

Universidad San Francisco de Quito

Colegio de Ciencias e Ingeniería

Diseño del Sistema de Dirección para el Prototipo Fórmula SAE USFQ

Leonidas Victor Burgos De la Vega

Patricio Chiriboga, Ph.D., Director de Tesis

Tesis de grado presentada como requisito
para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, diciembre de 2014

Universidad San Francisco de Quito

Colegio de Ciencias e Ingeniería

HOJA DE APROBACIÓN DE TESIS

Diseño del Sistema de Dirección para el Prototipo Fórmula SAE USFQ

Leonidas Victor Burgos De la Vega

Patricio Chiriboga, Ph.D.

Director de tesis

Alfredo Valarezo, Ph.D.

Director del programa y

Miembro del Comité de Tesis

Lorena Bejarano, Ph. D. (c)

Miembro del Comité de Tesis

Ximena Córdova, Ph.D

Decana de la Escuela de Ingeniería

Colegio de Ciencias e Ingeniería

Quito, diciembre de 2014

© DERECHOS DE AUTOR

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

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo de investigación en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en el Art. 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior.

Firma: _____

Nombre: Leonidas Victor Burgos De la Vega

C. I.: 0604097329

Fecha: Quito, diciembre de 2014

DEDICATORIA

A mi madre, quien caminó a mi lado durante este trayecto.

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por su apoyo incondicional, a mis amigos por darme su alegría, a mis profesores por su dedicación.

RESUMEN

Con el afán de participar en una competencia Fórmula SAE, la Universidad San Francisco de Quito se encuentra en el desarrollo de un prototipo. En el presente trabajo se detallan todas las mediciones, procedimientos de cálculo y análisis de esfuerzos necesarios para diseñar el sistema de dirección que mejor se acople al prototipo. Primeramente se determina el espacio disponible para el sistema en el chasis existente. Segundo, en base a la literatura disponible y a cálculos propios, se aproxima un sistema con piñón-cremallera usando un mecanismo de 4 barras. Tercero, se utiliza un software CAD para modelar un mecanismo de piñón-cremallera que contenga los parámetros de la estimación del mecanismo anterior. Cuarto, se analiza la dinámica de un vehículo en pista para determinar las cargas y esfuerzos sobre los elementos más críticos del sistema. En última instancia se efectúan análisis de esfuerzos y fatiga, para otorgar dimensiones finales a los elementos y simular el comportamiento de todo el sistema. Después de todos los procedimientos mencionados y con la ayuda del software CAD, se logró diseñar un sistema de dirección fiable junto con sus respectivos planos de construcción.

ABSTRACT

Looking forward to take part in a Formula SAE competition, Universidad San Francisco de Quito develops a racing car prototype for this event. This document describes all the measurements, calculations and stress analysis that are needed in order to design the steering system that better fits the prototype. First of all we define the available space for the system on the existing chassis. Second, based on literature and own calculations, we estimate a rack and pinion system with a four-bar mechanism. Third, CAD software is used to generate a rack and pinion system based on the four-bar estimation. Fourth, vehicle dynamics on the course track are analyzed, in order to determine loads and stresses on the system's elements. Finally, fatigue and stress analysis are done, in order to define dimensions and simulate the system behavior. After all these procedures and using a CAD software it was possible to generate a reliable steering system, including all the manufacture drafts.

Tabla de contenido

Resumen.....	7
Abstract.....	8
1 Introducción	16
1.1 Revisión de Literatura	16
1.2 Antecedentes	17
1.3 Justificación.....	18
1.4 Objetivos	18
1.4.1 Objetivo Principal	18
1.4.2 Objetivos Específicos.....	19
1.5 Metodología.....	19
2 Marco Teórico	20
2.1 Sistema de suspensión	20
2.1.1 Definición.....	20
2.1.2 Componentes del sistema de suspensión.....	20
2.1.3 Suspensión independiente	21
2.1.4 Oscilaciones del vehículo.....	22
2.1.5 Centro instantáneo.....	22
2.1.6 Geometría de vista frontal.....	23
2.2 Sistema de dirección.....	24
2.2.1 Definición.....	24
2.2.2 Principio de Ackerman.....	24
2.2.3 Componentes del sistema de dirección	26
2.3 Disposición de las ruedas delanteras	30
2.3.1 Alineación de las ruedas delanteras	30
2.3.2 Ángulo de avance.....	31
2.3.3 Ángulo de caída y ángulo de salida del pivote.....	31
2.4 Comportamiento del neumático	32
2.4.1 Ángulo de deslizamiento.....	32
2.4.2 Coeficiente de fricción	33
2.4.3 Diagrama G-G.....	35
2.5 Peso y transferencia de carga sobre el vehículo	37

2.5.1	Distribución Estática del peso	37
2.5.2	Estimación de la masa total del vehículo	37
2.5.3	Transferencia dinámica de carga.....	38
2.6	Teoría de mecanismos	39
2.6.1	Definición.....	39
2.6.2	Mecanismo	39
2.6.3	Movilidad.....	40
2.7	Fallas por fatiga	40
2.7.1	Límite de fatiga	41
2.7.2	Factores de modificación para el límite de fatiga (S_e)	42
2.7.3	Caracterización de esfuerzos fluctuantes	45
2.7.4	Criterios de falla por fatiga	46
2.8	Teoría de soldadura	47
2.9	Restricciones de diseño	49
3	Geometría del sistema de dirección	50
3.1	Selección del sistema de desmultiplicación	50
3.2	Selección del tipo de varillaje.....	52
3.3	Estimación de dimensiones de elementos del varillaje	52
3.3.1	Procedimiento de cálculo de dirección para un vehículo con eje delantero sólido. 53	
3.3.2	Definición de constantes	59
3.3.3	Resultados del procedimiento para estimación de elementos del varillaje ...	61
3.4	Disposición espacial del sistema de dirección.....	65
3.4.1	Disposición de elementos en el varillaje.....	65
3.4.2	Disposición de la columna de dirección.....	70
3.5	Definición del mecanismo para el varillaje	73
3.5.1	Definición del mecanismo ideal.....	73
3.5.2	Cálculo del mecanismo de varillaje	76
3.5.3	Selección del conjunto piñón cremallera	86
3.6	Análisis del modelo definitivo del mecanismo de varillaje.....	89
3.7	Definición de la geometría del sistema de dirección.....	92
4	Diseño de elementos del sistema de dirección.....	95
4.1	Dinámica de un vehículo en pista.....	95

4.1.1	Vehículo entrando en una curva.....	96
4.1.2	Vehículo entrando en una curva más acción del freno	98
4.1.3	Vehículo entrando en una curva peraltada	100
4.1.4	Vehículo entrando en una curva peraltada más la acción del freno	102
4.2	Análisis de fuerzas sobre elementos del sistema de dirección	104
4.2.1	Distribución de fuerzas sobre elementos del varillaje.....	104
4.2.2	Distribución de fuerzas sobre elementos de la columna de dirección	107
4.3	Análisis de esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección.....	109
4.3.1	Esfuerzos sobre elementos del varillaje	110
4.3.2	Esfuerzos sobre la columna de dirección	117
4.4	Análisis de fatiga sobre elementos del sistema de dirección.....	120
4.4.1	Análisis de fatiga sobre elementos del varillaje	120
4.4.2	Análisis de fatiga en la columna de dirección.....	121
4.5	Análisis de esfuerzos con software CAD	123
4.6	Análisis de juntas soldadas	125
5	Resultados y discusión	126
5.1	Cargas debidas a la dinámica del vehículo.....	126
5.2	Cargas y esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección	126
5.3	Análisis de fatiga	128
5.4	Simulación de esfuerzos en CATIA	129
5.5	Dimensionamiento final y modelado.....	130
6	Conclusiones	135
7	Recomendaciones	136
	Referencias.....	137
	Anexos.....	140

Tablas

Tabla 2.1: Coeficientes de fricción estáticos encontrados en la literatura.	35
Tabla 2.2: Masa total del vehículo.	37
Tabla 2.3: Constantes para el factor de modificación por superficie (Budynas & Nisbett) 43	
Tabla 2.4: Factor K_e de acuerdo a fiabilidad deseada. (Budynas & Nisbett)	44
Tabla 3.1: Criterios de selección con su grado importancia.	50
Tabla 3.2: Calificación de sistemas de desmultiplicación.	51
Tabla 3.3: Calificación de los sistemas de desmultiplicación, más el peso de los criterios de selección.	51
Tabla 3.4: Definición de constantes para cálculos.	61
Tabla 3.5: Estimación de las dimensiones de elementos del varillaje.	62
Tabla 3.6: Estimación de la relación entre ángulos de las ruedas interior (α) y exterior (β).	64
Tabla 3.7: Dimensiones aproximadas para elementos del varillaje.	65
Tabla 3.8: Parámetros del mecanismo de 4 barras más cercano al mecanismo ideal.	83
Tabla 3.9: Conjuntos piñón-cremallera disponibles.....	87
Tabla 4.1: Variables usadas para cálculo de la dinámica del vehículo.	96
Tabla 4.2: Cargas generadas por dinámica del vehículo.....	103
Tabla 4.3: Fuerzas sobre elementos críticos.	109
Tabla 4.4: Características barra de acoplamiento intermedia.	110
Tabla 4.5: Dimensiones del acople en el brazo de dirección.	113
Tabla 4.6: Esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección.	119
Tabla 4.7: Factores de modificación del límite de fatiga para la barra de acoplamiento intermedia.....	120
Tabla 4.8: Factores de modificación del límite de fatiga para el brazo de dirección.....	121
Tabla 4.9: Factores de modificación del límite de fatiga para la columna de dirección... 122	
Tabla 4.10: Factores de seguridad.....	123
Tabla 5.1: Carga sobre neumático y fricción generada.....	126
Tabla 5.2: Cargas sobre elementos críticos.....	127
Tabla 5.3: Esfuerzos sobre elementos críticos.....	127
Tabla 5.4: Factores de seguridad del análisis de fatiga.	128
Tabla 5.5: Esfuerzos obtenidos en simulación.....	129
Tabla 5.6: Parámetros para diseño de suspensión.....	130

Figuras

Figura 2.1: Esquema del sistema de suspensión (http://especiales.autocosmos.com.ar)	20
Figura 2.2: Esquema de suspensión independiente. (http://www.aficionadosalamecanica.net/).....	21
Figura 2.3: Oscilaciones del vehículo. (Gil Martinez).....	22
Figura 2.4: Conceptualización del centro instantáneo. (Milliken & Milliken).....	23
Figura 2.5: Geometría de vista frontal. (Milliken & Milliken).....	23
Figura 2.6: Ruedas en curva girando alrededor de un mismo centro (http://www.circulaseguro.com/por-que-es-tan-peligroso-aparcar-mal/)	25
Figura 2.7: Conceptualización del principio de Ackerman. (http://www.circulaseguro.com/por-que-es-tan-peligroso-aparcar-mal/)	25
Figura 2.8: Esquema del sistema de dirección. (http://wiki.ead.pucv.cl/index.php/Titulaci%C3%B3n_1).....	26
Figura 2.9: Varillaje con barra de dirección de dos y tres piezas. (Hamm y Burk).....	29
Figura 2.10: Alienación de las ruedas delanteras. (http://www.formulaf1.es).....	30
Figura 2.11: Ángulo de avance. (http://www.aficionadosalamecanica.com)	31
Figura 2.12: Ángulo de caída y ángulo de salida del pivote. (Read & Reid, 2001).....	32
Figura 2.13: Ángulo de deslizamiento por el contacto del neumático con la calzada. (Smith, C).....	33
Figura 2.14: Variación del coeficiente de fricción en función del ángulo de deslizamiento, para algunos neumáticos. (Smith, C)	34
Figura 2.15: Esquema de un diagrama G-G convencional. (Milliken & Milliken)	35
Figura 2.16: Comportamiento de un vehículo a lo largo de una curva, descrito sobre un diagrama g-g. (Smith, C).....	36
Figura 2.17: Diagrama de esfuerzo en función del tiempo de vida de un material. (Budynas, p.266).....	41
Figura 2.18: Representación de un esfuerzo fluctuante. (Budynas & Nisbett).....	45
Figura 2.19: Diagrama de fatiga con criterios de falla. (Budynas & Nisbett).	46
Figura 2.20: Soldadura de filete.....	48
Figura 2.21: Soldadura de filete dividida. (Budynas & Nisbett).....	48
Figura 3.1: Esquema de un sistema piñón-cremallera. (Allen, J)	52
Figura 3.2: Diagrama de un automóvil entrando en una curva. (Cascajosa)	53
Figura 3.3: Diagrama del trapecio de dirección. (Anónimo, steering dynamics)	55
Figura 3.4: Diagrama de un vehículo con su trapecio de dirección. (Cascajosa)	55
Figura 3.5: Giro del brazo de dirección izquierdo en el trapecio de dirección. (Cascajosa)	57
Figura 3.6: Relación de giro entre brazos de dirección. (Cascajosa)	58
Figura 3.7: Diagrama para ubicación del eje delantero en el chasis. (Elaboración propia)	59
Figura 3.8: Diagrama de un neumático en vista lateral. (Milliken & Milliken)	66
Figura 3.9: Ubicación del piloto en relación al chasis. (Elaboración propia).....	67

Figura 3.10: Posición del casco con respecto al chasis. (Reglas SAE 2014).....	67
Figura 3.11: Diagrama de ubicación del piloto en relación al chasis. (Elaboración propia)	68
Figura 3.12: Modelo de suspensión delantera sobre el chasis. (Elaboración propia)	69
Figura 3.13: Vista lateral del modelo de suspensión sobre el chasis. (Elaboración propia)	69
Figura 3.14: Diagrama para ubicación de columna de dirección. (Elaboración propia).....	71
Figura 3.15: Junta universal. (Amazon.com)	72
Figura 3.16: Mecanismo de liberación rápida. (Amazon.com).....	72
Figura 3.17: Acople del volante a la columna de dirección. (Fox, S).....	73
Figura 3.18: Curva ideal del principio de Ackerman. (Elaboración propia).....	74
Figura 3.19: Comparación de curva ideal con curvas del mecanismo de Cascajosa, ecuación (3.15). (Elaboración propia).....	75
Figura 3.20: Mecanismo de 4 barras, como aproximación al sistema piñón-cremallera. (Elaboración propia).....	76
Figura 3.21: Relación de triángulos para el mecanismo de 4 barras. (Elaboración propia)	79
Figura 3.22: Curvas para diferentes inclinaciones de brazos de dirección en comparación con ideal. (Elaboración propia)	81
Figura 3.23: Error en las curvas del mecanismo de 4 barras en función del ángulo en la rueda exterior. (Elaboración propia)	82
Figura 3.24: Comparación de curva ideal con mecanismo de 4 barras con parámetros $r =$ 100 [mm] y $k = 60^\circ$. (Elaboración propia)	84
Figura 3.25: Modelo del sistema piñón-cremallera. (Elaboración propia)	85
Figura 3.26: Modelo del sistema piñón-cremallera, con cremallera desplazada. (Elaboración propia).....	86
Figura 3.27: Modelo definitivo del sistema piñón-cremallera. (Elaboración propia).....	89
Figura 3.28: Esquema de elementos y juntas del varillaje.	90
Figura 3.29: Esquema de la sección analizada del modelo definitivo. (Elaboración propia)	90
Figura 3.30: Mecanismo de 4 barras con collarin. (Elaboración propia).....	91
Figura 3.31: Comparación del modelo CAD con el método analítico. (Elaboración propia)	92
Figura 3.32: Geometría de la columna de dirección. (Elaboración propia)	93
Figura 3.33: Ubicación del brazo de dirección. (Elaboración propia)	94
Figura 4.1: Diagrama de cuerpo libre de un vehículo entrando en una curva plana. (Elaboración propia).....	97
Figura 4.2: Diagrama g-g para un vehículo en una curva plana más la acción del freno. (Elaboración propia).....	99
Figura 4.3: Diagrama de cuerpo libre de un vehículo entrando en una curva con peralte. (Elaboración propia).....	101
Figura 4.4: Vista superior del sistema de varillaje, dividido en la mitad por plano de cabecero del vehículo. (Elaboración propia)	104

Figura 4.5: Vectores de fuerzas en elementos del varillaje de dirección. (Elaboración propia)	105
Figura 4.6: Carga sobre el brazo de dirección. (Elaboración propia)	106
Figura 4.7: Esquema de carga sobre el brazo de dirección. (Elaboración propia).....	107
Figura 4.8: Momentos en la rueda y la columna de dirección. (Elaboración propia)	108
Figura 4.9: Geometría para el acople en el brazo de dirección. (Elaboración propia).....	112
Figura 4.10: Geometría del acople en el brazo de dirección sometida a un esfuerzo a tensión. (Budynas, p.107).....	113
Figura 4.11: Ubicación del brazo de dirección sobre vista frontal y lateral de la mangueta izquierda. (Elaboración propia).....	114
Figura 4.12: Corte transversal de la ubicación del brazo de dirección, sobre la vista frontal de la mangueta izquierda. (Elaboración propia)	115
Figura 4.13: Carga a flexión sobre el brazo de dirección. (Elaboración)	116
Figura 4.14: Carga aplicada sobre la columna de dirección. (Elaboración propia)	117
Figura 4.15: Esfuerzo en la barra de acoplamiento intermedia. (Elaboración propia)	124
Figura 4.16: Esfuerzo en el brazo de dirección. (Elaboración propia).....	124
Figura 4.17: Esfuerzo en la columna de dirección. (Elaboración propia).....	124
Figura 5.1: Ubicación de ángulos propuestos para alineación. (Elaboración propia).....	131
Figura 5.2: Distancia entre ejes y pivotes. (Elaboración propia)	131
Figura 5.3: Perspectiva del sistema de dirección. (Elaboración propia)	132
Figura 5.4: Vista lateral del sistema de dirección. (Elaboración propia)	132
Figura 5.5: Vista frontal del sistema de dirección. (Elaboración propia)	133
Figura 5.6: Perspectiva del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)	133
Figura 5.7: Vista lateral del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)	134
Figura 5.8: Vista frontal del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)	134

1 Introducción

1.1 Revisión de Literatura

Los sistemas de dirección son un elemento de suma importancia dentro de la concepción de lo que es un automóvil. Estos sistemas han estado presentes no solo desde los primeros automóviles sino también en vehículos propulsados por fuerza animal como las carretas (Cantos , 2006). La dirección es indispensable, ya que es la encargada de controlar los movimientos de un vehículo a lo largo de cualquier trayecto (Cruz, G & Mesías, D). Durante la investigación que se ha realizado, se ha podido notar que los sistemas de dirección han ido evolucionando de acuerdo a como las necesidades de las personas han modificado los diseños de los automóviles.

Los automóviles han cambiado en su diseño y funciones desde el primer automóvil que fue comercializado. Por ejemplo General Motors Ecuador es una empresa que comercializa un nuevo modelo para toda su gama de vehículos cada año. Se puede ver hoy en día que se usan en varios aspectos de la vida diaria en aplicaciones como el transporte, carga y competencias. Al existir diferentes modelos de autos también cambian sus componentes. En este caso son de más de interés aquellos cambios relacionados al mundo de las competencias automovilísticas.

En lo que se refiere a la dirección, esta ha sido modificada varias veces para guiar de mejor manera un auto de competencia como podría ser el caso de un Fórmula 1. Todos los vehículos de fórmula 1 utilizan una dirección asistida, sin embargo esta no debe ser controlada electrónicamente (F1, 2014). El contar con una dirección asistida implica una reducción en el esfuerzo que debe hacer el piloto para controlar el vehículo (Cascajosa, 2007).

Hoy en día los autos de competencia no son los únicos que usan un sistema dirección asistida, también lo hacen los automóviles de uso urbano. Para ejemplificar, la compañía Ford introdujo uno de sus modelos con un sistema de control bastante interesante. Esta compañía desarrolló un sistema que controla el ángulo de las llantas y le da un mejor manejo en curvas al vehículo (Lawrence, 2011). Este tipo de sistemas dependen en gran medida de la electrónica del vehículo por lo que es propenso a fallar. Sin

embargo, hay quienes están de acuerdo con el uso de sistemas de dirección controlados electrónicamente. Paul Yih & Gerdes (2005) muestran en su trabajo que es posible mejorar la estabilidad y el control de un vehículo implementando un sistema que usa un actuador eléctrico. En cuanto lo que estipula la SAE (En inglés: Sociedad de Ingenieros Automotrices) para sus eventos oficiales; el sistema de dirección debe ser acoplado únicamente de forma mecánica (Reglas 2014). A diferencia de los sistemas electrónicos, los elementos mecánicos son menos propensos a fallar, por lo que se prefiere su uso en estas competencias.

1.2 Antecedentes

La fórmula SAE es una competencia de diseño para estudiantes, cuyo primer evento tuvo como sede la Universidad de Houston (About SAE international, sf). En este evento participaron un total de trece universidades, siendo la ganadora la Universidad de Texas. Con la iniciativa de algunos estudiantes de esa misma universidad, se creó un evento en el que las reglas eran más flexibles y promovían la innovación y el desarrollo de la ingeniería en los vehículos participantes (About SAE international, sf). Es en ese momento alrededor de 1981, en el que se adopta el nombre de Fórmula SAE, con el objetivo de reflejar de mejor manera la naturaleza de una competencia de autos de pista (About SAE international, sf).

La sociedad de ingenieros automotrices ha ido desarrollándose y cambiando con el tiempo, al igual que las competencias que organiza. Ha logrado estar presente en diversos países alrededor del mundo, entre ellos están: Brasil, Italia, Reino Unido, Austria, Alemania y Japón. Esta diversificación ha sido muy importante, ya que permite que más estudiantes alrededor del mundo puedan formar parte de la Fórmula SAE. Estos eventos más que una competencia, son oportunidades de aprender y desarrollar habilidades tanto ingenieriles como sociales.

En el ámbito nacional se puede decir que la organización SAE y sus eventos son conocidos y que existe gran interés hacia ellos. Por mencionar un ejemplo, la Escuela Politécnica del Ejército (extensión de Latacunga) participó en el año 2011 en la competencia Fórmula Student Germany que es otro evento organizado por la SAE (SAE

ESPE,2011). En la Universidad San Francisco de Quito se encuentra en desarrollo un prototipo para una competencia similar. El saber que una institución ecuatoriana ya fue parte de uno de estos eventos, impone una marca que debe ser continuamente superada para llegar a posiciones de prestigio. Para llegar a estas posiciones, en este trabajo de titulación, se pretende diseñar un sistema que entregue al vehículo una buena maniobrabilidad y control sobre la pista.

1.3 Justificación

Con el transcurso del tiempo se ha desarrollado en la universidad la iniciativa fórmula SAE USFQ. La finalidad es construir un automóvil para participar en una de las competencias automovilísticas organizadas por la sociedad de ingenieros automotrices (Siglas en inglés SAE). La oportunidad de hacer un aporte a esta iniciativa, es la razón por la cual este trabajo de titulación se ha orientado hacia el diseño de un sistema de dirección, que es una parte fundamental para desarrollar el prototipo fórmula SAE USFQ. El diseño de un sistema de dirección es necesario para este o cualquier otro vehículo, ya que es el encargado de guiar el automóvil a lo largo de un trayecto (Cascajosa, 2007). Además con el sistema de dirección se controlan parámetros como la maniobrabilidad y alineación del vehículo, que son factores de importancia para el desempeño de un vehículo de competencia. Manejando de manera correcta estos parámetros, se pueden traducir en mejores resultados sobre la pista.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo Principal

- Diseñar un sistema de dirección fiable para un vehículo de fórmula SAE, utilizando un software de diseño asistido por computadora.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Conocer los diferentes sistemas de dirección mecánica existentes, para elegir el más adecuado.
- Modelar el sistema para analizarlo bajo diferentes configuraciones de esfuerzo.
- Establecer dimensiones finales del sistema.

