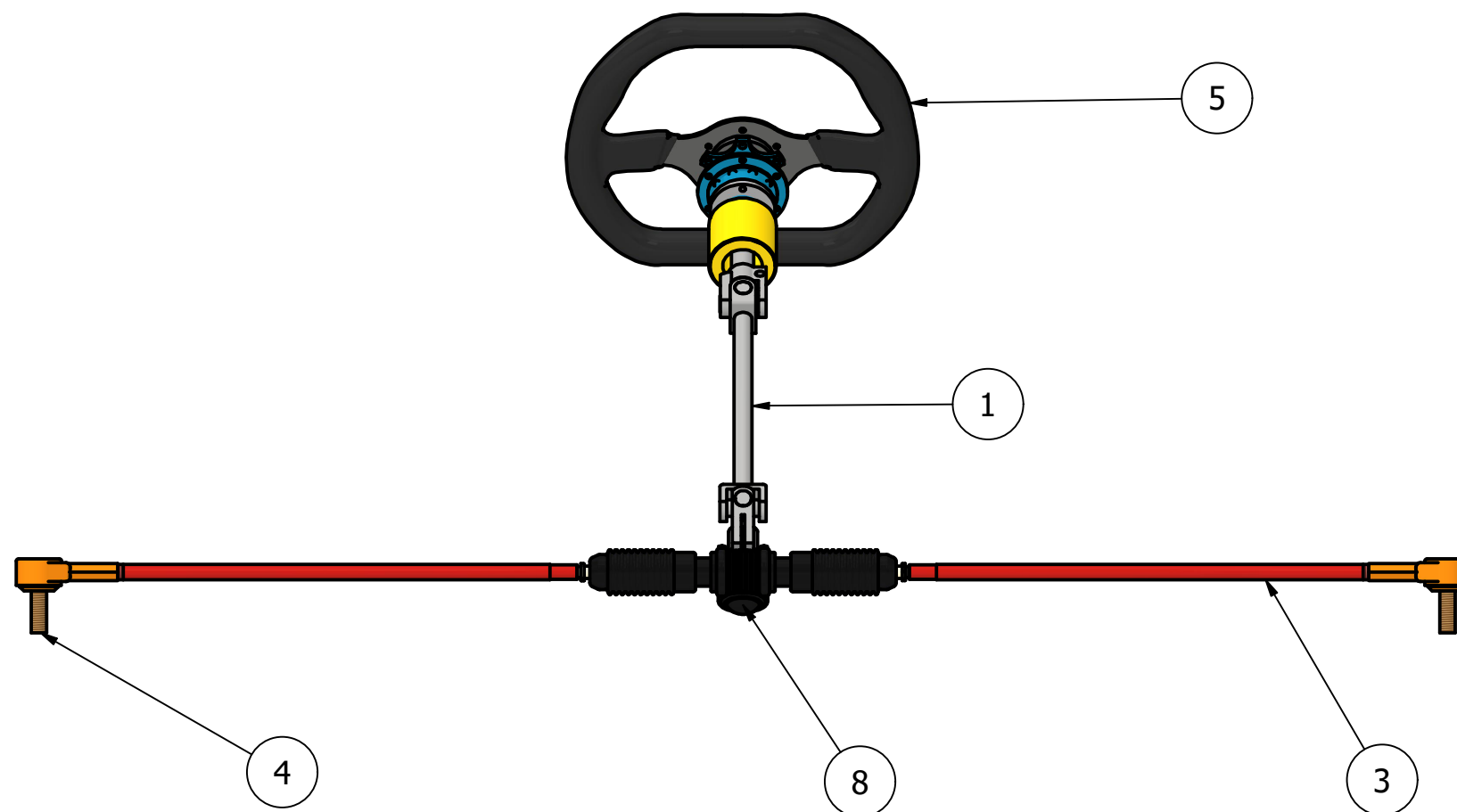
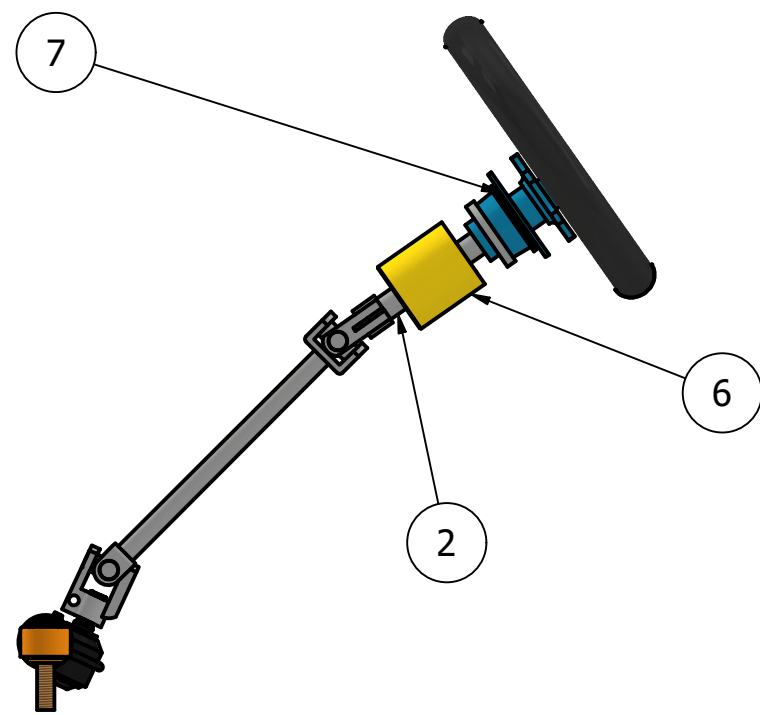
TOLERANCIA ± 0.5		PESO 0.27 kg	MATERIAL Acero SAE 1020		
	Fecha	Nombre	DENOMINACIÓN Terminal de dirección		ESCALA 1 : 1.2
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo			
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga			
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga	CÓDIGO TD1		TRAT. SUPERFICIAL NA
			HOJA 1		