1.5 Metodología

La descripción a continuación se construye en base al análisis de los trabajos de Cantos, J y Cruz, G., & Mesías, D, los cuales se muestran en la lista de referencias.

En una primera instancia se debe conocer las restricciones que tiene el diseño, estas son impuestas por la organización que promueve el evento, en este caso SAE internacional. Una vez que se conoce las restricciones y parámetros que se deben cumplir por norma, se procede a tomar las mediciones del chasis que se encuentra en el taller de la USFQ. A continuación se debe definir el sistema de dirección, es decir el tipo, los componentes y la geometría del sistema. Para lograr lo anterior es necesario comparar varias propuestas y escoger la más adecuada para la aplicación que se desea realizar. Una vez que se ha definido la totalidad del sistema de dirección se puede empezar a realizar los diferentes cálculos que implica este mecanismo como el análisis de posición, velocidades y fuerzas para los diferentes elementos que lo conforman. Con los resultados obtenidos de todo el proceso anterior se puede empezar con el modelo CAD del mecanismo. En este punto es posible analizar el mecanismo bajo diferentes condiciones de esfuerzo para poder corregir dimensiones y escoger el material más adecuado. Una vez definidas todas las dimensiones y el material para cada elemento se procede a realizar el ensamble final del mecanismo en el software CAD.

2 Marco Teórico

2.1 Sistema de suspensión

En esta sección se muestran conceptos básicos y parámetros que son de utilidad para el diseño del sistema de dirección de un vehículo.

2.1.1 Definición

De acuerdo a lo dicho por Read y Reid “la función básica de un sistema de suspensión es aislar la carrocería del vehículo de las superficies desiguales del terreno” (2001, p. 241). Entre las funciones primordiales de un sistema de suspensión se pueden mencionar las siguientes:

- Asegurar el contacto de los neumáticos con la calzada.
- Asegurar la correcta ubicación de los ejes delantero y posterior.
- Soportar el peso suspendido del vehículo. Es decir, los elementos soportados por los resortes.

2.1.2 Componentes del sistema de suspensión

Esta sección hace una breve descripción de los componentes de un sistema de suspensión común. En seguida se presenta un esquema del sistema



Figura 2.1: Esquema del sistema de suspensión (<http://especiales.autocosmos.com.ar>)

En la Figura 2.1 los brazos de dirección superior e inferior se sujetan en uno de sus extremos al chasis del vehículo, mientras que en el otro extremo se sujetan las manguetas que giran sobre el eje del pivote. La mangueta es la encargada de sujetar los neumáticos y otros elementos como los discos de freno. El amortiguador es el encargado de absorber y disipar la energía producida por las irregularidades del camino

2.1.3 Suspensión independiente

“La suspensión independiente permite el movimiento de una rueda sin afectar a las otras ruedas” (Read & Reid, 2001, p. 243). La figura a continuación muestra lo citado

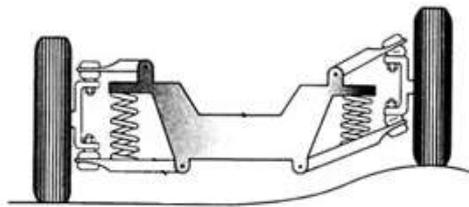


Figura 2.2: Esquema de suspensión independiente.
(<http://www.aficionadosalamecanica.net/>)

Si uno de los neumáticos pasa por una perturbación en el camino, solo ese lado de la suspensión se verá afectado, ya que no están conectados entre sí. En competencia el sistema de suspensión independiente más utilizado es el *Short – Long Arm* que tiene un aspecto similar al modelo mostrado en la Figura 2.1. Estos sistemas se caracterizan por tener el brazo de suspensión superior un poco más corto que el inferior.

2.1.4 Oscilaciones del vehículo

Durante el recorrido el vehículo experimenta diferentes movimientos alrededor de sus ejes. En la siguiente figura se representan estos movimientos con su respectiva denominación

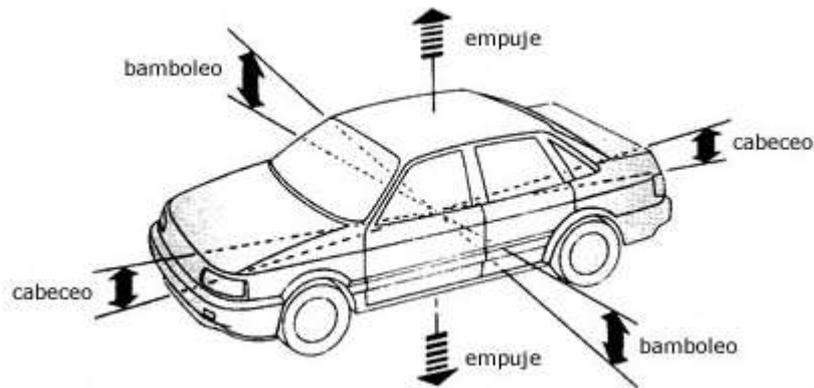


Figura 2.3: Oscilaciones del vehículo. (Gil Martinez)

2.1.5 Centro instantáneo

El centro instantáneo es un parámetro que sirve para definir varios aspectos de la suspensión y que también será de utilidad para la ubicación de ciertos elementos de la dirección. De acuerdo a Milliken & Milliken (1995) las palabras centro instantáneo se refieren a un posición en particular, que actúa como un pivote efectivo de un mecanismo determinado. La Figura 2.4 ejemplifica lo descrito para el caso de un sistema de suspensión independiente

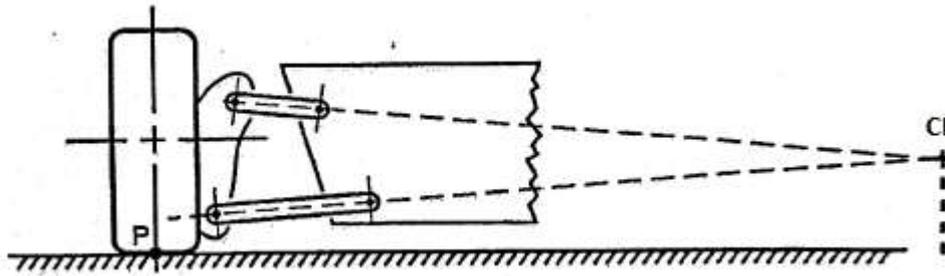


Figura 2.4: Conceptualización del centro instantáneo. (Milliken & Milliken)

2.1.6 Geometría de vista frontal

La geometría de vista frontal es la denominación que se le da a la ubicación del centro instantáneo, si se observase el vehículo de frente como en la figura a continuación

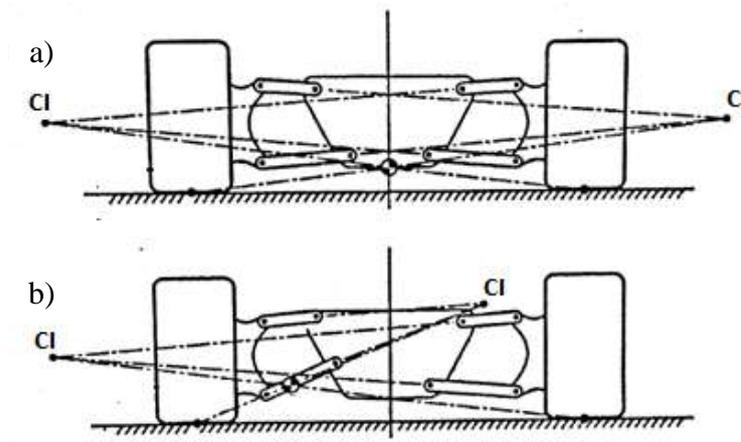


Figura 2.5: Geometría de vista frontal. (Milliken & Milliken)

Como se puede observar en la Figura 2.5 a), el centro instantáneo depende de la posición de los brazos de suspensión. La parte b) muestra la posición del CI cuando uno de los brazos se ha movido cierto ángulo. En ciertos casos el CI también podría ubicarse hacia el interior de los neumáticos o por debajo de la calzada (Milliken & Milliken, 1995).

2.2 Sistema de dirección

2.2.1 Definición

De acuerdo a lo dicho por Cascajosa, el sistema de dirección es el “Conjunto del vehículo que tiene por objeto, orientar las ruedas directrices, según los deseos del conductor” (2007, p. 245). En otras palabras, es el sistema que controla la dirección de un vehículo, a lo largo de un trayecto. Para que el sistema de dirección cumpla con sus funciones de manera satisfactoria, Read y Reid (2001, p. 230) enlistan las siguientes condiciones:

- El esfuerzo necesario para manejar la dirección ha de ser lo más pequeño posible.
- La dirección debe responder en todo momento.
- Debe existir retroalimentación sin demasiada sensibilidad. Es decir, el conductor debe ser capaz de sentir el camino, pero este no debe tener gran efecto sobre la dirección del vehículo.
- El sistema de dirección debe promover una verdadera rodadura. En otras palabras, se debe asegurar el menor desgaste en los neumáticos.

2.2.2 Principio de Ackerman

Al momento de entrar en una curva es indispensable evitar que el vehículo se deslice para asegurar un desgaste mínimo en los neumáticos. Esto se consigue haciendo que las ruedas del vehículo giren alrededor de un mismo centro (Read & Reid, 2001, p. 230). La siguiente figura muestra lo que se ha explicado.

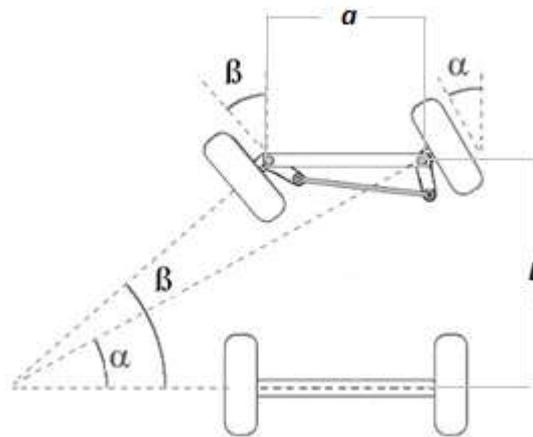


Figura 2.6: Ruedas en curva girando alrededor de un mismo centro (<http://www.circulaseguro.com>)

En la Figura 2.6 se denota con a la distancia entre los ejes de giro de las ruedas, L la distancia entre ejes, α el ángulo que gira la rueda exterior y con β el ángulo que gira la rueda interna. Se define como rueda exterior a aquella que sigue el contorno del radio de curvatura más amplio al momento de entrar en una curva.

Para lograr que las ruedas giren alrededor del mismo centro, se hace uso del principio de Ackerman, el cual explicamos con la siguiente definición: “Para asegurar que las ruedas directrices frontales giran alrededor de un mismo centro, la rueda interior y exterior han de ser desplazadas un ángulo diferente. Esto se consigue colocando los brazos de dirección a un ángulo tal que sus prolongaciones se corten en el centro del eje trasero o muy cerca de él” (Read & Reid, 2001, p. 230). La siguiente figura muestra lo descrito.

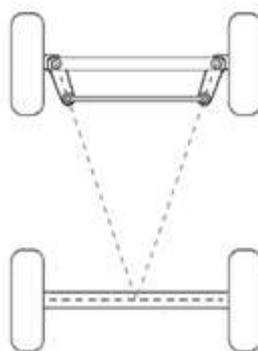


Figura 2.7: Conceptualización del principio de Ackerman. (<http://www.circulaseguro.com>)

Si usamos la Figura 2.6 se puede obtener, como diría Cascajosa, la relación teórica que existe entre los dos ángulos (2007, p. 348). Del análisis geométrico y por la definición del principio de Ackerman se obtiene la siguiente ecuación.

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{a}{L} \quad (2.1)$$

Esta expresa la relación ideal entre los ángulos que giran los neumáticos y las dimensiones del vehículo.

2.2.3 Componentes del sistema de dirección

En esta sección se describen cada uno de los componentes que se muestran en la siguiente figura

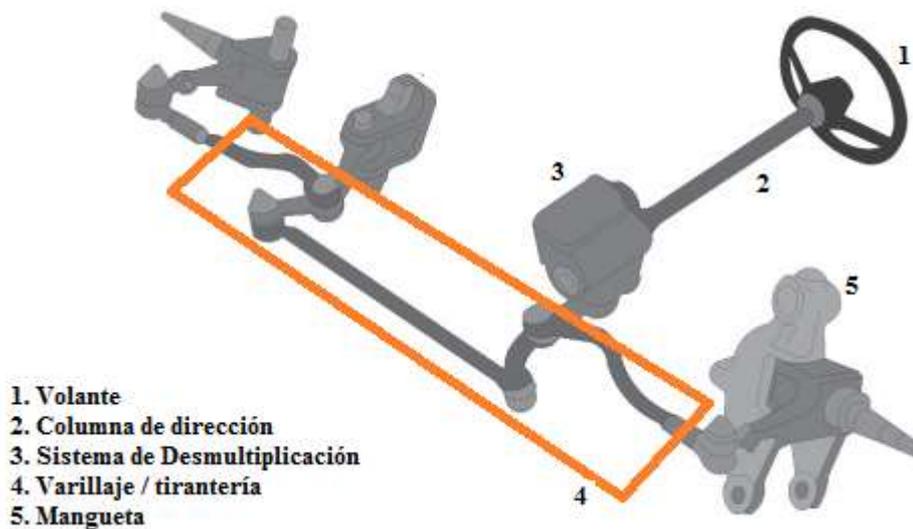


Figura 2.8: Esquema del sistema de dirección.
 (http://wiki.ead.pucv.cl/index.php/Titulaci%C3%B3n_1)

2.2.3.1 Volante

El volante es el elemento con el cual el piloto interactúa para poder controlar la trayectoria del vehículo. Este elemento debe proporcionar al piloto comodidad y buena sujeción para poder guiar de forma adecuada el automóvil. Los volantes usados en competencia cuentan con el diámetro, el grosor y el material adecuados para que el conductor utilice la mínima cantidad de fuerza en la sujeción del volante y pueda concentrarse en la conducción.

2.2.3.2 Columna de dirección

La columna de dirección es un elemento de transmisión del movimiento rotatorio del volante. Generalmente este elemento es un eje de acero que se apoya en rodamientos para facilitar su giro. Además, de acuerdo al diseño de todo el sistema, la columna de dirección puede separarse en secciones unidas con juntas universales por motivos de espacio o para facilitar el acople con los demás elementos.

2.2.3.3 Sistema de desmultiplicación

El sistema de desmultiplicación o mecanismo de dirección, convierte el movimiento rotacional del volante a movimiento lineal en el varillaje del sistema (Milliken & Milliken, 1995). Además, el movimiento de giro en el volante se reduce de manera que el esfuerzo que necesita el conductor para guiar el vehículo sea mínimo (Gerschler, 1985). La reducción se puede expresar con la relación de desmultiplicación total del sistema. Esta es la relación que existe entre el giro del volante y el giro que realizan las ruedas. Se define como el número de revoluciones que debe girar el volante para que la rueda gire 360° o el número de grados que gira el volante sobre los grados que giran las ruedas (Orovio Astudillo, 2010). La siguiente ecuación define esta relación

$$rd = \frac{\theta v}{\theta r} \quad (2.2)$$

donde θv es el ángulo que gira el volante y θr el ángulo que giran las ruedas. La relación de desmultiplicación varía de acuerdo al mecanismo de dirección que se utilice, a continuación una breve descripción de los más importantes.

- Mecanismo de tornillo y elementos deslizantes

Al girar un tornillo sin fin se desplaza sobre el mismo una tuerca de dirección transformando así el movimiento circular en lineal (Gil Martínez, 2011). Este tipo de mecanismo sufre un desgaste considerable, con la desventaja que no puede ser reajustado una vez que existe cierto desgaste entre los elementos.

- Mecanismo de bolas circulantes

Un tornillo sin fin y una tuerca poseen una línea de bolas que descansan sobre un canal helicoidal. Al girar el tornillo sin fin, las bolas se desplazan a lo largo del canal, haciendo que la tuerca se traslade linealmente (Gil Martínez, 2011). Este sistema no requiere de mucho espacio y sufre muy poco desgaste.

- Mecanismo de tornillo sin fin y dedo de rodadura

Un tornillo sin fin con paso de rosca irregular, gira para mover un dedo cónico que se asienta sobre el canal de tornillo sin fin (Gil Martínez, 2011). Este sistema en particular proporciona un desgaste reducido y suavidad en su funcionamiento.

- Mecanismo de piñón y cremallera

Una cremallera descansa en la base de la carcasa del sistema, mientras que un piñón dentado oblicuo gira para transmitir el movimiento a la sección dentada de la cremallera, haciendo que esta se traslade transversalmente y de forma tangente al piñón (Gil Martínez, 2011). Las ventajas de este sistema consisten en la precisión de su funcionamiento y su fabricación económica.

2.2.3.4 Varillaje

El varillaje o tirantería de la dirección es el elemento encargado de transmitir el movimiento del sistema de desmultiplicación hacia las ruedas. Este elemento transforma su movimiento lineal, nuevamente en rotacional al girar las ruedas sobre los pivotes. Para suspensiones independientes, de acuerdo a Hamm y Burk (1992, p. 106), el varillaje puede tener dos configuraciones: barra de dirección de dos piezas y de tres piezas. A continuación un gráfico de las dos diferentes configuraciones.

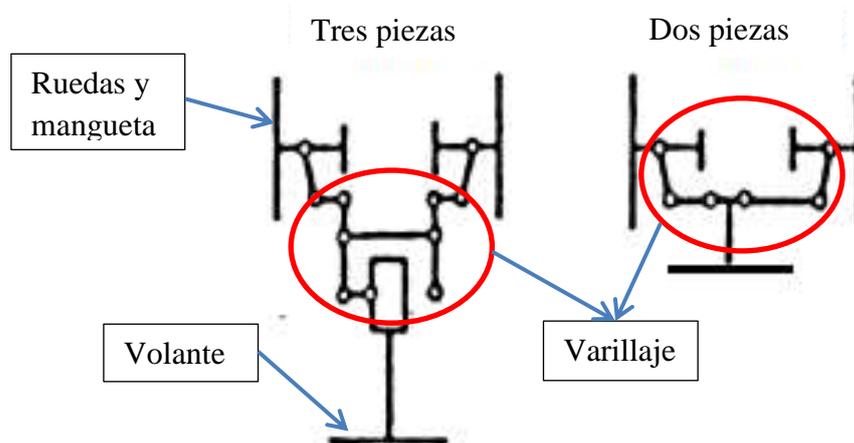


Figura 2.9: Varillaje con barra de dirección de dos y tres piezas. (Hamm y Burk)

2.3 Disposición de las ruedas delanteras

En esta sección se explican las diferentes configuraciones que se deben tener en cuenta en las ruedas delanteras para que el vehículo se comporte de manera adecuada

2.3.1 Alineación de las ruedas delanteras

Se refiere al ángulo que toman los neumáticos del vehículo, hacia el interior o el exterior del mismo, visto desde la parte superior como en la siguiente figura

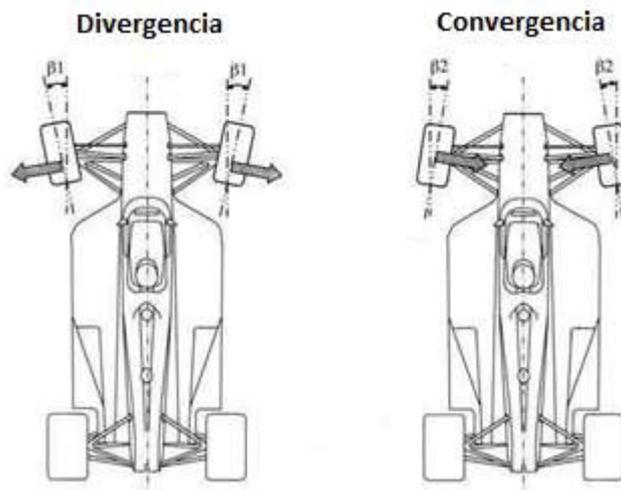


Figura 2.10: Alineación de las ruedas delanteras. (<http://www.formulaf1.es>)

Los vehículos con tracción delantera necesitan un grado de divergencia, ya que las ruedas tienen a girar hacia el centro del vehículo, mientras que los vehículos con tracción trasera necesitan convergencia, debido a que las ruedas tienden a abrirse cuando el vehículo se mueve hacia adelante (Read & Reid, 2001). De acuerdo a lo dicho por Arias Paz (1983), la distancia entre los extremos de los neumáticos, después de otorgarles cierto ángulo varía de 1 a 6 milímetros.

2.3.2 Ángulo de avance

El ángulo de avance es necesario para que las ruedas delanteras sean capaces de autocentrarse después de realizar un giro (Read & Reid, 2001). El desfase que existe entre la aplicación de la fuerza sobre el pivote y el eje central de la rueda, orienta la misma hacia la dirección de avance. La figura a continuación ejemplifica lo dicho

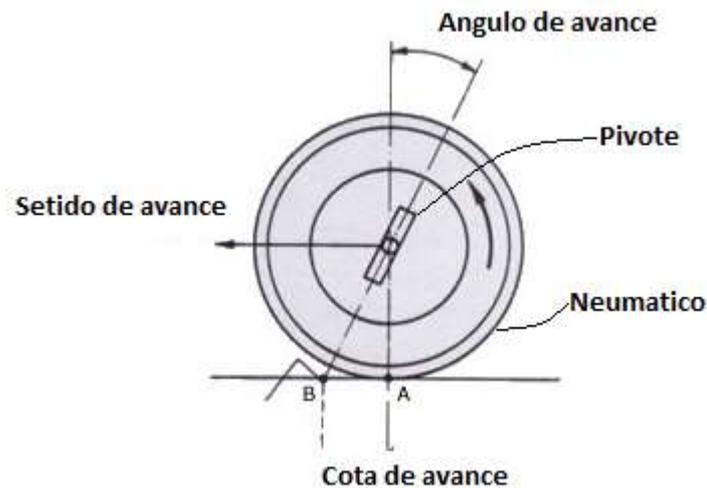


Figura 2.11: Ángulo de avance. (<http://www.aficionadosalamecanica.com>)

De acuerdo a Milliken & Milliken (1995, p. 712), mientras más grande la cota de avance, más grandes las fuerzas sobre la dirección para girar los neumáticos.

2.3.3 Ángulo de caída y ángulo de salida del pivote

Estos dos ángulos se configuran de cierta manera para proporcionar una dirección estable y suave. Los valores de estos ángulos se han ido modificando en base a la experiencia y necesidades de los vehículos, por lo que quedan al criterio del diseñador. A continuación un esquema de la ubicación de los dos ángulos

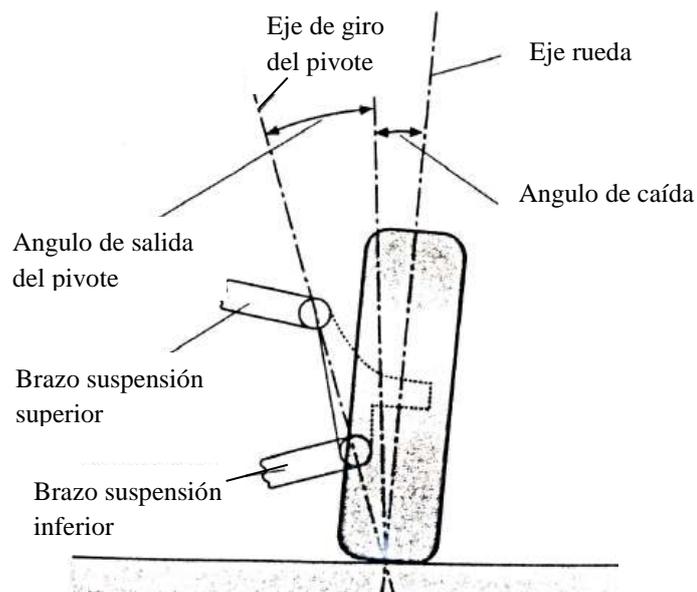


Figura 2.12: Ángulo de caída y ángulo de salida del pivote. (Read & Reid, 2001)

2.4 Comportamiento del neumático

Los neumáticos son un elemento de gran importancia en el sistema de dirección, ya que son la conexión entre el vehículo y la calzada. En esta sección se hace una revisión de los diferentes parámetros que afectan su comportamiento.

2.4.1 Ángulo de deslizamiento

La definición formal dada por Smith dice: “Es el desplazamiento angular entre el plano de rotación del aro y la trayectoria que el neumático sigue en el camino” (1978, p. 14). Por la naturaleza elástica del neumático, al tomar contacto con el asfalto, este se deforma y se presenta un fenómeno como el de la siguiente figura

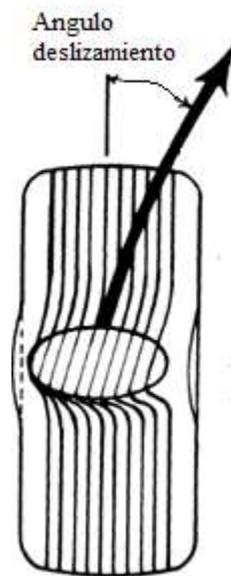


Figura 2.13: Ángulo de deslizamiento por el contacto del neumático con la calzada.
(Smith, C)

Mientras el aro apunta en una trayectoria determinada, por la deformación en el punto de contacto del neumático, se crea el denominado ángulo de deslizamiento. Este ángulo genera una trayectoria alterna pero cercana a la deseada. Smith explica que en competencia los ángulos de deslizamiento son pequeños (1978, p.16). Sin embargo, este ángulo guarda relación con la fuerza de fricción que el neumático puede generar, por lo que es importante conocer como se genera.

2.4.2 Coeficiente de fricción

A diferencia de otros materiales, los neumáticos no siguen las leyes de Newton en cuanto a fricción. Esto se debe a que los neumáticos son capaces de generar fuerzas mucho más grandes a las que se aplican sobre ellos (Smith, 1978). La máxima fuerza que puede generar un neumático está dada por la siguiente ecuación

$$f = \mu \cdot N \quad (2.3)$$

Donde f es la fuerza de fricción, μ el coeficiente de fricción estático y N la reacción debida a la carga vertical aplicada sobre el neumático. Sin embargo, al momento de

utilizar esta ecuación, se debe tomar en cuenta que el coeficiente de fricción y la normal a la fuerza aplicada varían constantemente con las cargas sobre el neumático, temperatura, variaciones en el camino... etc.

Para poder ejemplificar el comportamiento del coeficiente de fricción se hace uso de una gráfica del coeficiente de fricción en función del ángulo de deslizamiento.

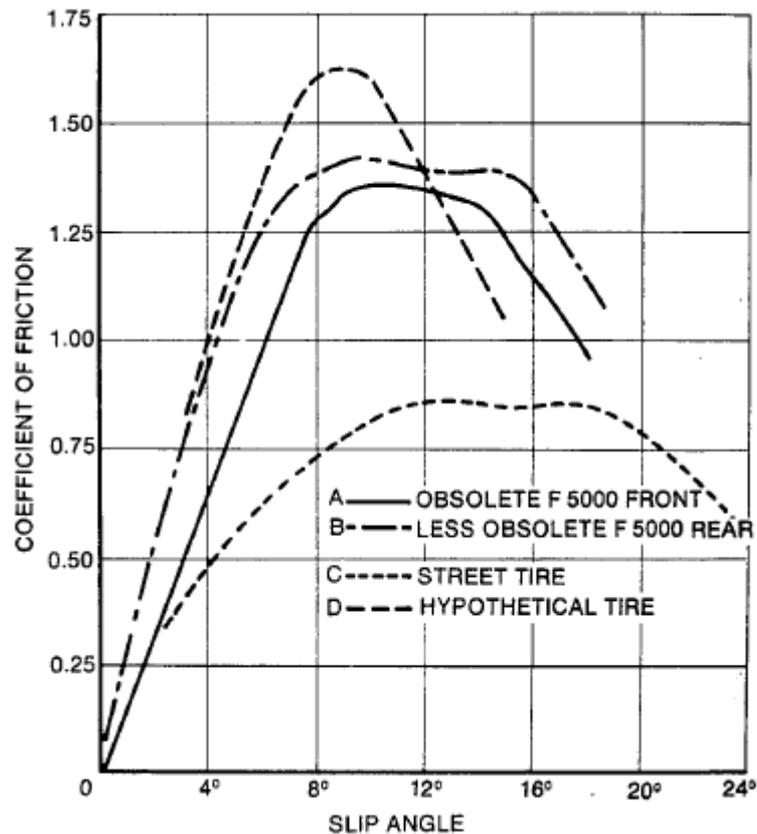


Figura 2.14: Variación del coeficiente de fricción en función del ángulo de deslizamiento, para algunos neumáticos. (Smith, C)

La Figura 2.14 muestra que el coeficiente de fricción entre el asfalto y las llantas, varía con cada neumático. También indica que el coeficiente de fricción llega a un punto máximo, del cual en adelante el vehículo pierde adherencia y empieza a patinar. Debido a que no se cuenta con información sobre los neumáticos a utilizar en el prototipo de la USFQ y que el coeficiente de fricción puede asumir un amplio rango de valores. Se decide buscar en la literatura valores del coeficiente de fricción estático, para luego obtener un promedio y asumir ese valor como el más alto que se puede obtener. A continuación se

muestra una tabla con los valores encontrados en la literatura para coeficientes de fricción entre neumáticos y asfalto

Tabla 2.1: Coeficientes de fricción estáticos encontrados en la literatura.

Fuente	μ
Carroll Smith (p.16)	1.65
Carroll Smith (p.17)	1.4
Chang Sun Ahn (p. 87)	0.85
Lukas Haffner et all (p. 4594)	0.85
Canudas & Tsiotras (p. 8)	0.9
Promedio	1.13

De acuerdo a la Tabla 2.1 el valor escogido como máximo coeficiente de fricción posible es de 1.13.

2.4.3 Diagrama G-G

Un diagrama g-g es aquel que representa la aceleración experimentada por un vehículo a lo largo de un trayecto, generalmente en una curva. Un diagrama g-g convencional se representa en la siguiente figura

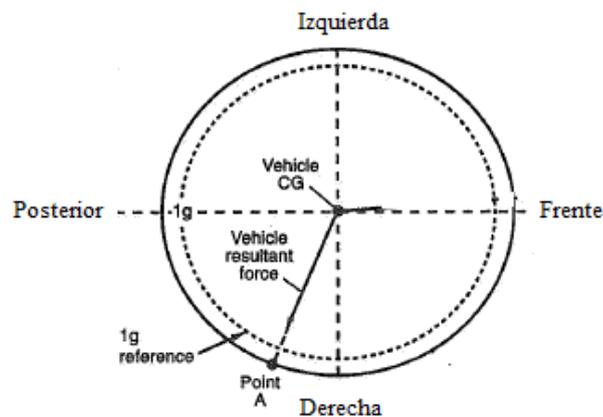


Figura 2.15: Esquema de un diagrama G-G convencional. (Milliken & Milliken)

Los ejes punteados representan la dirección de la aceleración, ya sea lateral o longitudinal, positiva o negativa. La magnitud de las aceleraciones se representa normalizada para la gravedad es decir en gravedades [gs]. La circunferencia de línea más gruesa de la Figura 2.15, representa la aceleración máxima que experimenta el vehículo para una determinada operación. Finalmente, dependiendo en que cuadrante se ubica, el vector indica la condición del vehículo. Por ejemplo, en la ubicación actual del vector, el vehículo está experimentando una aceleración lateral hacia la derecha más la acción del freno. En la siguiente figura se puede observar de mejor manera como cambia la posición del vector a medida que el vehículo avanza en la curva.

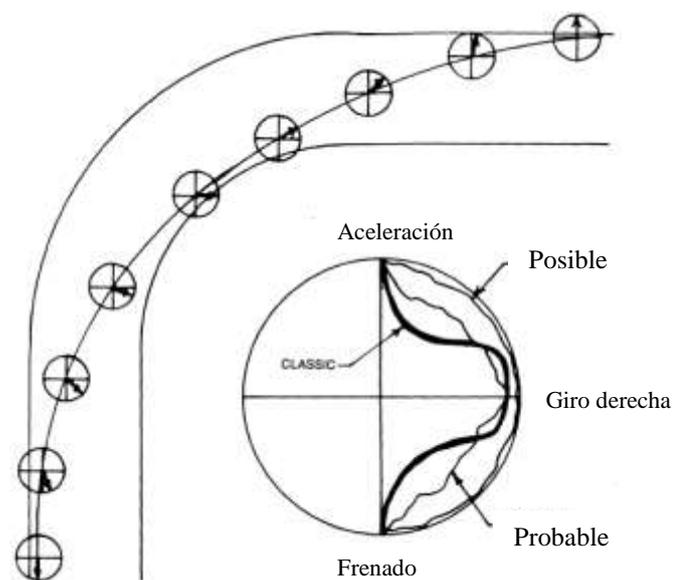


Figura 2.16: Comportamiento de un vehículo a lo largo de una curva, descrito sobre un diagrama g-g. (Smith, C)

En la parte izquierda de la Figura 2.16, se puede ver como el vector resultante se desplaza alrededor del diagrama g-g, desde el frenado al inicio de la curva hasta la aceleración al final de ella. En la parte central de la Figura 2.16, se muestra la trayectoria que dibujaría el vector resultante de aceleración debido al comportamiento del vehículo en la curva. La curva marcada con “probable” muestra lo que haría un piloto experimentado, tratando de mantener constante la aceleración a lo largo de la curva, aprovechando de esa forma la mayor cantidad de la fuerza de fricción que puede generar el neumático.

2.5 Peso y transferencia de carga sobre el vehículo

En esta sección se analiza la distribución estática del peso sobre el vehículo y como parte de este peso se transfiere entre las diferentes secciones del mismo, por efecto de las maniobras en pista.

2.5.1 Distribución Estática del peso

De acuerdo a lo expuesto por Smith (1978), la distribución estática del peso, se refiere a la forma en la que se distribuye el peso neto del vehículo entre las ruedas delanteras y traseras con el vehículo en reposo. En el mismo párrafo de la cita anterior, también se explica que es una práctica aceptada el tener 60% del peso en la parte trasera, para mejorar la tracción del vehículo. En el trabajo de Allen (2011) también se pueden observar valores similares para la distribución del peso del vehículo. De esta manera se puede tomar el valor mencionado para la distribución estática del peso en el prototipo USFQ.

2.5.2 Estimación de la masa total del vehículo

Realizando una revisión de literatura y analizando trabajos similares se estima la masa total de vehículo. Esta será de utilidad para cálculos posteriores. A continuación una tabla con la estimación

Tabla 2.2: Masa total del vehículo.

Elemento	Masa [Kg]
Chasis	45.75
Piloto	78
Motor, transmisión, combustible	200
Resto de componentes	50
Total	373.75

De la Tabla 2.2 el valor del chasis se obtuvo en base al trabajo realizado por Amores (2013) donde se especifica el diseño del chasis del prototipo fórmula SAE. La masa del piloto se logró estimar en base a un promedio de los valores encontrados en los trabajos de Allen, J (2011), Pal Singh, R (2014) y en datos de un modelo humano de percentil 95. Finalmente la masa del motor, la transmisión, el combustible y el resto de componentes, se estimó en base a consulta con personas relacionadas al tema.

2.5.3 Transferencia dinámica de carga

Se define la transferencia dinámica de carga como: “la transferencia de carga de una rueda a la otra, debido a momentos aplicados sobre el centro de gravedad del vehículo, a medida que este es acelerado en un sentido u otro. Este tipo de carga se suma algebraicamente a la carga estática en una rueda determinada” (Smith, 1978, p. 31, traducción del autor). A continuación se describen los diferentes tipos de transferencia dinámica de carga.

2.5.3.1 Transferencia de carga longitudinal

“Este tipo de transferencia se da a lo largo del plano de cabeceo, bajo aceleración o desaceleración lineal. Debido a que el centro de gravedad se encuentra a cierta distancia sobre la pista, cualquier aceleración causará una transferencia de carga longitudinal. Hacia atrás en caso de acelerar o hacia adelante si se frena” (Smith, 1978, p. 32, traducción del autor). La fórmula que se muestra a continuación define la cantidad de carga que se transfiere de la parte frontal hacia la trasera o viceversa.

$$Tlg = a_{lg} \frac{w \cdot cgh}{L} \quad (2.4)$$

Donde Tlg [N] es la transferencia de carga longitudinal, a_{lg} [gs] es la aceleración longitudinal, w [N] el peso total del vehículo, cgh [m] la altura del centro de gravedad con respecto al suelo y L [m] la longitud entre los ejes delantero y trasero.

2.5.3.2 Transferencia de carga lateral

“Este tipo de transferencia de carga es causada por fuerzas similares a la transferencia de carga longitudinal, pero rotadas 90°”, es decir en el plano de bamboleo (Smith, 1978, p. 36, traducción). Al momento que un vehículo entra en una curva experimenta una fuerza centrífuga que lo obliga a desviarse del trayecto deseado. Debido a que el centro de gravedad tiende a moverse lateralmente hacia afuera de la curva y los neumáticos se oponen al movimiento por medio de la fricción, se crea un momento que transfiere parte de la carga de los neumáticos internos a los externos. La ecuación a continuación define la magnitud de la transferencia de carga del neumático interior al exterior, ya sea en el eje delantero o trasero.

$$Tlt = a_{lt} \frac{w \cdot cgh}{a} \quad (2.5)$$

Donde Tlt [N] es la transferencia de carga lateral, a_{lt} [gs] es la aceleración lateral, w [N] el peso total del vehículo, cgh [m] la altura del centro de gravedad con respecto al suelo y a [m] la distancia entre pivotes como se muestra en la Figura 2.6.

2.6 Teoría de mecanismos

2.6.1 Definición

De acuerdo a lo dicho por Shigley y Uicker (1981), es una ciencia aplicada que se usa para entender las relaciones entre la geometría y los movimientos de las partes de una máquina o mecanismo.

2.6.2 Mecanismo

“Es un ensamble de cuerpos, conectados por juntas móviles, que forman un circuito cerrado junto a un elemento fijo, con el fin de transformar movimientos”

(Reuleaux ,1963, citado en Shigley & Uicker, 1981). Se usara el término “elemento” para definir cualquier parte o pieza dentro de un mecanismo y la palabra “junta” para designar las uniones entre elementos. De igual manera se asume que los elementos dentro de un mecanismo son rígidos

2.6.3 Movilidad

La movilidad se refiere al número de grados de libertad que existen en un mecanismo. En otras palabras, indica el número de elementos que se deben controlar de manera independiente, para llevar a todo el mecanismo a una posición determinada (Shigley & Uicker, 1981). La expresión que define la movilidad de un mecanismo se define con la siguiente ecuación

$$m = 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (2.6)$$

donde m es la movilidad del mecanismo, n el número de elementos, J_1 el número de juntas con un grado de libertad y J_2 el número de juntas con dos grados de libertad.

2.7 Fallas por fatiga

En esta sección se resume la teoría de fallas por fatiga necesaria para el diseño del sistema de dirección; recopilada a partir del capítulo 6 de *Shigley's Mechanical Engineering Design* de Budynas,R y Nisbett, J. Existen varios métodos para el estudio de la fatiga. En este caso nos apegamos al “Stress life - method” por ser el más tradicional y del cual se posee gran cantidad de información; además de ser el más adecuado para analizar ciclos de vida de gran duración. Este método consiste en ensayar un material bajo una carga fluctuante hasta su rotura, con el fin de obtener mediciones e información sobre el comportamiento del material.

2.7.1 Límite de fatiga

El límite de fatiga (S_e) es un esfuerzo que representa el límite hasta el cual el material puede trabajar un número indefinido de ciclos sin fallar por fatiga. En otras palabras, el material tiene una vida infinita para valores menores a (S_e). La siguiente representación muestra lo explicado.

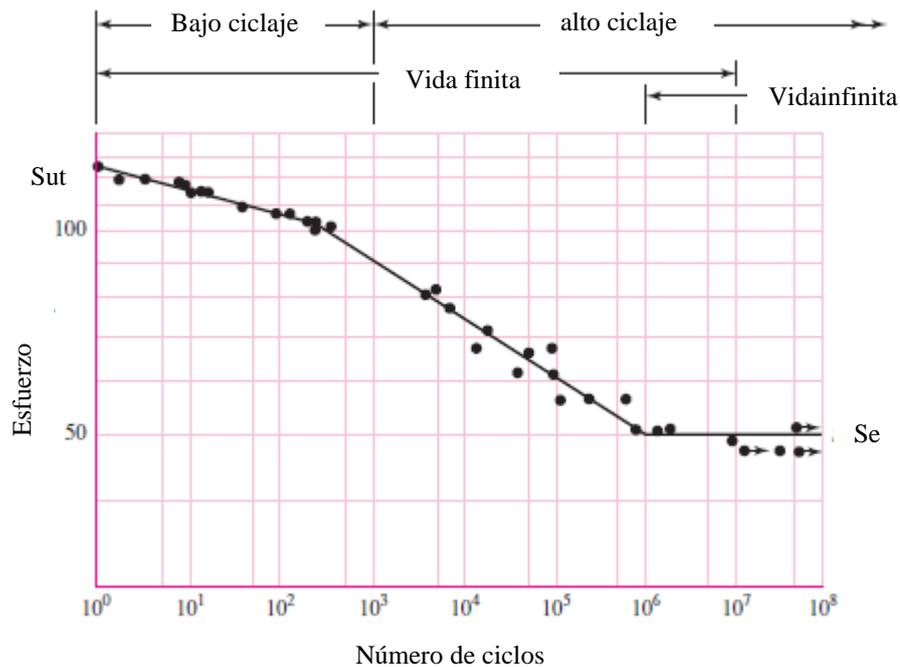


Figura 2.17: Diagrama de esfuerzo en función del tiempo de vida de un material. (Budynas, p.266)

Para el caso de un eje que gira sobre su eje axial, el límite de fatiga (S_e) se define de la siguiente manera

$$S'_e = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ Kpsi (1400 Mpa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ Mpa} & S_{ut} > 1400 \text{ Mpa} \end{cases} \quad (2.7)$$

2.7.2 Factores de modificación para el límite de fatiga (S_e)

Existen varios factores que pueden alterar el valor de (S_e) como el material, la manufactura, el ambiente...etc. Es por esta razón que se desarrolló una ecuación para obtener un (S_e) corregido, conocida como la ecuación de Marin. La ecuación se expresa de la siguiente forma

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (2.8)$$

Siendo

S'_e límite de fatiga para un eje que rota

K_a factor de modificación por superficie

K_b factor de modificación por tamaño

K_c factor de modificación por carga

K_d factor de modificación por temperatura

K_e factor de modificación por fiabilidad

K_f factor de modificación por efectos varios

Cada uno de los anteriores se define de manera específica, la cual mostramos enseguida

- K_a factor de modificación por superficie

Este factor modifica el límite de fatiga basado en el acabado superficial del material. Se define con la siguiente expresión

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (2.9)$$

Las constantes a y b se definen con la siguiente tabla

Tabla 2.3: Constantes para el factor de modificación por superficie (Budynas & Nisbett)

Surface Finish	Factor a		Exponent b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.265
Hot-rolled	14.4	57.7	-0.718
As-forged	39.9	272.	-0.995

- K_b factor de modificación por tamaño

Este factor toma en cuenta la geometría y el tamaño del material utilizado. Se define con la ecuación a continuación

$$S'_e = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.10)$$

donde d es el diámetro del elemento analizado y K_b es igual a 1 en el caso de una carga axial.

De ser el caso que el elemento analizado no sea de sección transversal circular, es necesario obtener un diámetro efectivo. A continuación se muestran las ecuaciones para obtener un diámetro efectivo a partir de una sección transversal rectangular

$$d = \frac{d_e}{0.370} \quad (2.11)$$

$$d_e = 0.808 (hb)^{1/2}$$

donde h y b son las dimensiones de la sección rectangular, d_e es el diámetro efectivo y d el diámetro que debe ser usado en la ecuación (2.10).

- K_c factor de modificación por carga

El factor K_c considera la dirección en la que se aplica la carga sobre la parte analizada. Dependiendo de la dirección se escoge uno de los factores a continuación.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (2.12)$$

- K_d factor de modificación por temperatura

Se obvia el detalle de este factor, ya que no es de interés para nuestro propósito. Los elementos analizados no están expuestos a fuentes de calor extremo y las temperaturas que podrían presentarse no influyen de manera significativa en el material.

- K_e factor de modificación por fiabilidad

Este factor toma en consideración la desviación que existe en la toma de datos para la definición del límite de fatiga para un eje que rota. De acuerdo a la fiabilidad deseada se escoge un factor de la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Factor K_e de acuerdo a fiabilidad deseada. (Budynas & Nisbett)

Reliability, %	Transformation Variate z_a	Reliability Factor k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

- K_f factor de modificación por efectos varios

Es un factor que se aplica para describir efectos como recubrimientos o corrosión, que para nuestro propósito no es de interés.

2.7.3 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

Los esfuerzos fluctuantes en elementos de máquinas toman formas sinusoidales por la naturaleza rotatoria de algunos mecanismos. Sin embargo se ha encontrado que en ciclos que experimentan una carga máxima y mínima, no es importante la forma de la onda sino sus picos. Conociendo los valores extremos se puede caracterizar todo el patrón de fuerzas y por ende los esfuerzos. En la siguiente figura se ejemplifica el comportamiento de un esfuerzo fluctuante

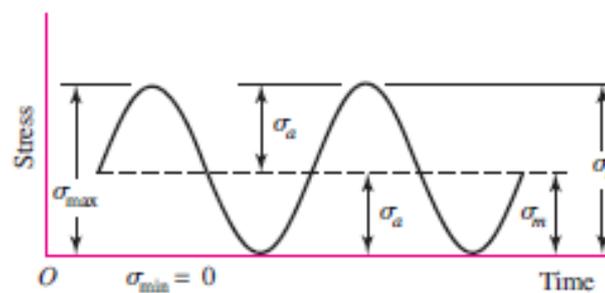


Figura 2.18: Representación de un esfuerzo fluctuante. (Budynas & Nisbett)

donde σ_{\max} es el esfuerzo máximo, σ_{\min} el mínimo, σ_a la componente de amplitud, σ_m la componente de esfuerzo medio y σ_r el rango de esfuerzo.