NOTAS:

1) Elemento no fabricado, por lo cual no se tiene un plano con medidas detalladas del componente

TOLERANCIA ± 0.5		PESO 4.1 kg	MATERIAL Acero SAE 1020 y Caucho sintético	
	Fecha	Nombre	DENOMINACIÓN Caja de dirección	ESCALA 1:1.5
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo		
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		
			CÓDIGO CD1	TRAT. SUPERFICIAL NA
				HOJA 1



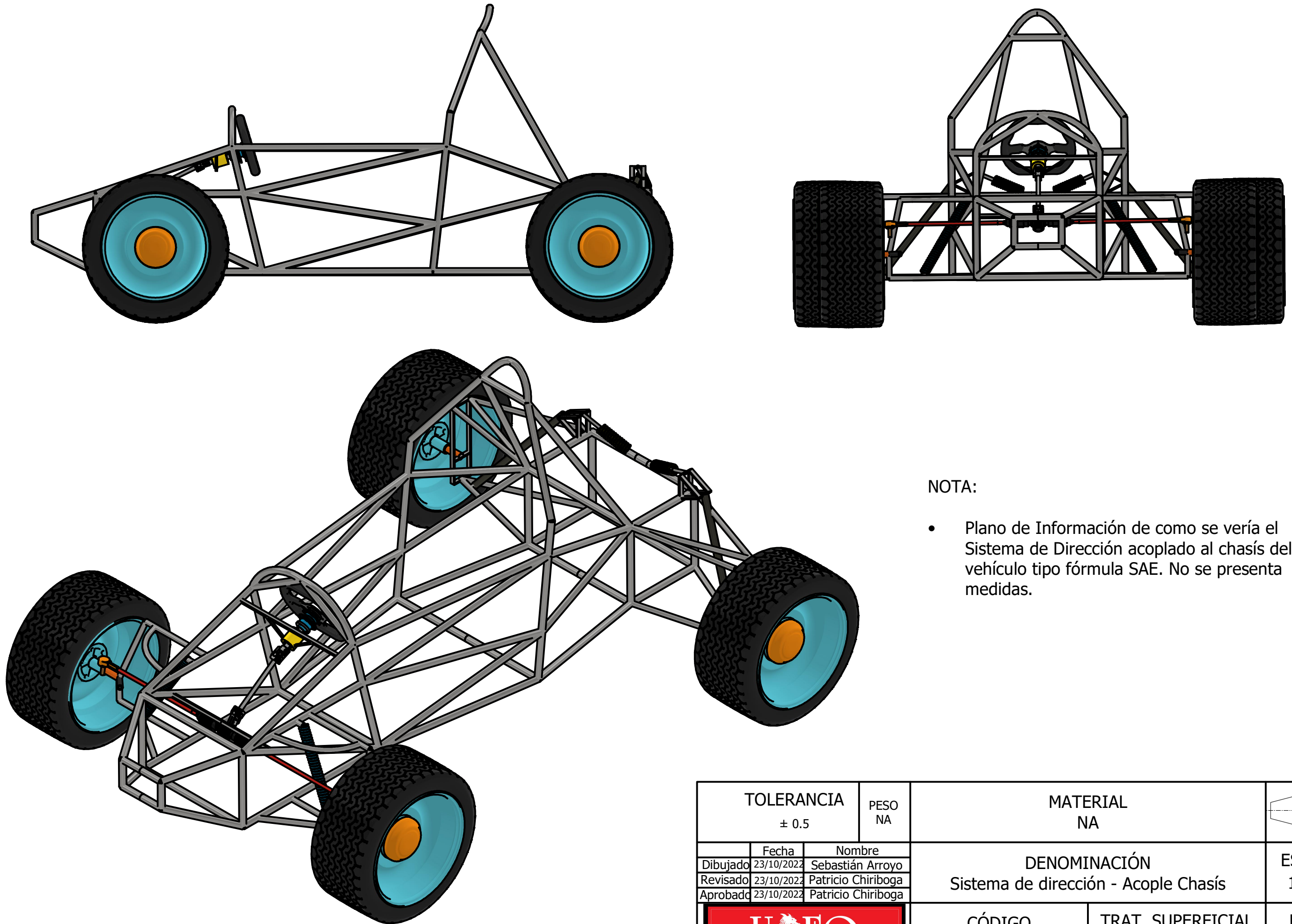
NOTA:

- Los elementos 5, 6 y 7 no presentan planos de detalle puesto que son componentes importados directamente para el debido acople al sistema de dirección del monoplaza.
- El rodamiento de bolas se encuentra acoplado a un cilindro que permite dar sujeción al sistema de dirección respecto al chasis del vehículo.

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Columna de dirección	
2	1	Barra horizontal de acople	
3	2	Axial de dirección	
4	2	Terminal de dirección	
5	1	Volante	Elemento importado
6	1	Rodamiento de bolas	Elemento importado
7	1	Quick release	Elemento importado
8	1	Caja de dirección	

TOLERANCIA ± 0.5		PESO 15.73 kg	MATERIAL NA		
Fecha	Nombre		DENOMINACIÓN Sistema de dirección - Fórmula SAE		ESCALA 1 : 6
Dibujado 23/10/2022	Sebastián Arroyo				
Revisado 23/10/2022	Patricio Chiriboga				
Aprobado 23/10/2022	Patricio Chiriboga		CÓDIGO SDFS1	TRAT. SUPERFICIAL NA	HOJA 1





NOTA:

- Plano de Información de como se vería el Sistema de Dirección acoplado al chasis del vehículo tipo fórmula SAE. No se presenta medidas.

TOLERANCIA ± 0.5		PESO NA	MATERIAL NA	
Fecha		Nombre		DENOMINACIÓN Sistema de dirección - Acople Chasis
Dibujado	23/10/2022	Sebastián Arroyo		
Revisado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		
Aprobado	23/10/2022	Patricio Chiriboga		ESCALA 1 : 15
		CÓDIGO ACSD	TRAT. SUPERFICIAL NA	HOJA 1