Las siguientes ecuaciones resumen lo que se ha explicado.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.13)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \right| \quad (2.14)$$

2.7.4 Criterios de falla por fatiga

Los criterios de falla se utilizan para poder determinar si un elemento es propenso a fallar por fatiga. Se analizan 2 criterios, primero el criterio de Goodman que es uno de los más conservadores y a la vez utilizados por su simplicidad. Después el criterio de Langer estático que sirve para comprobar si el material no fallará por fluencia en el primer ciclo de trabajo. La siguiente gráfica de la componente de amplitud del esfuerzo en función del esfuerzo medio, muestra la relación entre la línea de carga del material y los criterios de falla.

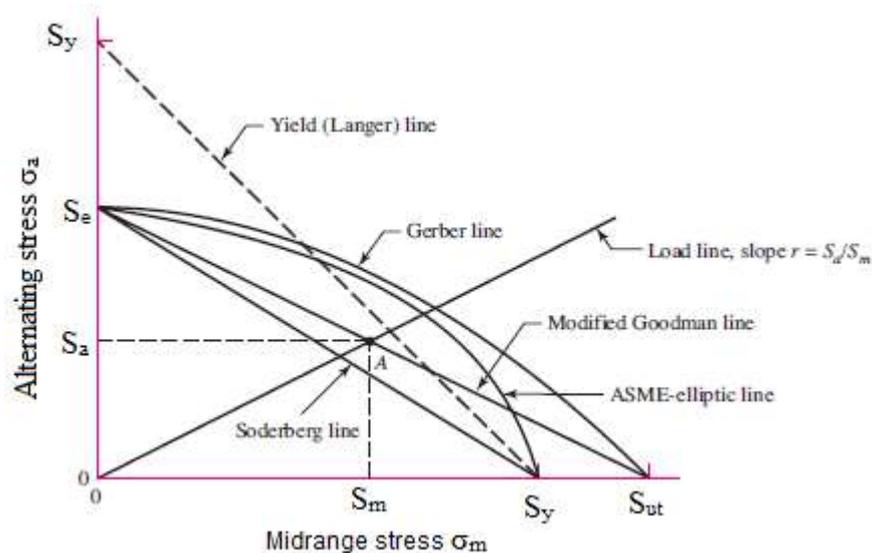


Figura 2.19: Diagrama de fatiga con criterios de falla. (Budynas & Nisbett).

Para poder evaluar si los componentes fallan o no, se determinan los factores de seguridad con los que han sido diseñados. Estos factores se definen por la ubicación del

esfuerzo sobre la línea de carga en relación al criterio de falla. Mientras más se aleja el esfuerzo del criterio de falla más alto será el factor de seguridad. Si el factor de seguridad es mayor a uno y mientras más alto sea su valor, se tiene mayor seguridad de que los elementos soportaran las cargas.

- Criterio de Goodman

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (2.15)$$

- Criterio de Langer estático

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (2.16)$$

donde S_y es el esfuerzo de fluencia del material utilizado y n_f y n_s los factores de seguridad por fatiga y estático.

2.8 Teoría de soldadura

Esta sección es un repaso de los conceptos que serán de utilidad en este trabajo y que son tomados del capítulo 9 de Budynas & Nisbett y 7 de Shigley, J.H.

- Soldadura de filete o entalle: es la junta de soldadura utilizada con mayor frecuencia en diseño mecánico. La siguiente figura muestra un diagrama de la geometría de este tipo de soldadura

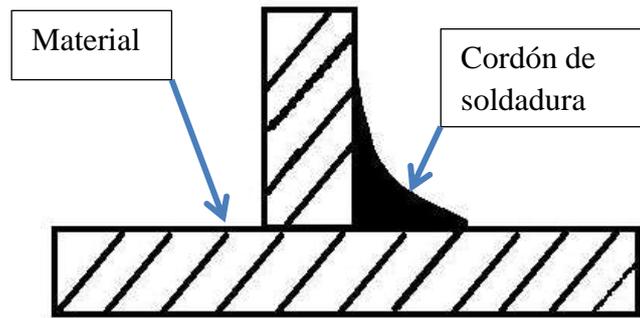


Figura 2.20: Soldadura de filete.

Para poder calcular el la geometría del cordón Budynas & Nisbett encuentran una relación entre el espesor del cordón (garganta), el espesor de la placa y el ángulo en que separa la junta por la aplicación de una fuerza. La siguiente figura muestra la relación de estos parámetros

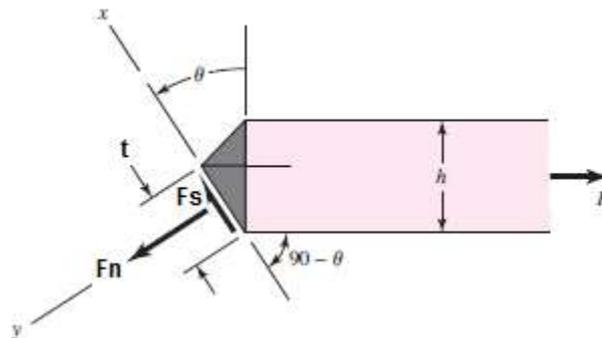


Figura 2.21: Soldadura de filete dividida. (Budynas & Nisbett)

donde t es la garganta, h el espesor de la placa y θ el ángulo de separación de la placa. La expresión que relaciona las tres variables es la siguiente

$$t = \frac{h}{\sin \theta + \cos \theta} \quad (2.17)$$

2.9 Restricciones de diseño

En esta sección se enlistan las diferentes restricciones que impone SAE Internacional, en cuanto al diseño del sistema de dirección de los prototipos participantes en la competencia

- El volante debe estar mecánicamente conectado a las ruedas. “Steer-by-wire” está prohibido al igual que la dirección controlada por actuadores eléctricos.
- El sistema de dirección debe terminar sus movimientos en ángulos positivos para prevenir que las uniones se atasquen. Los topes se deben colocar en las partes superiores derechas o sobre la cremallera y deben evitar el contacto de las llantas con: la suspensión, carrocería o partes del chasis durante los eventos de la competencia.
- El juego permitido para el sistema de dirección es de un total de 7° medido sobre el volante.
- El volante debe estar sujeto a la dirección con un sistema de desacople rápido. El piloto debe ser capaz de operar este mecanismo mientras está en una posición normal de manejo y con sus guantes colocados.
- El volante debe tener un perímetro continuo que sea cercano a un circular u oval. Por ejemplo: el perímetro exterior puede tener secciones rectas, pero no secciones cóncavas. Volantes con figuras “H”, “8”, o con un diámetro entrecortado no están permitidos.
- En ninguna posición angular el volante debe sobrepasar la superficie superior el arco frontal del chasis.

3 Geometría del sistema de dirección

En este capítulo se describe la ubicación y posición de todos los elementos que conforman el sistema de dirección del prototipo formula SAE USFQ.

3.1 Selección del sistema de desmultiplicación

Como se vio anteriormente existen diferentes sistemas de desmultiplicación. Los enumeramos a continuación para su posterior análisis.

1. Mecanismo de tornillo y elementos deslizantes
2. Mecanismo de bolas circulantes
3. Mecanismo de tornillo sin fin y dedo de rodadura
4. Mecanismo de piñón y cremallera

Para poder elegir el mas adecuado, se define una serie de criterios con diferente grado de importancia. Con estos criterios se analizará cada una de las opciones usando un sistema de puntuación. A continuación se muestra una tabla con los criterios de selección y su respectivo grado de importancia.

Tabla 3.1: Criterios de selección con su grado importancia.

Criterio	Valor
Sistema más fiable	10
Facilidad de modelado	8
Facilidad de mantenimiento	8
Mayor ahorro de espacio	9
Menos costoso	7

Ahora se analiza cada sistema de desmultiplicación y se los califica en una escala de 1 a 10. Calificando con 10 al sistema que mejor se ajusta a cada criterio de selección. En la Tabla 3.2 se muestra la calificación para cada uno de los sistemas.

Tabla 3.2: Calificación de sistemas de desmultiplicación.

#	Fiabilidad	Modelado	Mantenimiento	Espacio	Costo	Total
1	7	8	9	8	7	39
2	10	7	7	10	6	40
3	7	8	9	8	7	39
4	9	8	10	7	10	44

Una vez obtenida la calificación anterior se puede asignar el peso de cada criterio y obtener la calificación final de cada sistema de desmultiplicación.

Tabla 3.3: Calificación de los sistemas de desmultiplicación, más el peso de los criterios de selección.

#	Fiabilidad	Modelado	Mantenimiento	Espacio	Costo	Total
1	70	64	72	72	49	327
2	100	56	56	90	42	344
3	70	64	72	72	49	327
4	90	64	80	63	70	367

En la Tabla 3.3 se puede ver que el sistema que alcanzó la mayor puntuación y por ende el más adecuado es el número 4, el cual representa al sistema de piñón y cremallera. Este es un resultado esperado, pues los prototipos de formula SAE y la gran mayoría de autos de calle utilizan este sistema.

3.2 Selección del tipo de varillaje.

En cualquier proceso de diseño lo que se desea es una solución simple y funcional. Se elige entonces una configuración de varillaje con barra de dirección de dos piezas, la cual se muestra en la Figura 2.9. Esta configuración permitirá un acoplamiento fácil de todos los elementos además de ahorro de espacio y material. Un sistema de dirección que posea un mecanismo de desmultiplicación piñón-cremallera mas el varillaje con barra de dirección de dos piezas, tendría una apariencia similar a la siguiente figura

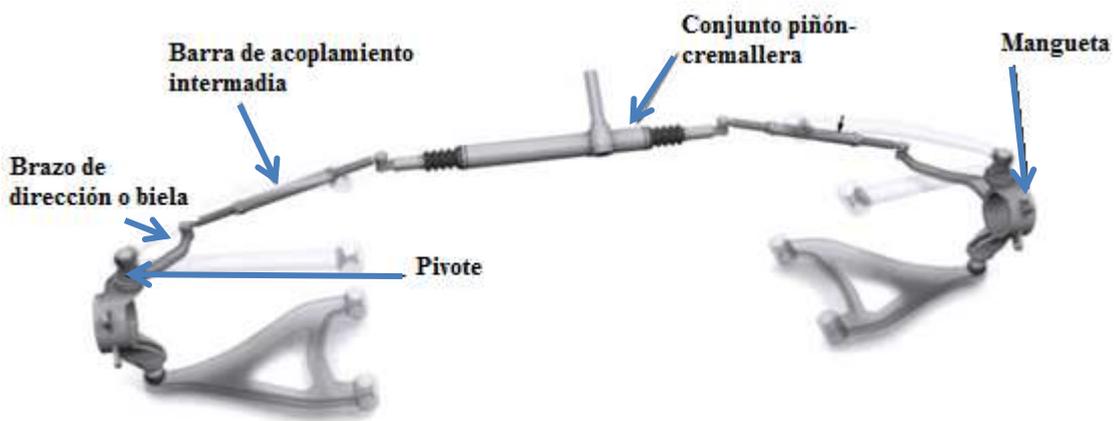


Figura 3.1: Esquema de un sistema piñón-cremallera. (Allen, J)

3.3 Estimación de dimensiones de elementos del varillaje

En esta sección se sigue un proceso de cálculo para tener una idea de las dimensiones que pueden tomar los elementos del varillaje en el sistema de dirección. Lo que se muestra es el procedimiento de cálculo para direcciones que propone Cascajosa en su libro “Ingeniería de vehículos, Sistemas y cálculos”. En este libro se muestran dos procedimientos: el cálculo de una dirección para un vehículo con eje delantero sólido y el cálculo del sistema para un auto con suspensión independiente. El primer procedimiento se enfoca en el cálculo de las relaciones entre las longitudes de elementos dentro del varillaje de la dirección. El segundo procedimiento, a diferencia del primero, se basa principalmente en encontrar las relaciones entre el movimiento de la cremallera y el

ángulo que giran los neumáticos. Se analiza el primer procedimiento de cálculo, ya que es el método más sencillo para aproximar las dimensiones generales del sistema. Además para el segundo procedimiento se necesita información que no está disponible y que no se puede estimar.

3.3.1 Procedimiento de cálculo de dirección para un vehículo con eje delantero sólido.

Lo primero que se debe realizar en este procedimiento es encontrar el ángulo mínimo que debe girar el neumático exterior para entrar en la curva más cerrada del circuito. A continuación en la Figura 3.2 se muestra un diagrama de un vehículo entrando en una curva y se detallan las dimensiones que serán de utilidad mas adelante en los cálculos.

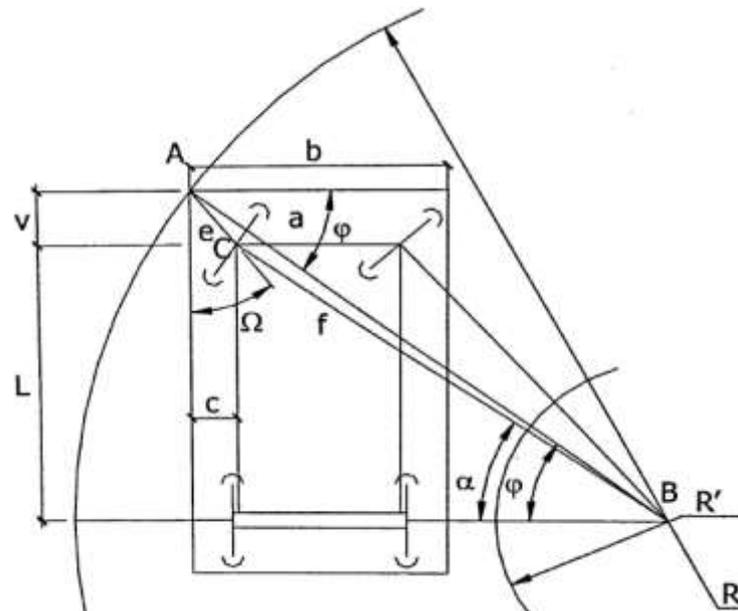


Figura 3.2: Diagrama de un automóvil entrando en una curva. (Cascajosa)

siendo L la distancia entre ejes, v la saliente delantera más prominente medida desde el eje delantero, a la distancia entre pivotes, b el ancho total del vehículo y R el radio exterior de

la curva. Haciendo uso de geometría básica se obtienen las siguientes ecuaciones, las cuales se ven con más detalle en (Cascajosa, 2007, p. 352)

$$c = \frac{b - a}{2} \quad (3.1)$$

$$e = \sqrt{c^2 + v^2} \quad (3.2)$$

$$\Omega = \arctan\left(\frac{c}{v}\right) \quad (3.3)$$

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{L + v}{R}\right) \quad (3.4)$$

$$f = \sqrt{e^2 + R^2 - 2 e R \cos(90 - (\Omega + \varphi))} \quad (3.5)$$

$$\frac{f}{\sin(90 - (\Omega + \varphi))} = \frac{e}{\sin(\varphi + \alpha)} \quad (3.6)$$

despejando α se obtiene el ángulo mínimo que debe girar la rueda exterior y se lo nombra

α_{\min}

$$\alpha_{\min} = \varphi - \arcsin\left[\frac{e}{f} \sin(90 - (\Omega + \varphi))\right] \quad (3.7)$$

Una vez que se conoce el ángulo mínimo necesario para entrar en una curva, se puede continuar con el siguiente paso, que es el análisis del mecanismo que gira los neumáticos.

Este análisis se basa en el trapecio de dirección que se presenta a continuación.

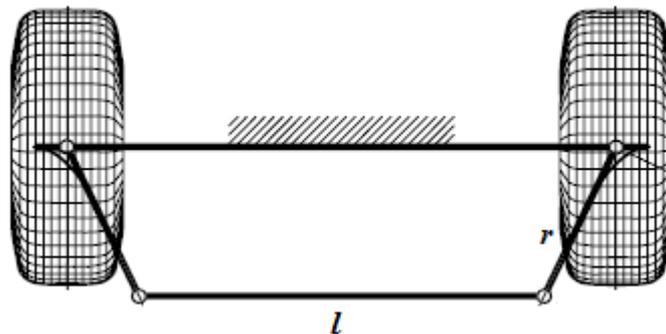


Figura 3.3: Diagrama del trapecio de dirección. (Anónimo, steering dynamics)

De acuerdo a Gershler (1985) se denomina trapecio por la forma que se obtiene entre los brazos de dirección o bielas (r), la barra de acoplamiento (l) y el eje delantero que se ve con una sección sombreada en la Figura 3.3. Cascajosa hace uso de este diagrama junto con un esquema del vehículo, para encontrar una relación entre uno de los brazos de dirección (r) y la barra de acoplamiento (l). A continuación el diagrama encontrado en el trabajo de Cascajosa.

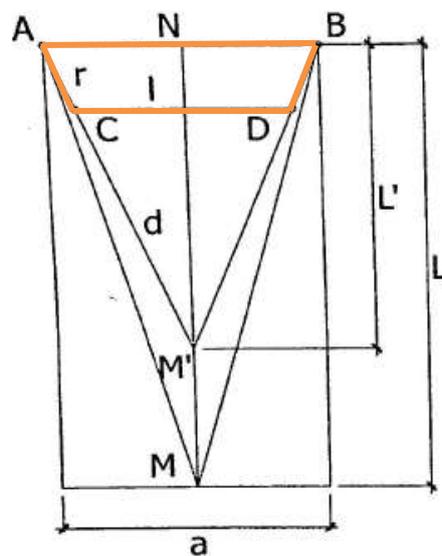


Figura 3.4: Diagrama de un vehículo con su trapecio de dirección. (Cascajosa)

Con la ayuda de la Figura 3.4 se pueden obtener las siguientes relaciones geométricas, las cuales se explican con mayor detalle en (Cascajosa, 2007, p. 352)

$$\frac{l/2}{d-r} = \frac{a/2}{d} \quad (3.8)$$

$$l = \frac{a(d-r)}{d} \quad (3.9)$$

$$d = \sqrt{L'^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \quad (3.10)$$

donde d es solo una distancia que se usa en el cálculo y L' se refiere a la distancia a la que se encuentra la intersección de las prolongaciones de los brazos de dirección. En este caso la barra de acoplamiento (l) reemplaza a la cremallera y los brazos de acoplamiento intermedios del sistema piñón – cremallera de la Figura 3.1.

De la definición vista anteriormente del principio de Ackerman, se sabe que la intersección de la prolongación de los brazos de dirección debe situarse sobre el eje trasero del vehículo. Sin embargo esto no siempre se cumple, Cascajosa (2007) nos dice que L' puede tomar varios valores incluyendo L o distintos.

Hasta el momento se tiene la ecuación (3.9) que posee dos incógnitas l y r . Es necesario entonces encontrar una segunda ecuación para poder realizar un sistema y resolverlo. Para esto Cascajosa procede a modificar la Figura 3.4 y obtiene la siguiente

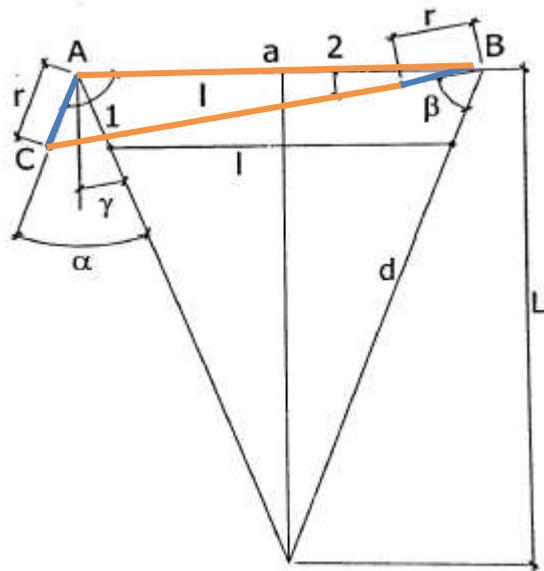


Figura 3.5: Giro del brazo de dirección izquierdo en el trapezio de dirección. (Cascajosa)

En la Figura 3.5 se puede ver que el brazo de dirección izquierdo (r) se ha desplazado un ángulo α y se sabe que es el máximo desplazamiento que puede conseguir, ya que el brazo derecho y la barra de acoplamiento (l) están formando un ángulo de 180° . El ángulo máximo α es conocido, ya sea por legislación o porque se autoimpone; según Cascajosa el ángulo de giro máximo (α_{max}) normalmente es de 45° (2007, p. 349). Una vez más haciendo uso de la geometría y la Figura 3.5, Cascajosa obtiene la siguientes expresiones

$$\gamma = \sin^{-1} \left(\frac{a/2}{d} \right) \quad (3.11)$$

$$\sin(\gamma - \alpha_{max}) = \frac{r^2 + a^2 - (l + r)^2}{2 a r} \quad (3.12)$$

Las ecuaciones (3.9) y (3.12) se pueden utilizar para plantear un sistema de dos ecuaciones y dos incógnitas. Es posible realizar varias iteraciones para encontrar el par de biela y barra de acoplamiento adecuados. Una vez que se han escogido las longitudes

anteriormente mencionadas, es posible calcular el rango de movimiento de las dos ruedas. Para este cálculo se hace uso de la Figura 3.6, donde se muestra un diagrama del trapecio de dirección. En él se muestra el brazo de dirección izquierdo desplazado un ángulo (α), el cual se suma al ángulo (k) que es la orientación fija que tiene el brazo de dirección respecto a la línea entre pivotes (a). Por el movimiento del brazo de dirección izquierdo, el derecho gira un ángulo (β).

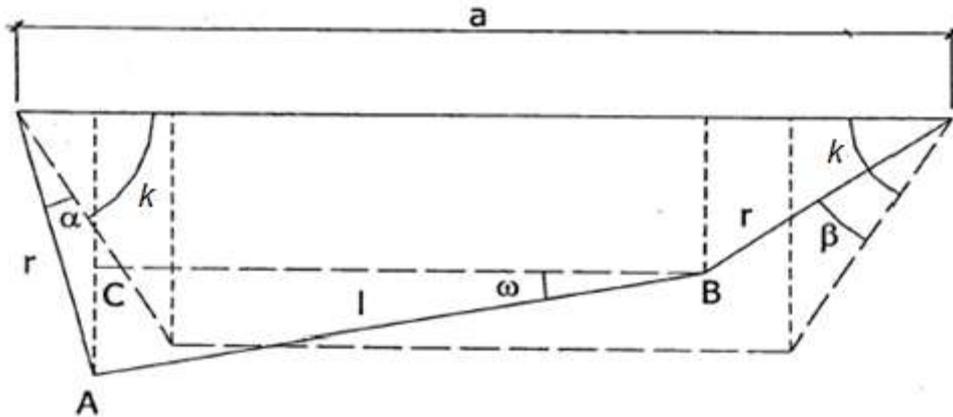


Figura 3.6: Relación de giro entre brazos de dirección. (Cascajosa)

Del análisis geométrico en (Cascajosa, 2007, p. 354) con la Figura 3.6 se puede obtener el ángulo fijo k

$$k = \cos^{-1} \left(\frac{a - l}{2r} \right) \quad (3.13)$$

la relación entre los elementos que conforman el trapecio es

$$(AB)^2 = (AC)^2 + (CB)^2 \quad (3.14)$$

y resolviendo la ecuación (3.14) se obtiene la expresión que define las posiciones del sistema

$$\begin{aligned} (a - r\cos(k + \alpha) - r\cos(k - \beta))^2 + (r\sin(k + \alpha) - r\sin(k - \beta))^2 \\ = l^2 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Debido a que se conocen todas las constantes, dando valores a α se pueden obtener los valores de β . De esta manera se puede conocer la posición de un neumático con relación al otro, sabiendo que α representa el movimiento del neumático exterior y β el interior.

3.3.2 Definición de constantes

En esta sección se explica la forma en la que se definen cada una de las constantes utilizadas para el procedimiento anterior y en cálculos posteriores.

Para los cálculos realizados en este trabajo, es necesario conocer las siguientes constantes: Distancia entre ejes (L), saliente delantera (v), ancho total del vehículo (b), el radio exterior de la curva (R) y la distancia entre pivotes, de aquí en adelante denominada ancho de vía (a). Estas dimensiones se representan en la Figura 3.2 y Figura 3.5. A continuación se describe como se obtuvo cada una de las constantes mencionadas.

En primer lugar se conoce cual es la ubicación del eje trasero, ya que la suspensión posterior ya ha sido diseñada por otro grupo de trabajo. La suspensión delantera no ha sido diseñada por lo que se hace uso del siguiente diagrama para ubicar el eje delantero

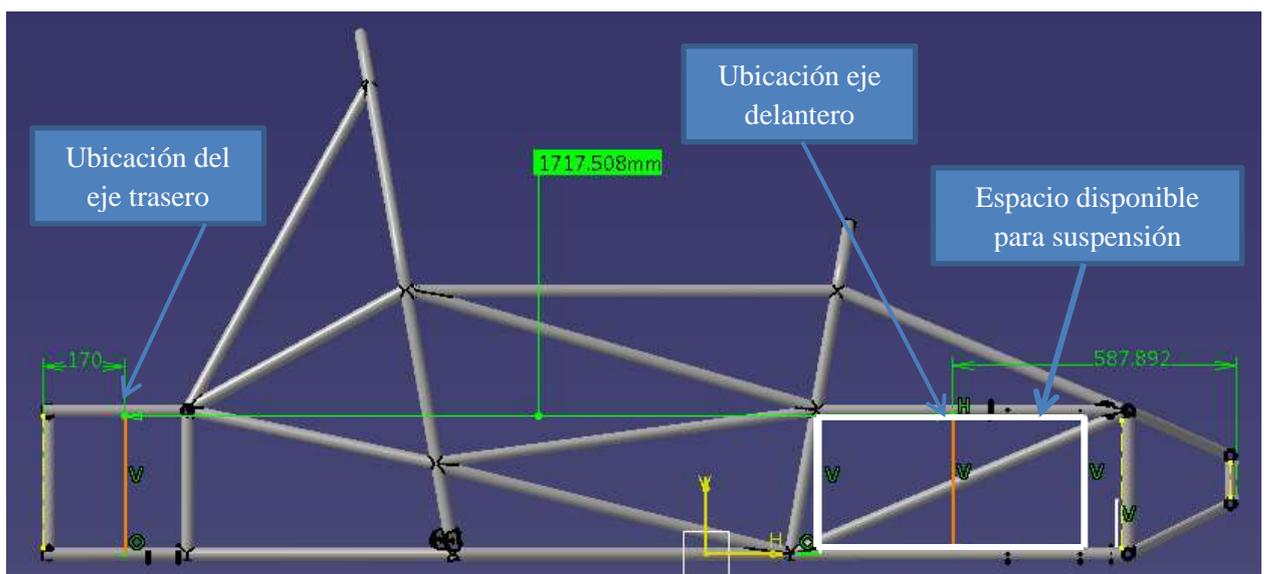


Figura 3.7: Diagrama para ubicación del eje delantero en el chasis. (Elaboración propia)

La Figura 3.7 muestra el chasis que se encuentra en el taller de la USFQ, junto con algunas medidas de importancia. En la parte baja derecha, se puede observar un rectángulo formado por líneas blancas. Estas líneas encierran el espacio disponible sobre el chasis para la suspensión delantera. Este espacio se pudo definir gracias a la toma de medidas sobre el chasis construido y la revisión del modelo CAD del chasis. Se ubica entonces el eje delantero sobre la mitad del espacio disponible en el chasis, para que la suspensión pueda ser diseñada con más libertad. La distancia resaltada en verde, es la distancia entre ejes (L). Para la saliente delantera (v), simplemente es necesario medir la distancia entre el eje delantero y la parte frontal del vehículo. Esta distancia fue de 587.892 [mm].

Para definir el ancho de vía delantero, se hizo un análisis de lo propuesto por varios autores. Milliken & Milliken (1995) sugieren que el ancho de vía delantero debe ser lo más ancho posible mientras siga siendo práctico. Carroll Smith (1978) coincide en que el ancho de vía delantero deber ser mayor al trasero y explica que con esta configuración se otorga más estabilidad al vehículo y se disminuye la posibilidad de vuelco. Ahora se sabe que el ancho de vía delantero debe ser mayor al trasero, pero no se tiene idea de que tan diferentes son. El trabajo de Theander (2004) explica que los anchos de vía influyen en la magnitud de la transferencia de carga del neumático interior al exterior al tomar una curva. Una diferencia excesiva en los anchos de vía podría provocar inestabilidad en el vehículo. Debido a que no existe un lineamiento específico para definir la diferencia entre anchos de vía y que en algunos de los trabajos analizados, esta distancia se definen de forma arbitraria. Se decide mantener una similitud con el trabajo de Theander, en cuanto a la diferencia entre los anchos de vía. De esta manera se asegura que la estabilidad del vehículo no se verá afectada por estas dimensiones. Se define entonces el ancho de vía delantero (a) en una longitud de 1550 [mm]. La cual es 50 [mm] más grande que el ancho de vía trasero.

Ahora solo hace falta definir el ancho total y el radio de la curva. Debido a que la parte más prominente del vehículo a los costados son los neumáticos, se debe conocer el ancho de los mismos para poder definir esta dimensión. El “Formula SAE test consortium” es un entidad manejada por voluntarios de equipos de Formula SAE, que se encarga de hacer pruebas en los neumáticos más utilizados en los circuitos. La gran mayoría de los neumáticos probados tienen un ancho entre 6 y 7 pulgadas. De igual manera en los trabajos de Cruz & Mesías (2013), Theander (2004), Allen (2011) y el

grupo que trabajó en la suspensión trasera, se usaron neumáticos de entre 6 y 7 pulgadas de ancho. Promediando estos valores se obtiene un ancho de 6.5 [in], que aproximadamente son 166 [mm]. Esta medida se toma como ancho del neumático. Debido a que los pivotes encuentran aproximadamente en el centro de los neumáticos, el ancho total se obtiene sumando el ancho de vía delantero más el ancho de un solo neumático. De esta manera se define en 1716 [mm] el ancho total del vehículo (b).

Finalmente en las reglas SAE 2014 (p.148) el diámetro mínimo dentro de los circuitos es de 9 [m], con un ancho mínimo de 3.5 [m]. En consecuencia el radio de curvatura más pequeño dentro del circuito es de 4.5 [m] o 4500 [mm]. La siguiente tabla resume todas las constantes definidas.

Tabla 3.4: Definición de constantes para cálculos.

Constante	Valor
Distancia entre ejes (L)	1718 [mm]
Saliente delantera (v)	588 [mm]
Ancho total del vehículo (b)	1716 [mm]
Ancho de vía delantero (a)	1550 [mm]
Radio exterior de la curva (R)	4500 [mm]

3.3.3 Resultados del procedimiento para estimación de elementos del varillaje

En esta sección se muestra lo que se obtuvo en base a los cálculos de la sección 3.3.1. Es decir el ángulo mínimo al que debe llegar el sistema de dirección y las dimensiones aproximadas del brazo de dirección (r) y la barra de acoplamiento (l), representadas en la Figura 3.3. Utilizando las ecuaciones (3.1) a (3.7) se obtiene el valor del ángulo de giro mínimo para entrar en la curva más cerrada el cual es $24.43^\circ \approx 24^\circ$. Este es el mínimo ángulo que deberá girar la rueda exterior para entrar en la curva más cerrada del circuito.

Para encontrar las longitudes del brazo de dirección (r) y la barra de acoplamiento (l), se hace uso del sistema de ecuaciones formado por (3.9) y (3.12) y se da valores a L' hasta encontrar el par r y l más adecuados. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones encontradas, junto con otras medidas de importancia, para diferentes valores de L' .

Tabla 3.5: Estimación de las dimensiones de elementos del varillaje.

L' [mm]	l [mm]	r [mm]	η [grad]	h [mm]
3400	1503.68	104.21	12.84	101.61
3450	1496.97	120.98	12.66	118.04
3500	1490.47	137.68	12.49	134.42
3550	1484.18	154.30	12.32	150.75
3600	1478.08	170.86	12.15	167.03
3650	1472.18	187.35	11.99	183.27
3700	1466.44	203.79	11.83	199.46
3750	1460.88	220.16	11.68	215.61
3800	1455.49	236.48	11.53	231.71
3850	1450.24	252.75	11.38	247.78
3900	1445.15	268.97	11.24	263.82
3950	1440.20	285.15	11.10	279.81
4000	1435.39	301.27	10.97	295.77

Donde η es la mitad del ángulo formado entre las prolongaciones de los brazos de dirección hacia su intersección y h es la longitud desde el eje delantero hacia la barra de acoplamiento. El rango de valores que se muestra para L' , son aquellos en los que se encontraron valores positivos para el brazo de dirección (r). Fuera de este rango r toman valores negativos que no tienen significado o son valores muy pequeños con los cuales no se podría trabajar. El próximo paso es calcular el giro de un neumático con respecto al otro. Para esto es necesario definir un valor de l y r . Se escogen los valores resaltados en negrillas, solo como un ejercicio para analizar el comportamiento de los neumáticos.

Haciendo uso de las ecuaciones (2.1) y (3.15) se puede calcular los ángulos que giran los neumáticos al momento de entrar en una curva. El ángulo del neumático exterior (α) puede tomar cualquier valor entre cero y el ángulo máximo permitido, por lo que es una variable conocida. Se calcula entonces el ángulo de la rueda interior (β) con la relación geométrica obtenida por Cascajosa (ecuación (3.15)) y con la ecuación del principio de Ackerman (ecuación (2.1)). Cascajosa (2007) explica que se debe restringir el movimiento aproximadamente 10° antes del ángulo máximo de giro, para no dificultar la maniobrabilidad de la dirección. Debido a que anteriormente se definió el ángulo máximo como 45° , α solo toma valores entre 1° y 35° . A continuación se tabulan los resultados donde “ β ideal” es el valor calculado con el principio de Ackerman y “ β real” el calculado con el análisis del trapecio de dirección de Cascajosa.

Tabla 3.6: Estimación de la relación entre ángulos de las ruedas interior (α) y exterior (β).

α [grados]	β ideal [grados]	β real [grados]
1	1.02	1.00
3	3.15	3.04
5	5.43	5.10
7	7.86	7.20
9	10.47	9.34
11	13.26	11.52
13	16.26	13.73
15	19.46	15.99
17	22.89	18.30
19	26.54	20.67
21	30.42	23.09
23	34.53	25.57
25	38.83	28.14
27	43.32	30.79
29	47.95	33.54
31	52.69	36.42
33	57.48	39.45
35	62.26	42.68

Con los cálculos realizados se tienen una medida aproximada de las dimensiones que se pueden utilizar para el diseño del mecanismo final con sistema de piñón y cremallera. La siguiente tabla resume las dimensiones estimadas.

Tabla 3.7: Dimensiones aproximadas para elementos del varillaje.

Elemento	Dimensión
Brazo de dirección	entre 100 a 170 [mm]
Barra de acoplamiento	entre 1470 a 1500 [mm]

Se ha podido definir dimensiones aproximadas de los componentes más importantes del varillaje de la dirección. De los resultados mostrados se esperaría que la longitud del brazo de dirección (r) se encuentre en un rango de 100 a 170 [mm]. Esto debido a que se pretende usar un aro RIN 13 (radio = 165 [mm]) y se esperaría que el brazo no sobrepase el aro, como en la mayoría de vehículos de calle. La barra de acoplamiento (l) estaría entonces restringida a valores entre 1470 y 1500 [mm]. También es posible apreciar en la Tabla 3.6 que el ángulo “ β real” difiere considerablemente del ideal, por lo que sería necesario encontrar otro par de r y l que proporcione un resultado más cercano. Sin embargo, la Tabla 3.6 también muestra que el ángulo “ β real” es siempre más grande que α , lo que se apega a lo descrito por Ackerman.

3.4 Disposición espacial del sistema de dirección

En esta sección se analiza el espacio disponible para el varillaje y la columna de dirección dentro del chasis.

3.4.1 Disposición de elementos en el varillaje

La disposición de estos elementos depende básicamente de la ubicación del conjunto piñón-cremallera. Por esto es necesario definir la ubicación de la cremallera con respecto al chasis y con respecto a la mangueta de la suspensión. En primer lugar se debe definir si la cremallera del sistema de dirección se ubicará por delante o detrás del eje vertical que se prolonga por la mitad del neumático.

La siguiente figura muestra un diagrama de un neumático visto lateralmente con el mencionado eje vertical.

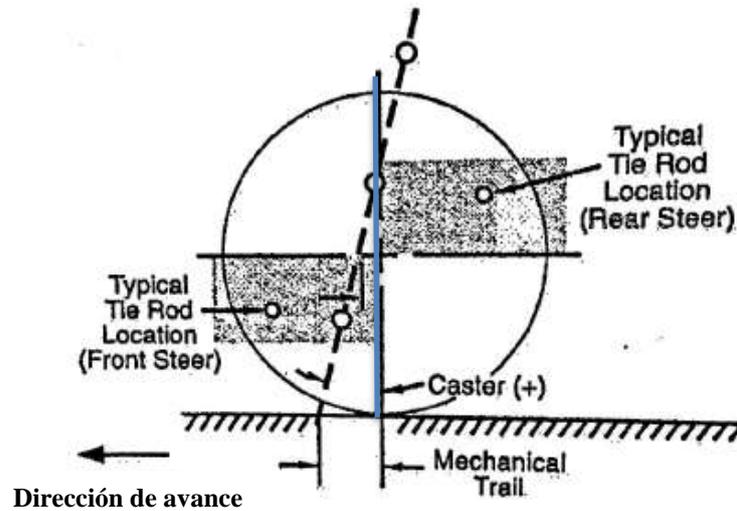


Figura 3.8: Diagrama de un neumático en vista lateral. (Milliken & Milliken)

Debido a que se desea mantener el centro de gravedad del vehículo lo más bajo posible, se debe ubicar obligatoriamente la cremallera por delante de la línea vertical (Milliken & Milliken, 1995). Como se indica en la Figura 3.8, las posiciones que puede tomar el acople al sistema de dirección y por ende la cremallera, están ya restringidas a las áreas sombreadas. Estas áreas no se asignan de manera arbitraria. Cuando el vehículo entra en una curva, este experimenta una fuerza que provoca el movimiento involuntario de la dirección. Para asegurar la estabilidad del auto es preferible que esta fuerza mueva los neumáticos hacia el centro del vehículo. Esto se consigue ubicando el acople del varillaje a la mangueta, en algún punto sobre las áreas sombreadas (Milliken & Milliken, 1995).

Es de importancia asegurar que la cremallera no interfiera con otros sistemas que se ubican en la parte delantera como la suspensión y los pedales. Para asegurar que no existe ninguna interferencia se toman medidas sobre el chasis y se simula la ubicación del piloto dentro del mismo. A continuación se muestra un modelo de como se ubicaría el piloto dentro del chasis existente.

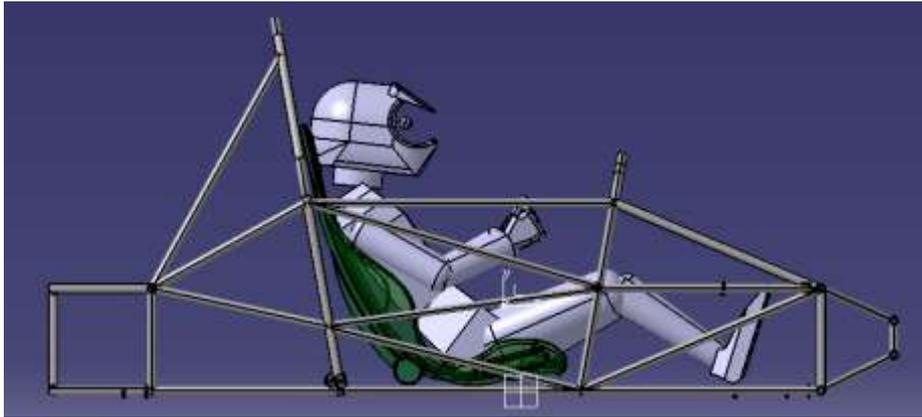


Figura 3.9: Ubicación del piloto en relación al chasis. (Elaboración propia)

Con el modelo de la Figura 3.9 es mucho más fácil saber cual es el espacio físico con el que se cuenta para ubicar la cremallera en la parte delantera del vehículo. El modelo del piloto que se muestra, tiene sus dimensiones de acuerdo al modelo masculino de percentil 95, el cual utiliza la competencia para comprobar la correcta ubicación del piloto dentro del chasis (Reglas SAE 2014, p.32). Las reglas SAE también especifican la ubicación del piloto de acuerdo a la configuración del chasis. Para este caso el piloto debe ser ubicado como se indica en la siguiente figura

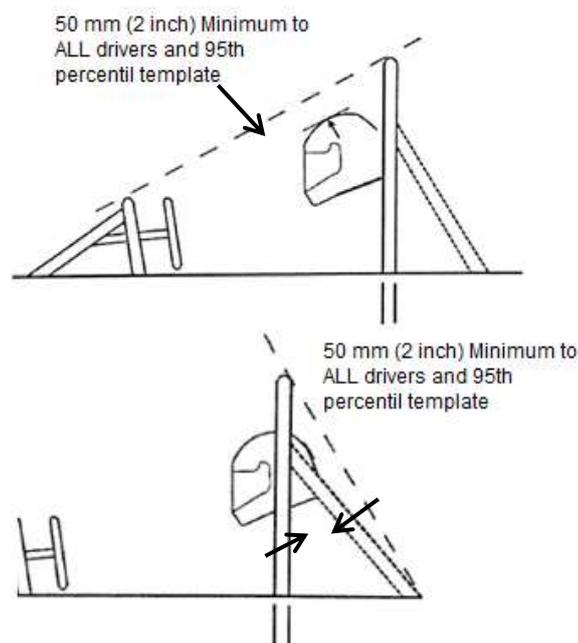


Figura 3.10: Posición del casco con respecto al chasis. (Reglas SAE 2014)

De acuerdo a la Figura 3.10, el casco del piloto sentado en una posición normal, debe estar alejado un mínimo de 50 [mm] o 2 [in] de las líneas entrecortadas. A continuación realizamos un esquema de la Figura 3.9 para saber a que distancia se encuentra el piloto en nuestro modelo.

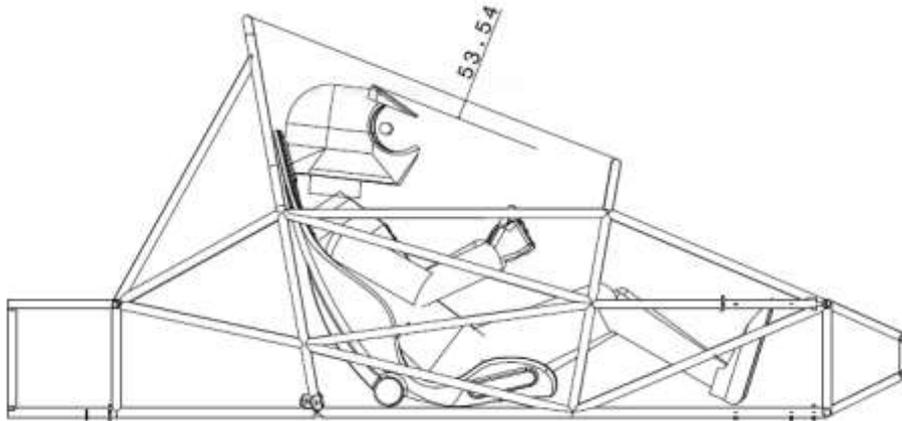


Figura 3.11: Diagrama de ubicación del piloto en relación al chasis. (Elaboración propia)

Como se puede observar en la Figura 3.11, la distancia de la línea recta entre los dos arcos al casco del piloto, apenas sobrepasa los 50 [mm]. Además, de acuerdo a las reglas SAE 2014, el piloto debe recibir un adecuado aislamiento de los tres tipos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Debido al espacio que se necesita para esta capa aislante, el piloto y su asiento no puede ser recorridos hacia atrás, ya que restarían espacio para componentes como: el motor, tanque de combustible, sistema de refrigeración... etc. Entonces el piloto quedaría restringido en esa posición dado que es mínima la distancia que puede desplazarse hacia adelante, sin sobrepasar los 50 mm de la parte superior. Una vez que ha sido ubicado el piloto dentro del chasis, queda definido de mejor forma el espacio disponible para el sistema de dirección en la parte delantera. Sin embargo, aún se deben tomar en cuenta otro aspecto que limita este espacio.

La suspensión es un elemento de suma importancia que también se ubica en la parte delantera del vehículo y que guarda gran relación con el sistema de dirección. Debido a que este sistema aún no ha sido diseñado, es necesario realizar un esquema aproximado de la ubicación del mismo en el chasis. Para poder realizar este esquema se cuenta con varios parámetros: primero, se cuenta con el diseño de las manguetas traseras, segundo, el chasis cuenta con un espacio designado específicamente para los brazos de suspensión y tercero, se conoce cual es el espacio realmente disponible en lugar asignado

para estos brazos sobre el chasis. Conociendo los parámetros mencionados se pudo crear el siguiente modelo

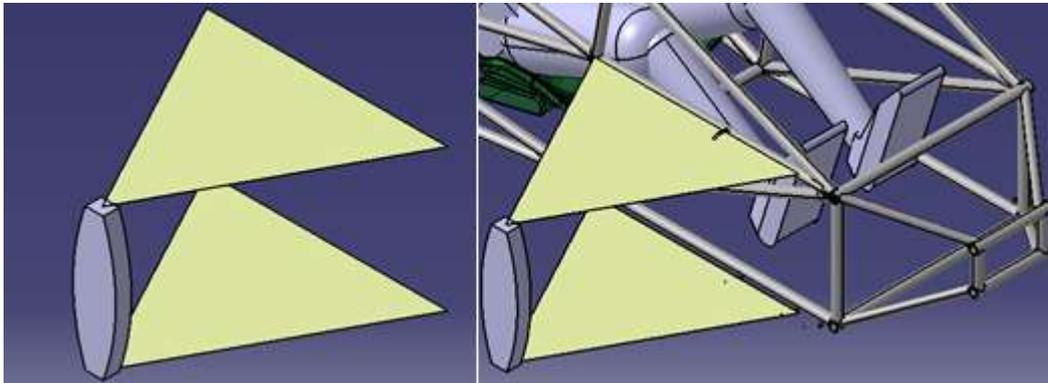


Figura 3.12: Modelo de suspensión delantera sobre el chasis. (Elaboración propia)

La Figura 3.12 muestra a su izquierda el modelo de suspensión realizado, donde los planos triangulares amarillos representan los brazos de suspensión y el sólido gris la mangueta. En el lado derecho se puede apreciar como este modelo se une al chasis. Una vez que se ha ubicado el modelo de suspensión, es posible hacer un diagrama bidimensional como en la Figura 3.11, para observar como afecta este elemento el espacio con el que se cuenta para el sistema de dirección. A continuación el diagrama realizado

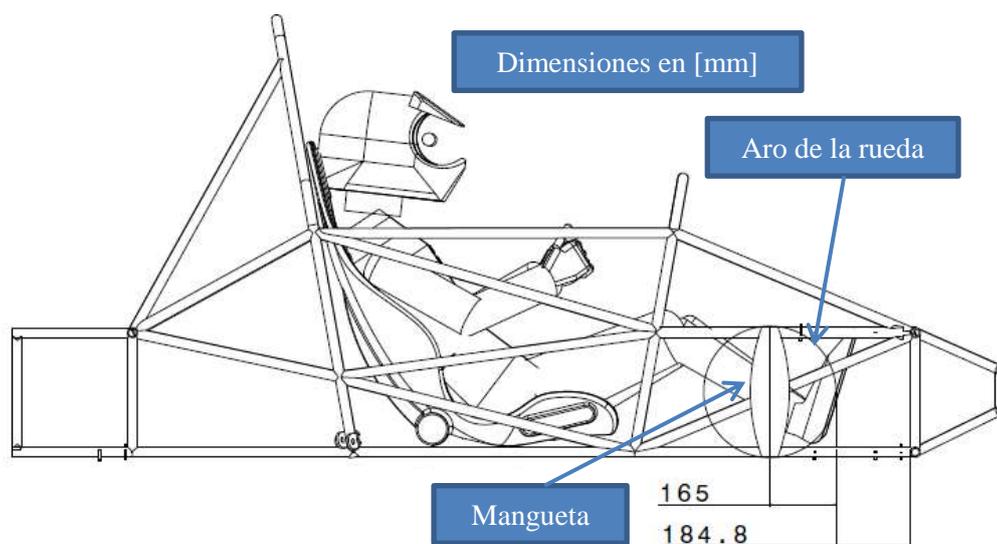


Figura 3.13: Vista lateral del modelo de suspensión sobre el chasis. (Elaboración propia)

En la Figura 3.13 se puede ver la ubicación de la mangueta en la parte delantera del vehículo con una línea vertical que representa su eje central. También se dibuja una circunferencia que representa el aro de la llanta utilizada (RIN 13 [in]). Como se puede apreciar, el espacio disponible es la suma de las dos dimensiones mostradas. Sin embargo el espacio de 184 [mm] seguramente es necesario para ubicar el sistema de pedales. Es por esto que la cremallera queda restringida a una posición dentro del radio del aro del neumático.

Con lo expuesto en esta sección queda definido el espacio disponible para la ubicación del varillaje del sistema de dirección.

3.4.2 Disposición de la columna de dirección

Los parámetros que definen la posición de la columna de dirección son principalmente, la posición del conjunto piñón-cremallera y la distancia entre el pecho del conductor y el volante. También se debe considerar que la columna de dirección no siempre es un solo eje sólido, sino que la gran mayoría de vehículos cuenta con secciones separadas por juntas universales. Esto con el propósito de facilitar el ensamble de todos los elementos.

Para saber como se posiciona la columna de dirección en relación al chasis y los elementos del varillaje, se realiza el diagrama que se presenta en la Figura 3.14.

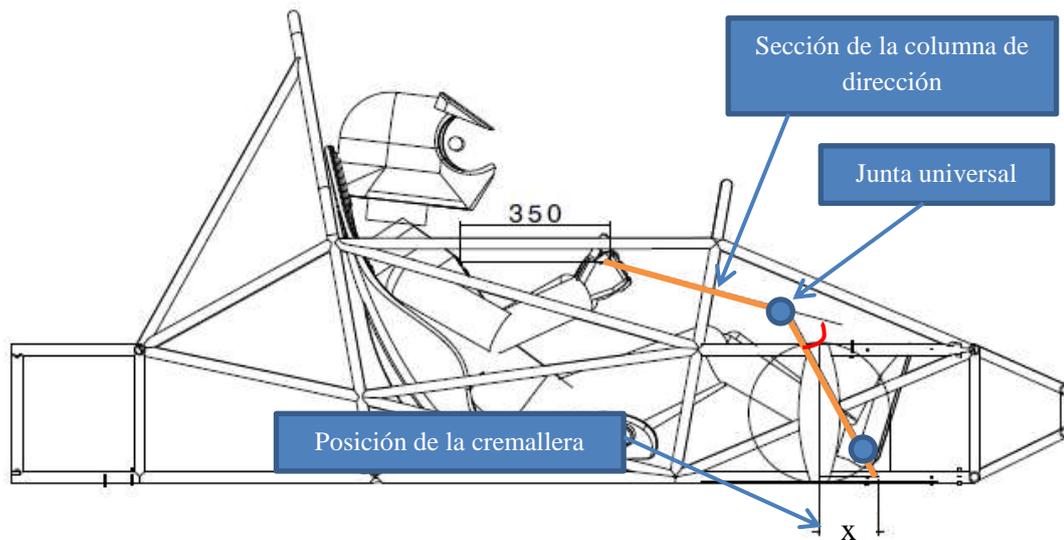


Figura 3.14: Diagrama para ubicación de columna de dirección. (Elaboración propia)

La columna de dirección representada en la Figura 3.14 pasa entre las piernas del piloto y está separada en dos secciones diferentes que se unen mediante una junta universal. Adicionalmente se requiere de otra junta universal en la parte inferior para poder acoplar la columna al conjunto piñón-cremallera. En este caso la columna de dirección ha sido separada en dos partes por dos razones. Primero, para alejar la mayor distancia posible las piernas del conductor de las partes móviles del sistema. Segundo, para asegurar que el volante no llegue a las manos del conductor con un ángulo excesivamente pronunciado. Por el momento no se pueden estimar las dimensiones de las secciones de la columna de dirección, pero se pueden establecer ciertos parámetros como la distancia al pecho del conductor y el ángulo máximo entre las dos secciones de la columna el cual se señala en rojo.

El trabajo de Fox (2014) nos ilustra sobre la distancia que debe existir entre el pecho del conductor y el volante; esta distancia varía entre 300 y 450 [mm]. De acuerdo a la figura Figura 3.14, las manos del conductor en una posición confortable se encuentra a 350 [mm] de su pecho, por lo que se establece ese valor como la distancia del pecho al volante en nuestro prototipo. En cuanto a las juntas universales, después de realizar pruebas con una junta real, se establece que el ángulo máximo para un correcto

funcionamiento esta alrededor de los 48°. A continuación mostramos la junta propuesta de marca Maedler y modelo 63062900.



Figura 3.15: Junta universal. (Amazon.com)

Otro parámetro que se debe tomar en cuenta para el dimensionamiento de las secciones de la columna, es el mecanismo de liberación rápida que exigen las reglas SAE. El elemento propuesto es el mecanismo marca NRG innovations modelo SRK-200BK el cual se muestra en la siguiente figura



Figura 3.16: Mecanismo de liberación rápida. (Amazon.com)

En este punto surge el problema de ensamblar este mecanismo con la sección superior de la columna de dirección. Steven Fox proporciona la solución en su trabajo “*Cockpit Control Forces*”, haciendo referencia al sistema de acople utilizado por el juez

jefe de diseño en *Formula Student Germany*. Lo que se propone es diseñar un acople que empate con la columna de dirección como se muestra en el siguiente esquema

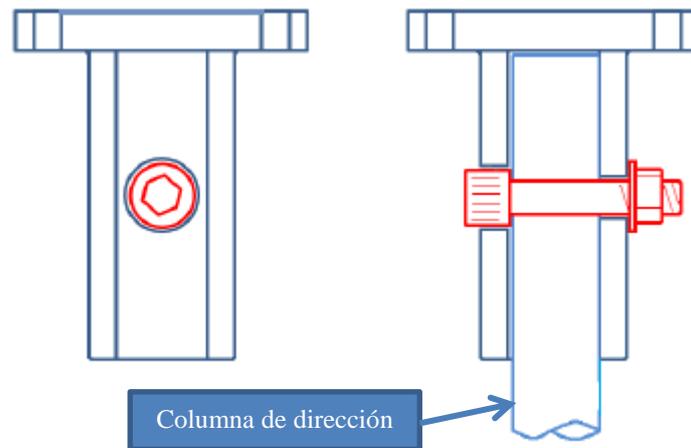


Figura 3.17: Acople del volante a la columna de dirección. (Fox, S)

Usando un acople como el mostrado en la Figura 3.17, se asegura una buena sujeción, se reduce el juego entre los elementos y se obtiene un sistema que puede ser desensamblado con facilidad. Finalmente, para poder definir las dimensiones de la columna de dirección, es necesario establecer la posición del conjunto pilón cremallera. Esta posición se define en las siguientes secciones

3.5 Definición del mecanismo para el varillaje

En esta sección se describen los procesos y cálculos para definir la geometría del mecanismo de varillaje que mejor se ajusta al prototipo Formula SAE USFQ.

3.5.1 Definición del mecanismo ideal

El mecanismo más adecuado será aquel que cumpla de mejor manera con el principio de Ackerman. Tomando la ecuación (2.1), se puede graficar una curva del

ángulo exterior (α) en función del ángulo interior (β). Usando las constantes definidas en la Tabla 3.4 se encuentra la curva que define el comportamiento del mecanismo ideal, la cual se muestra a continuación.

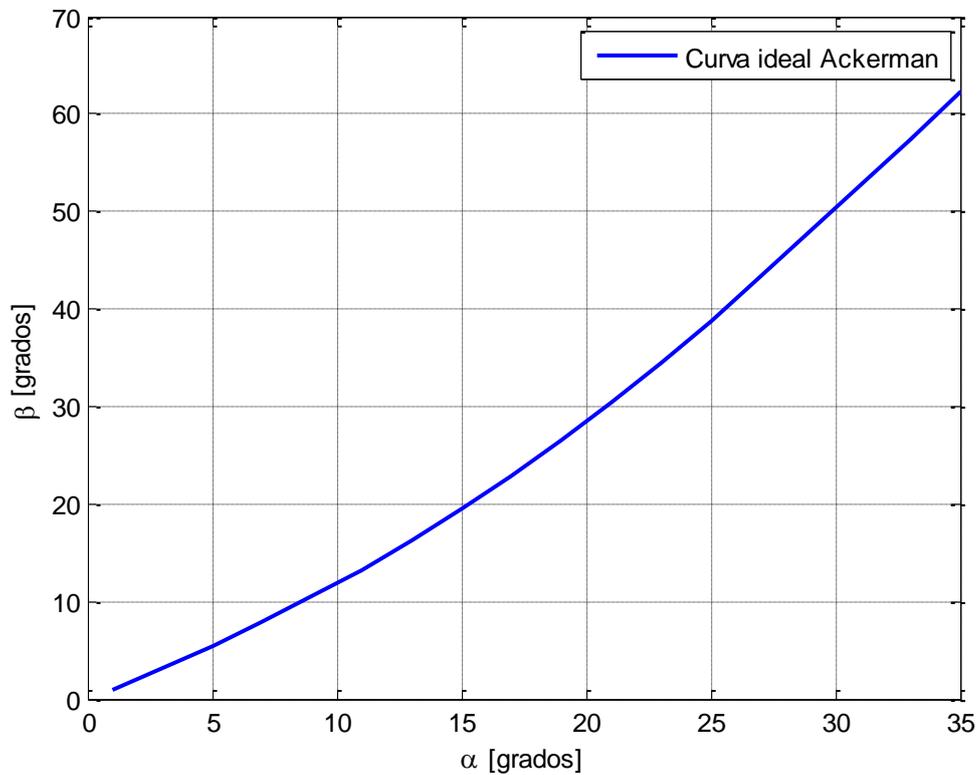


Figura 3.18: Curva ideal del principio de Ackerman. (Elaboración propia)

La curva mostrada en la Figura 3.18 que desde ahora se llamará curva ideal, muestra el comportamiento del giro del neumático interior (β) en función del exterior (α) de acuerdo al principio de Ackerman. El mecanismo que genere la curva más cercana a la ideal será el más adecuado para la configuración del vehículo.

En este momento se procede a comparar la curva ideal con las curvas que se pueden obtener en base al mecanismo de trapecio propuesto por Cascajosa, el cual se describe con la ecuación (3.15). El propósito es ejemplificar el uso que se le desea dar a la curva ideal para encontrar el mecanismo más adecuado. En seguida se muestra la gráfica obtenida.

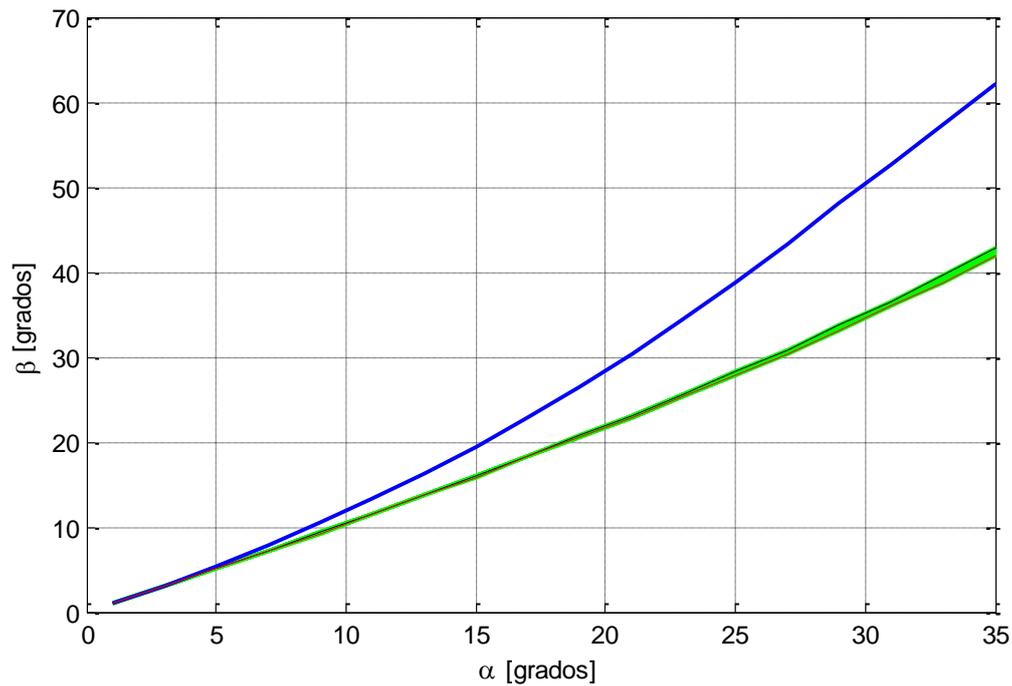


Figura 3.19: Comparación de curva ideal con curvas del mecanismo de Cascajosa, ecuación (3.15). (Elaboración propia)

En la Figura 3.19 se compara la curva ideal (azul) con varias curvas obtenidas a partir del mecanismo de Cascajosa (verde). Estas últimas se obtienen al ir variando el valor de L' desde 3400 a 4000 [mm] como se mostró en la Tabla 3.5. Las curvas negra y roja representan los valores de 3400 y 4000 [mm] respectivamente. La curva negra es lo más cercano que se puede llegar del mecanismo ideal, ya que como se explicó en la sección 3.3.3, la ecuación pierde sentido fuera del rango descrito. Es necesario entonces diseñar un mecanismo que logre ajustarse a la curva ideal y que cumpla con los parámetros de disposición espacial definidos.

3.5.2 Cálculo del mecanismo de varillaje

Como proceso de cálculo, primero se utiliza un mecanismo de cuatro barras como una aproximación al varillaje de un sistema con piñón y cremallera, similar al de la Figura 3.1. Después se usa las dimensiones encontradas para modelar un mecanismo con piñón y cremallera en un Software CAD y así encontrar el mecanismo definitivo.

3.5.2.1 Análisis del mecanismo de 4 barras

Esta aproximación es similar a lo realizado por Cascajosa, con la diferencia de que se considera la cremallera por delante del eje frontal del vehículo. En la siguiente figura se presenta el mecanismo propuesto

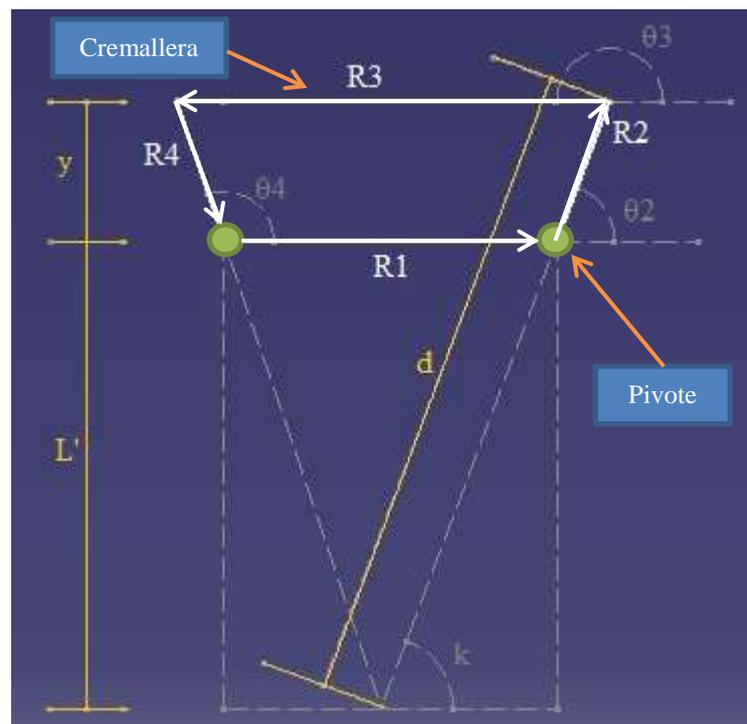


Figura 3.20: Mecanismo de 4 barras, como aproximación al sistema piñón-cremallera.

(Elaboración propia)

En la Figura 3.20 el eje delantero del vehículo se encuentra sobre el elemento R1, el cual es un elemento fijo. Los elementos R4 y R2 actúan como los brazos de dirección del sistema y R3 representa el conjunto de cremallera y barras de acoplamiento intermedias. Finalmente k representa el ángulo de inclinación que tienen los brazos de dirección para cumplir con la condición de ackerman.

Primero se realiza el análisis de movilidad del mecanismo usando la ecuación (2.6). Se sabe que existen 4 elementos y 4 juntas de un solo grado de libertad; reemplazando los valores en la ecuación se obtiene

$$\begin{aligned} m &= 3(n - 1) - 2J_1 - J_2 \\ m &= 1 \end{aligned} \quad (3.16)$$

Es decir que controlando un solo elemento se puede mover y conocer la posición de todo el mecanismo.

A continuación se encuentra el *loop closure equation*

$$\begin{aligned} \vec{R}_1 + \vec{R}_2 &= \vec{R}_3 + \vec{R}_4 \\ \vec{R}_1 + \vec{R}_2 - \vec{R}_3 - \vec{R}_4 &= 0 \\ \vec{R}_1 e^{j\theta_1} + \vec{R}_2 e^{j\theta_2} - \vec{R}_3 e^{j\theta_3} - \vec{R}_4 e^{j\theta_4} &= 0 \end{aligned} \quad (3.17)$$

aplicando las relaciones de Euler

$$\begin{aligned} R_1 + R_2(\cos\theta_2 + j\sin\theta_2) - R_3(\cos\theta_3 + j\sin\theta_3) - R_4(\cos\theta_4 + j\sin\theta_4) \\ R_1 + R_2\cos\theta_2 + jR_2\sin\theta_2 - R_3\cos\theta_3 - jR_3\sin\theta_3 - R_4\cos\theta_4 - jR_4\sin\theta_4 \end{aligned} \quad (3.18)$$

ahora se separa la parte real de la parte imaginaria

$$R_1 + R_2\cos\theta_2 - R_3\cos\theta_3 - R_4\cos\theta_4 = 0 \quad (3.19)$$

$$R_2\sin\theta_2 - R_3\sin\theta_3 - R_4\sin\theta_4 = 0 \quad (3.20)$$

se despeja los términos con subíndice 3

$$R_3 \cos \theta_3 = R_1 + R_2 \cos \theta_2 - R_4 \cos \theta_4 \quad (3.21)$$

$$R_3 \sin \theta_3 = R_2 \sin \theta_2 - R_4 \sin \theta_4 \quad (3.22)$$

elevando al cuadrado cada uno de las dos ecuaciones anteriores

$$(R_3 \cos \theta_3)^2 = (R_1 + R_2 \cos \theta_2 - R_4 \cos \theta_4)^2 \quad (3.23)$$

$$R_3 \sin \theta_3^2 = (R_2 \sin \theta_2 - R_4 \sin \theta_4)^2 \quad (3.24)$$

resolviendo se obtiene

$$\begin{aligned} R_3^2 (\cos \theta_3)^2 &= R_1^2 + 2R_1 R_2 \cos \theta_2 + R_2^2 (\cos \theta_2)^2 - 2R_1 R_4 \cos \theta_4 \\ &\quad - 2R_2 R_4 \cos \theta_2 \cos \theta_4 + R_4^2 (\cos \theta_4)^2 \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$R_3^2 (\sin \theta_3)^2 = R_2^2 (\sin \theta_2)^2 - 2R_2 R_4 \sin \theta_2 \sin \theta_4 + R_4^2 (\sin \theta_4)^2 \quad (3.26)$$

Sumando las ecuaciones (3.25) y (3.26) se puede eliminar θ_3 , variable que no es de interés por el momento y se obtiene

$$\begin{aligned} R_3^2 &= R_1^2 + R_2^2 + R_4^2 + 2R_1 R_2 \cos \theta_2 - 2R_1 R_4 \cos \theta_4 \\ &\quad - 2R_2 R_4 \cos \theta_2 \cos \theta_4 - 2R_2 R_4 \sin \theta_2 \sin \theta_4 \end{aligned} \quad (3.27)$$

se simplifica la ecuación (3.27) al dividirla para $2R_2 R_4$, y se obtiene

$$\sin \theta_2 \sin \theta_4 + \left(\frac{R_1}{R_2} + \cos \theta_2 \right) \cos \theta_4 = \frac{R_1^2 + R_2^2 + R_4^2 - R_3^2}{2R_2 R_4} + \frac{R_1}{R_4} \cos \theta_2 \quad (3.28)$$

con la ecuación (3.28), ya se tiene definida la relación entre los ángulos θ_2 y θ_4 que son los que controlan el giro de los neumáticos. Sin embargo es necesario encontrar relaciones entre R_3 , R_1 , k y L' para facilitar la iteración en el programa de cálculo.

Usando la relación de triángulos de la siguiente figura

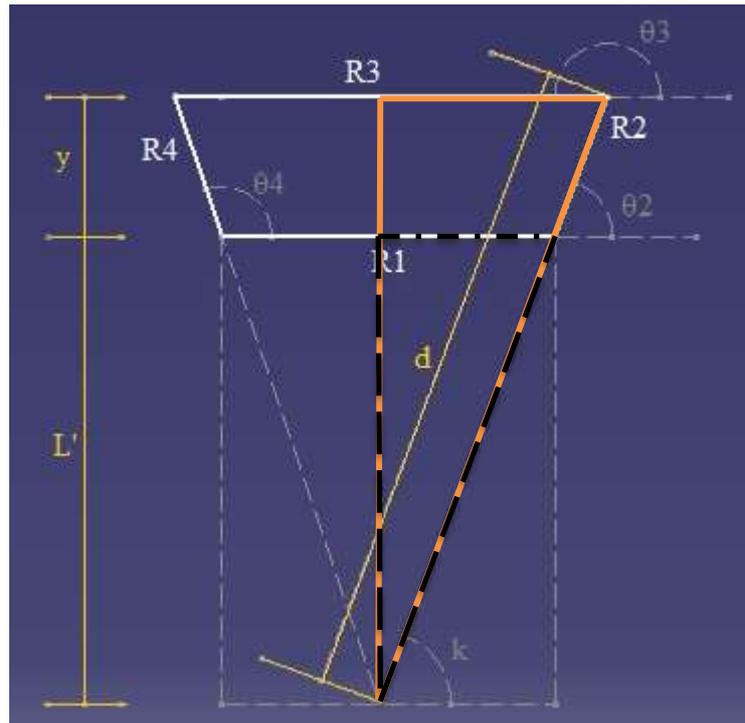


Figura 3.21: Relación de triángulos para el mecanismo de 4 barras. (Elaboración propia)

Se puede obtener

$$\frac{R_3/2}{d} = \frac{R_1/2}{d - R_2} \quad (3.29)$$

se define la distancia d mediante pitágoras

$$d = \left[(L' + y)^2 + \left(\frac{R_3}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.30)$$

se obtiene y y L' por trigonometría

$$y = R_2 \sin(k) \quad (3.31)$$

$$L' = \frac{R_1}{2} \tan(k) \quad (3.32)$$

para guardar coherencia con cálculos anteriores, se renombran algunas variables

$$R_3 = l$$

$$R_1 = a$$

$$R_2 = R_4 = r$$

$$\theta_2 = \alpha + k$$

$$\theta_4 = \beta + 180 - k$$

Las ecuaciones (3.28) a (3.32) quedan definidas de la siguiente manera

$$\begin{aligned} \sin(\alpha + k) \sin(\beta + 180 - k) + \left(\frac{a}{r} + \cos(\alpha + k) \right) \cos(\beta + 180 - k) \\ = \frac{a^2 + 2r^2 - l^2}{2r^2} + \frac{a}{r} \cos(\alpha + k) \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\frac{l/2}{d} = \frac{a/2}{d - r} \quad (3.34)$$

$$d = \left[(L' + y)^2 + \left(\frac{l}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.35)$$

$$y = r \sin(k) \quad (3.36)$$

$$L' = \frac{a}{2} \tan(k) \quad (3.37)$$

Utilizando el programa de cálculo MATLAB se emplea las ecuaciones

(3.33) a (3.37) para encontrar un par de brazo de dirección (r) y barra de acoplamiento (l) que genere la curva mas cercana a la ideal. Se usa como parámetros de búsqueda r y el ángulo k . Se grafican entonces curvas para un rango de k desde 50° a 70° en pasos de 5° . Se escoge el paso de 5° , ya que un valor menor puede ser difícil de calibrar en una futura construcción. Se la siguiente gráfica

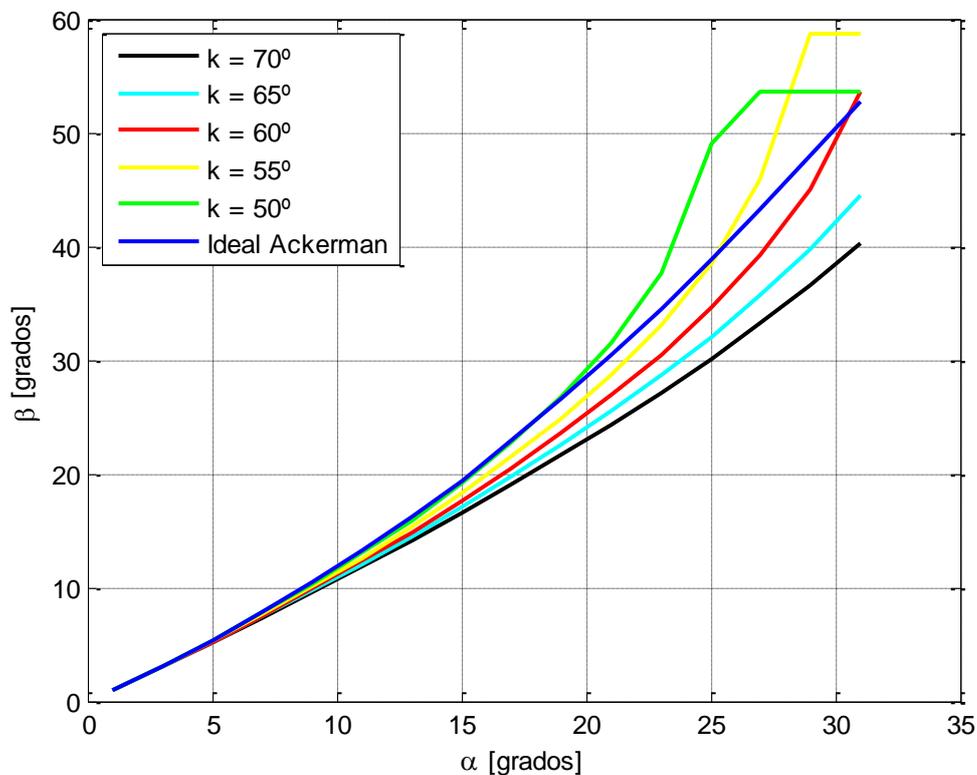


Figura 3.22: Curvas para diferentes inclinaciones de brazos de dirección en comparación con ideal. (Elaboración propia)

Analizando la Figura 3.22, se puede ver que las curvas que más se acercan a la ideal son aquellas que corresponden a los valores de 55° , 60° y 65° . Se descartan las curvas de 70° y 50° porque la primera se aleja demasiado de la curva ideal y la segunda

cambia de manera brusca antes de llegar al ángulo mínimo necesario para entrar en la curva mas cerrada que es de 24° . Comparamos entonces las curvas elegidas al obtener la diferencia que existe con la curva ideal y graficamos esta diferencia en función del ángulo de la rueda exterior (α). La figura a continuación muestra lo obtenido

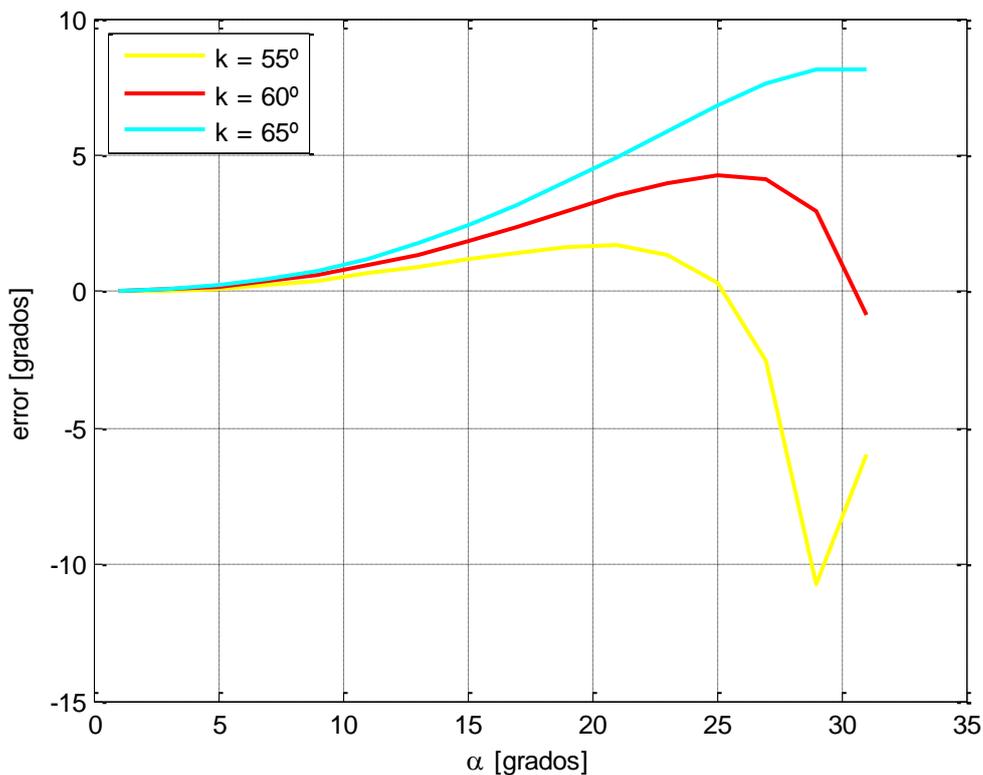


Figura 3.23: Error en las curvas del mecanismo de 4 barras en función del ángulo en la rueda exterior. (Elaboración propia)

Para analizar la Figura 3.23, se debe tomar en cuenta que el rango de interés es hasta $\alpha = 24^\circ$. Se observa que hasta ese punto la curva con menor error es la que corresponde a 55° de inclinación en los brazos de dirección. Sin embargo, se debe considerar que los brazos de dirección no pueden inclinarse demasiado hacia el centro de la llanta porque podrían interferir, principalmente con el disco de freno. La curva de $k = 60^\circ$ parece ser la mejor opción, ya que el aumento de 5° ahorra alrededor de un centímetro del espacio requerido para su ensamble en la mangueta y el error en cuanto a la curva ideal es menor al de la curva con $k = 65^\circ$. Se debe analizar entonces cual debe ser la longitud

del brazo de dirección que mejor se acople al sistema. Por deducción se sabe que mientras más largo sea el brazo, más ancha debe ser la mangueta para evitar que este interfiera con otros sistemas. Entonces se debe escoger la longitud más corta posible. Tomando como referencia los resultados de la Tabla 3.5 del procedimiento de Casajosa, se observa que el valor más pequeño para el brazo de dirección es alrededor 100 [mm]. Por experiencia se sabe que una distancia más corta puede ser complicada e incómoda para trabajar. Entonces se puede decir que el mecanismo de 4 barras que más se acerca al ideal debe contar con los parámetros de la siguiente tabla

Tabla 3.8: Parámetros del mecanismo de 4 barras más cercano al mecanismo ideal.

Parámetro	Valor
Longitud brazo de dirección (r)	100 [mm]
Angulo de orientación del brazo (k)	60°

A continuación se muestra el comportamiento del mecanismo de 4 barras que se ha definido en comparación con la curva ideal.

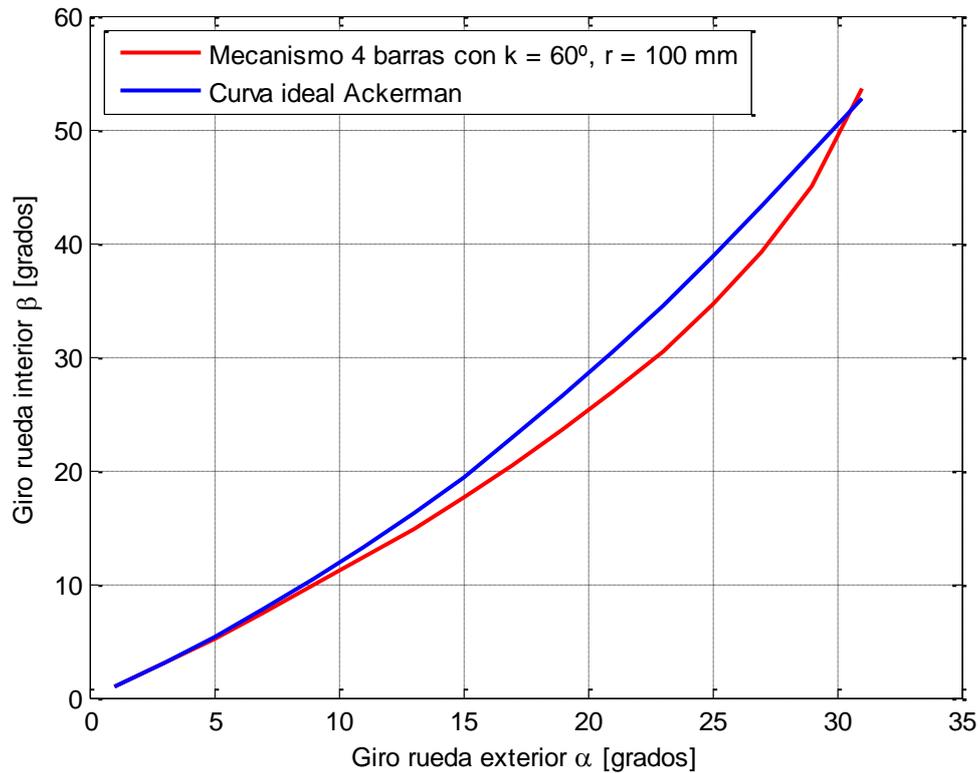


Figura 3.24: Comparación de curva ideal con mecanismo de 4 barras con parámetros $r = 100$ [mm] y $k = 60^\circ$. (Elaboración propia)

Se puede ver en la Figura 3.24 que las curvas son relativamente cercanas entre sí. No obstante este sistema de 4 barras no es la mejor aproximación de un mecanismo con piñón y cremallera, debido a que no cuenta con la misma cantidad de elementos y por lo tanto sus movimientos difieren. Para simular de mejor forma el mecanismo real se recurre al software CAD CATIA. Con este software se busca simular un sistema de piñón y cremallera, manteniendo las dimensiones encontradas con el mecanismo de 4 barras.

3.5.2.2 Modelo del mecanismo de varillaje con un sistema piñón – cremallera

Para realizar el modelo en el *software* CAD se mantienen las dimensiones del mecanismo de 4 barras, pero se efectúa una modificación. En lugar de que la barra de

acoplamiento (l) sea una sola barra sólida, se la reemplaza por el sistema piñón cremallera y dos barras de acoplamiento intermedias. En la siguiente figura se presenta el modelo.

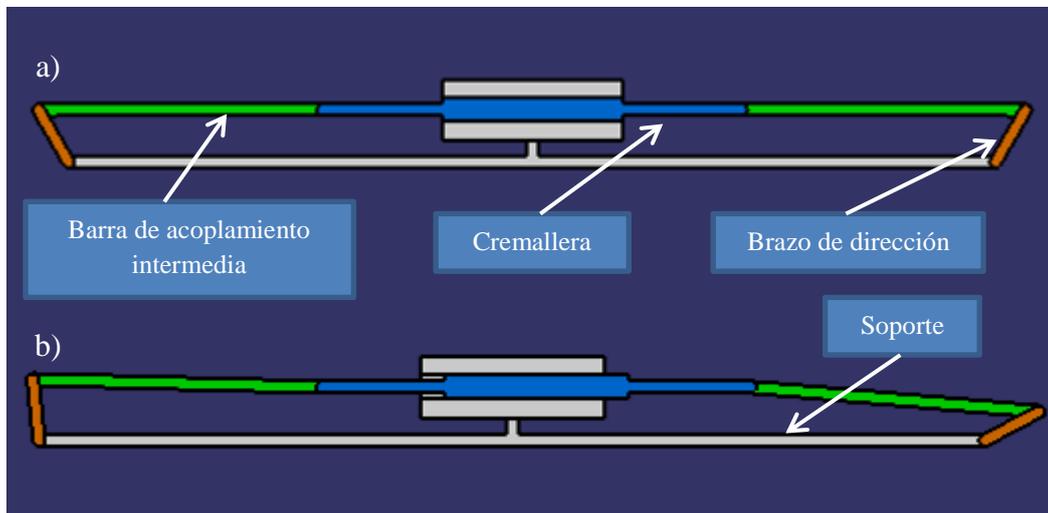


Figura 3.25: Modelo del sistema piñón-cremallera. (Elaboración propia)

En la Figura 3.25 el sólido azul representa la cremallera, las partes en verde, las barras de acoplamiento intermedias y en naranja los brazos de dirección. El sólido en blanco es solo un soporte para que el mecanismo pueda ser simulado. La parte b) de la Figura 3.25 muestra el mecanismo con un ángulo α (lado izquierdo) de 24° y un ángulo β (lado derecho) de 32° . Esta posición representa un giro hacia la derecha en la curva más cerrada del circuito. También se observa que la barra de acoplamiento intermedia izquierda forma un ángulo negativo con la cremallera, lo cual está prohibido por las normas SAE. Para solucionar el problema la cremallera debe ser desplazada hacia el frente del vehículo como se muestra a continuación

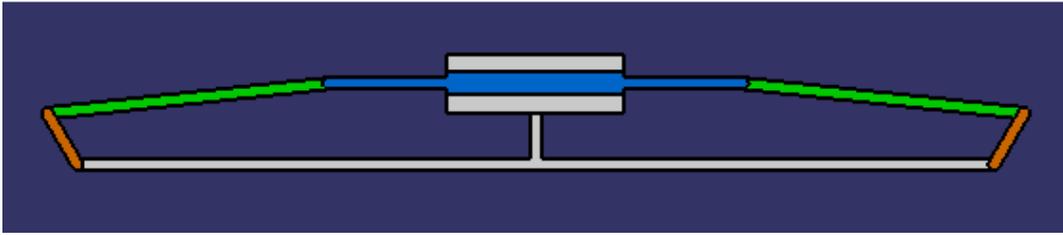


Figura 3.26: Modelo del sistema piñón-cremallera, con cremallera desplazada.

(Elaboración propia)

La Figura 3.26 muestra el modelo que podría ser el definitivo, si la dimensión de todos los elementos fuese definida. Para poder definir la geometría final es necesario conocer las dimensiones de la cremallera que será utilizada.

3.5.3 Selección del conjunto piñón cremallera

A continuación se muestra el conjunto piñón-cremallera escogido y se detallan los motivos de su selección. Este conjunto es el elemento que entrega el movimiento del volante hacia los elementos del varillaje, para que a su vez estos giren los neumáticos del vehículo. Al seleccionar el conjunto piñón-cremallera se debe tomar en cuenta que este será el que defina la relación de giro entre el volante y las ruedas del automóvil. No se ha logrado encontrar en la literatura o en las reglas SAE, una ley que defina la relación entre estos dos elementos, por lo que queda restringida a las necesidades del diseñador y a los dispositivos existentes.

De acuerdo a lo que se ha investigado en foros sobre formula SAE y en trabajos similares que han sido realizados por diferentes universidades. Se ha podido observar que la relación de desmultiplicación para los vehículos formula SAE esta entre 5:1 y 10:1. Esto significa que las ruedas giran 1° por cada 5° o 10° en el volante. Se desea que el valor de la relación de desmultiplicación sea bajo, pero no demasiado, para que el piloto no tenga necesidad de girar en demasía el volante y la fuerza para girarlo no sea excesiva. De esta manera se necesita menos espacio en la cabina y el auto responde más rápido a las acciones del piloto.

Se buscó en el mercado nacional e internacional dispositivos que pudiesen satisfacer las necesidades de un prototipo formula SAE y se escogió el sistema más adecuado. Se optó por usar un sistema existente en lugar de fabricarlo, ya que su diseño y fabricación requieren de procesos más complicados que van más allá del alcance de este proyecto. Dicho esto se muestra a continuación una tabla con datos de algunos de los conjuntos de piñón-cremallera que se encontraron.

Tabla 3.9: Conjuntos piñón-cremallera disponibles.

Proveedor	Longitud [in - mm]		masa [kg]	Rd	B [grad]	V [grad]	Precio [\$]
Automovil calle	26	670	4.0	17:1	990	412.0	180
Pro-Werks (C42-339)	11	279.4	1.1	9:1	315	220.6	286.95
Pro-Werks (C42-341)	11	279.4	0.7	9:1	315	220.6	308.95
Pro-Werks (C42-334)	11	279.4	1.2	4:1	157.5	111.2	327.95
Air Cooled enthusiast	14	355.6	1.5	7:1	270	170.2	116.95
Air Cooled enthusiast	11	279.4	1.0	7:1	270	189.0	110
DesertKarts	14	355.6	1.5	8:1	270	200.3	98
DesertKarts	11	279.4	1.2	9:1	270	218.0	97
Miltera	14	355.6	0.3	7:1	105	167.8	1200
Formula 7	15	381	0.8	7:1	162	180.0	1069

En la Tabla 3.9 la longitud se mide entre los extremos de la cremallera, la masa es la total del conjunto, la columna V se refiere al giro que debe realizar el volante para llegar

al ángulo mínimo en la llanta exterior y la columna B es el giro que debe dar el volante para ir desde la mitad de la cremallera hasta uno de sus extremos y bloquearse.

En el mercado local no se encontró proveedores especializados en el ámbito Formula SAE, por lo que se trató de buscar modelos de vehículos pequeños que no contaran con una dirección asistida. La fila automóviles de calle representa las características de la gran mayoría de modelos vistos. El principal problema con estos modelos es su gran relación de desmultiplicación. Esta obligaría al piloto a hacer grandes giros para poder alcanzar los ángulos deseados. También al ser modelos de autos comerciales, se deben hacer varias modificaciones en la estructura del sistema para poder acoplarla a nuestro vehículo. Estas modificaciones demandan gran cantidad de tiempo y dinero, por lo que no son la opción más viable. Al contrario del mercado local, en el mercado internacional se logró encontrar varios lugares que se especializan en competencias formula SAE. Este es el caso de los dos últimos proveedores y es por esta razón que sus precios son tan elevados. Sin embargo estas dos opciones tampoco son de utilidad, ya que el recorrido de la cremallera no es suficiente para que el sistema alcance el ángulo mínimo necesario.

Se elige entonces la opción resaltada en negrillas en la Tabla 3.9 por varias razones. Primero por su longitud, al ser una de las más grandes se puede reducir la longitud de las barras de acoplamiento intermedias; así se ahorra material y se otorga más rigidez a ese elemento. Segundo, a pesar de que su masa es la segunda más grande, no difiere en gran manera de las demás. De esta manera el peso que se puede ahorrar en relación a los demás dispositivos es despreciable. Tercero, la cremallera se desplaza una distancia suficiente y sin girar excesivamente el volante para llegar al ángulo mínimo. Finalmente el precio del dispositivo es cercano a lo que se podría haber conseguido localmente y es por estas razones que el dispositivo señalado es el más adecuado.

Una vez que se ha definido el tamaño de la cremallera es posible modificar el diseño de la Figura 3.26 para definir la geometría del mecanismo de dirección. A continuación se presenta el modelo definitivo

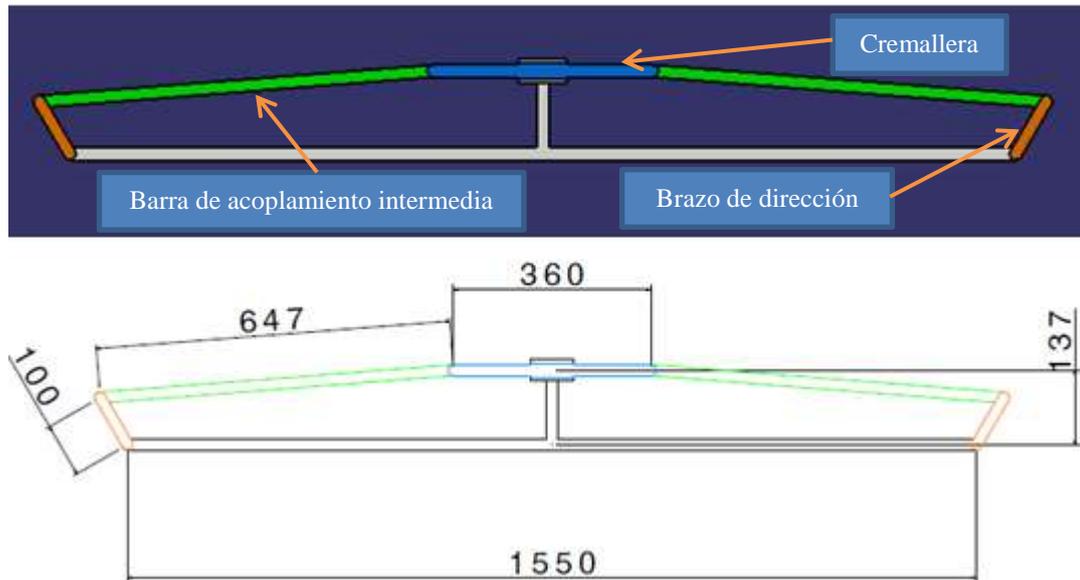


Figura 3.27: Modelo definitivo del sistema piñón-cremallera. (Elaboración propia)

Con la configuración que presenta el modelo de la Figura 3.27, se mantienen el sistema lo más cercano posible al mecanismo de 4 barras y al mismo tiempo se asegura que el mecanismo no se atasque durante su accionar. Una vez definido el modelo definitivo es necesario estudiarlo de forma analítica para asegurar su correcto funcionamiento.

3.6 Análisis del modelo definitivo del mecanismo de varillaje.

Como en la sección 3.5.2.1, primero se realiza un análisis de movilidad y posteriormente se obtiene la ecuación que gobierna el movimiento del mecanismo. Para el análisis de movilidad se hace uso del siguiente diagrama

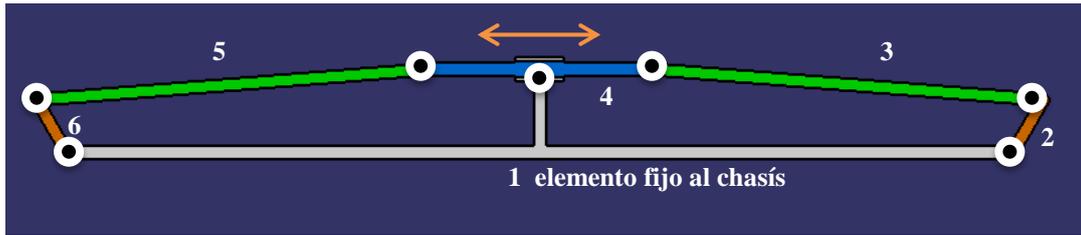


Figura 3.28: Esquema de elementos y juntas del varillaje.

De la Figura 3.28, se sabe que existen 6 elementos y 7 juntas de un solo grado de libertad. Reemplazando en la ecuación (2.6) se obtiene una movilidad de 1. Entonces se puede controlar todo el mecanismo con un solo elemento

Ahora se procede a encontrar la ecuación que define el mecanismo. Debido a que se trata de un mecanismo simétrico se puede analizar solo la mitad del mismo. Se obtiene la relación entre el ángulo que gira el brazo de dirección y el recorrido de la cremallera, para compararlo con lo realizado mediante el software CAD. Se hace uso entonces del siguiente diagrama para el análisis

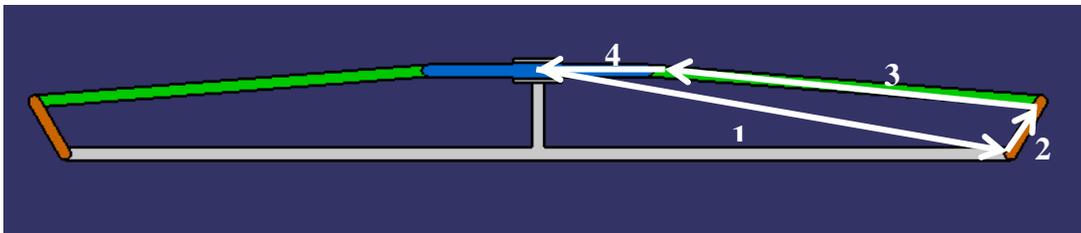


Figura 3.29: Esquema de la sección analizada del modelo definitivo. (Elaboración propia)

Se puede ver en la Figura 3.29 que los elementos que se toman en cuenta para el análisis forman un mecanismo de 4 barras. Facilitamos el análisis girando estos 4 elementos para colocar el elemento 1 de forma horizontal.

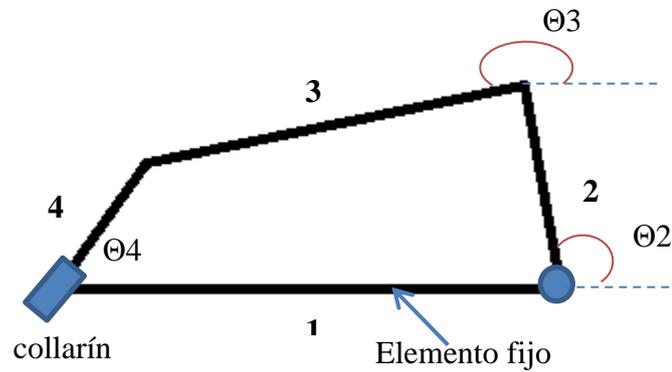


Figura 3.30: Mecanismo de 4 barras con collarín. (Elaboración propia)

De la Figura 3.30 se sabe que el elemento 1 es fijo, el ángulo θ_4 es fijo y conocido por la geometría de la Figura 3.27, el elemento 4 se mueve como un collarín y el elemento 2 gira de acuerdo al ángulo θ_2 . Dado que se trata de un mecanismo de 4 barras la ecuación (3.27) gobierna el movimiento del mecanismo. La diferencia radica en la incógnita que se busca. En este caso se desea encontrar como cambia la longitud de la cremallera (elemento 4) con relación al giro de uno de los neumáticos (θ_2). También se debe tomar en cuenta que giramos el mecanismo para analizarlo, por lo que θ_2 se define con la siguiente expresión

$$\theta_2 = k + \theta_4 + \alpha \quad (3.38)$$

donde k es el ángulo fijo del brazo de dirección que definimos anteriormente como 60° , θ_4 es el ángulo que giró el mecanismo para ser analizado y α el ángulo que gira la rueda exterior del vehículo que es la incógnita. Se reformula entonces (3.27) antes de expandir los cuadrados para reemplazar con facilidad las variables del nuevo análisis

$$R_3^2 = (R_1 + R_2 \cos(k + \theta_4 + \alpha) - R_4 \cos \theta_4)^2 + (R_2 \sin(k + \theta_4 + \alpha) - R_4 \sin \theta_4)^2 \quad (3.39)$$

Haciendo uso de la ecuación (3.39) y de los datos obtenidos del modelo CAD de la Figura 3.27, se puede comparar su comportamiento haciendo una gráfica del recorrido de la cremallera (elemento 4 Figura 3.30) en función del ángulo que gira el neumático exterior (α).

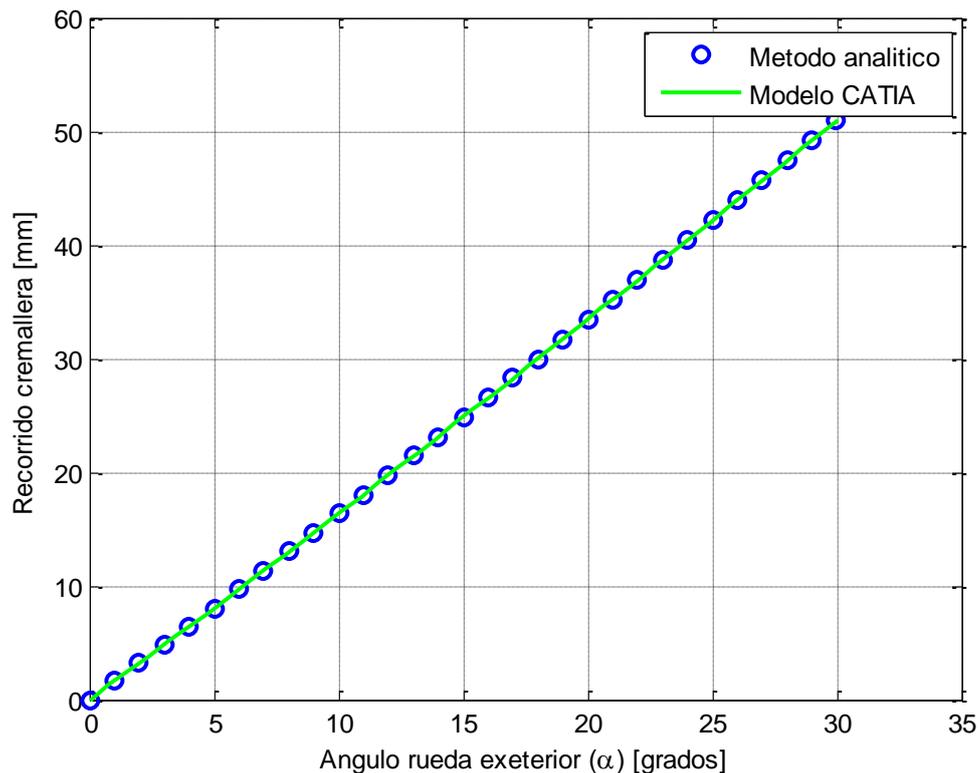


Figura 3.31: Comparación del modelo CAD con el método analítico. (Elaboración propia)

En la Figura 3.31 se puede observar que las curvas se superponen por lo que se asegura que el modelo realizado en el software CAD es fiable.

3.7 Definición de la geometría del sistema de dirección

En esta sección definimos la geometría que se ha formado en base a los cálculos y explicaciones de las secciones anteriores. Hasta el momento se ha definido el espacio

disponible para el varillaje y la columna de dirección. También se ha aproximado las dimensiones finales del sistema mediante esquemas en el chasis, cálculos y modelos CAD. Ahora resumimos todas las dimensiones obtenidas y mostramos aquellas faltantes para posteriormente modelar las partes en un software CAD.

Debido a que comprobamos la exactitud del modelo CAD realizado para el mecanismo de varillaje, quedan definidas las dimensiones de este elemento con la Figura 3.27. Ahora hace falta definir la posición y dimensiones de la columna de dirección, las cuales dependían de la ubicación de la cremallera que ahora ya se conocen. A continuación se presenta un esquema con las dimensiones encontradas para la columna de dirección

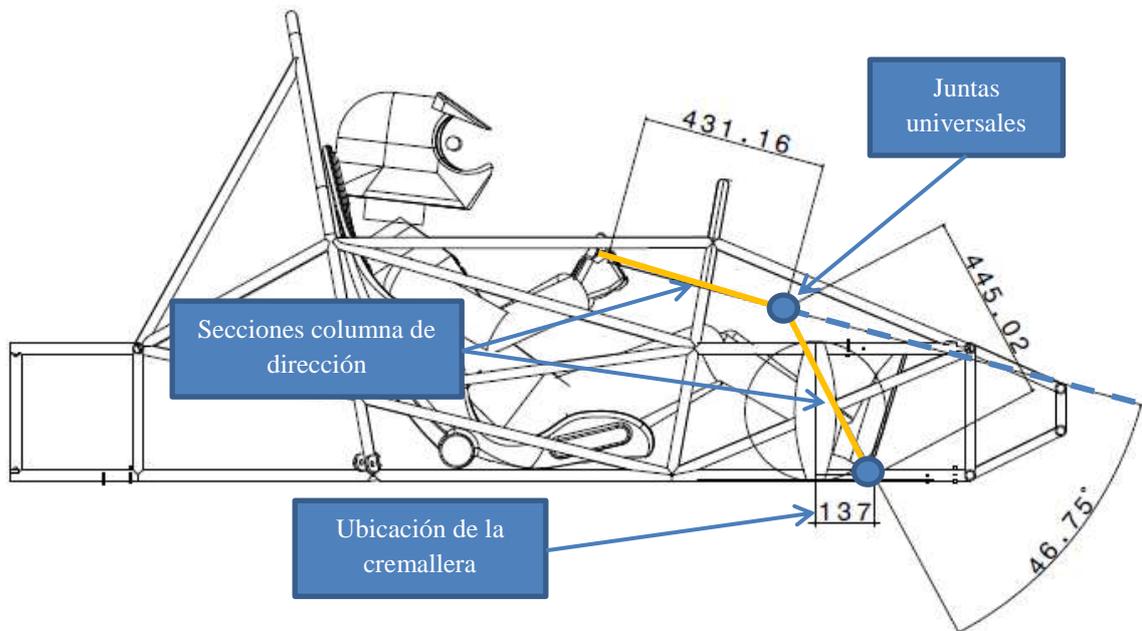


Figura 3.32: Geometría de la columna de dirección. (Elaboración propia)

Con la ubicación de la cremallera en el chasis fue posible dimensionar las secciones de la columna de dirección. La distancia del volante al pecho se mantiene y el ángulo que forma la sección inferior de la columna con la línea punteada azul de la Figura 3.32, cumple con la restricción impuesta en la sección 3.4.2. Con el conocimiento de la posición de la cremallera también es posible ubicar los brazos de dirección sobre la mangueta. Haciendo uso de la geometría de vista frontal y de acuerdo a lo dicho en el

manual de configuración de Woodward (Sf). Se debe proyectar una línea desde el acople a la cremallera hacia el centro instantáneo de la suspensión. El punto en el que esta línea se cruza con la mangueta es el lugar donde se debe ubicar el brazo.

Realizamos entonces un diagrama de vista frontal de nuestro prototipo

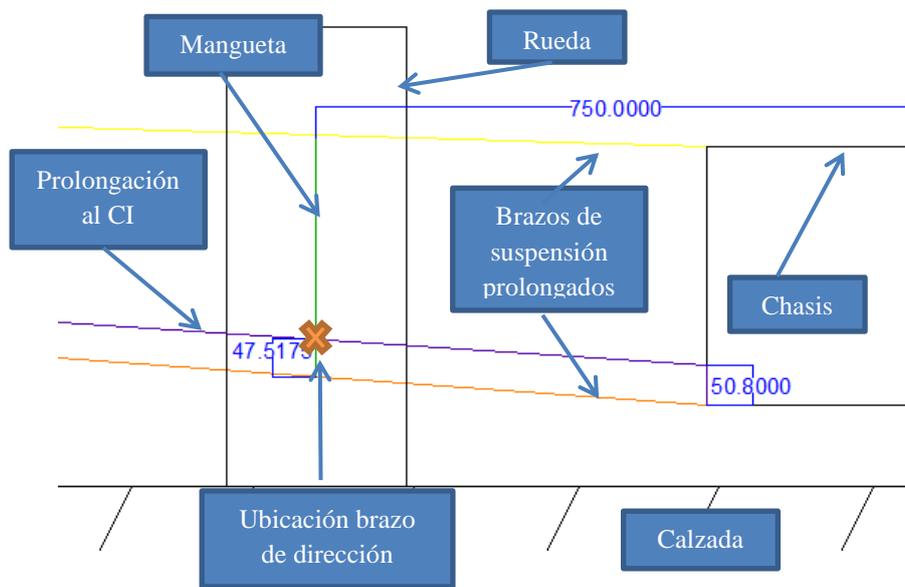


Figura 3.33: Ubicación del brazo de dirección. (Elaboración propia)

La línea purpura representa la prolongación del terminal de la cremallera y el punto en el que se debe ubicar el brazo de dirección se muestra con la "x"; este punto se encuentra a 48 mm de la base inferior de la mangueta.

En esta sección se ha definido en su totalidad la geometría del sistema de dirección. Estas medidas serán usadas como base para el cálculo de esfuerzos y el diseño de un modelo CAD de todo el sistema, en el que se tomen en cuenta todos los elementos y tolerancias para el dimensionamiento final.

4 Diseño de elementos del sistema de dirección

En este capítulo se analizan todas las cargas que soporta el sistema de dirección y se realiza un análisis de esfuerzos para obtener las dimensiones finales de todos los elementos.

4.1 Dinámica de un vehículo en pista

En esta sección se explican los fenómenos que generan las fuerzas sobre el sistema de dirección para su posterior análisis.

A lo largo de un circuito de competencia en automovilismo, los vehículos están sometidos a diferentes estados que generan esfuerzos sobre varios de sus componentes. Para este caso, nos interesan los estados que generan cargas y esfuerzos en los componentes del sistema de dirección. Se puede intuir que el estado que genera las cargas más altas en el sistema es el momento en el que el vehículo ingresa a una curva. Se puede afirmar esto, ya que en línea recta el automóvil no necesita de grandes maniobras para ser guiado. Al momento de entrar en una curva se puede analizar el comportamiento del vehículo en 4 configuraciones diferentes como son:

- Vehículo entrando en una curva.
- Vehículo entrando en una curva más la acción del freno.
- Vehículo entrando en una curva peraltada.
- Vehículo entrando en una curva peraltada más la acción del freno.

Solo se toma en cuenta la acción del freno, ya que al acelerar la transferencia de carga es hacia la parte posterior lo que disminuye las cargas sobre la dirección. Para cada una de las configuraciones asumimos que el vehículo gira sobre una curva en sentido horario y que el coeficiente de fricción estático se mantiene constante. Se basa el análisis en la aceleración máxima que puede generar un vehículo en una curva sin derrapar. Se obtiene esta aceleración en base a diagramas de cuerpo libre y no en base la velocidad con la que entra el vehículo en la curva, ya que sería poco exacto estimar un valor promedio de

velocidad para todo el circuito. En seguida se muestra una tabla de referencia con las variables que se utilizaran en el análisis posterior.

Tabla 4.1: Variables usadas para cálculo de la dinámica del vehículo.

Variable	Nombre
m	Masa
g	Gravedad
w	Peso
N	Fuerza sobre la rueda con mayor carga
cgh	Altura del centro de gravedad
a	Distancia entre pivotes
L	Distancia entre ejes
a_{lt}	Aceleración lateral
a_{lg}	Aceleración longitudinal
a_{ltp}	Aceleración lateral en peralte
a_{lgp}	Aceleración longitudinal en peralte
T_{lt}	Transferencia de carga lateral
T_{lg}	Transferencia de carga longitudinal

4.1.1 Vehículo entrando en una curva

Un automóvil que ingresa en una curva con cierta velocidad experimentara una fuerza que lo empuja hacia afuera de la misma. La fuerza que mantiene al automóvil dentro de la curva es la fuerza de fricción, la cual está definida por la ecuación (2.3). De modo que se debe analizar las fuerzas sobre los neumáticos para encontrar la fuerza de fricción que se puede generar.

En primer lugar existe la carga estática en la parte delantera del vehículo que será como se mencionó anteriormente el 40% del peso total del auto. En segundo lugar, por el

momento que se genera al entrar en la curva, se transfiere carga lateralmente de la rueda interna a la externa. Asumiendo que es una curva en sentido horario, el neumático que soporta la mayor carga es el neumático delantero izquierdo. La siguiente expresión define el total de la carga sobre ese neumático

$$N = \text{carga estática en una rueda} + \text{transferencia lateral} \quad (4.1)$$

$$N = \frac{0.4w}{2} + Tlt$$

reemplazando con la ecuación (2.5) se obtiene

$$N = \frac{0.4w}{2} + a_{lt} \frac{0.4w \cdot cgh}{a} \quad (4.2)$$

Donde a_{lt} es la aceleración lateral que se expresa en gravedades. Dado que es una variable desconocida, esta debe ser calculada. La aceleración lateral máxima será aquella que le permita al vehículo circular por la curva más cerrada sin derrapar. El siguiente diagrama de cuerpo libre representa un vehículo girando en sentido horario sobre una curva plana, visto desde la parte superior y posterior

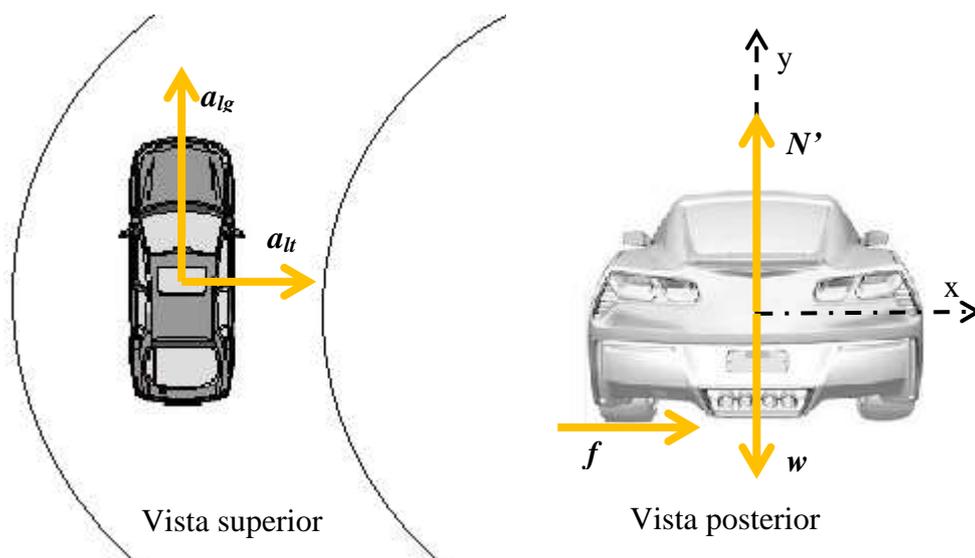


Figura 4.1: Diagrama de cuerpo libre de un vehículo entrando en una curva plana.

(Elaboración propia)

siendo N' la reacción normal al suelo, w el peso y f la fuerza de fricción.

De la Figura 4.1 se realiza la sumatoria de fuerzas

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ N' - w &= 0 \\ N' &= m \cdot g\end{aligned}\tag{4.3}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= m \cdot a_{lt} \\ f &= m \cdot a_{lt} \\ \mu \cdot N' &= m \cdot a_{lt}\end{aligned}\tag{4.4}$$

reemplazando N' se obtiene

$$a_{lt} = \frac{\mu \cdot m \cdot g}{m} = \mu \cdot g\tag{4.5}$$

reemplazando la ecuación (4.5) en (4.2), ya se tiene definida la fuerza aplicada sobre el neumático que soporta mayor carga.

4.1.2 Vehículo entrando en una curva más acción del freno

Además de los efectos que se producen en el vehículo al entrar en una curva, se debe sumar el efecto producido al utilizar el freno al momento de entrar en la misma. El efecto del frenado es la transferencia de carga desde el eje trasero al delantero. Como en el caso anterior y en adelante la mayor carga debida al desplazamiento del vehículo, se da sobre la rueda delantera izquierda. En síntesis el vehículo experimentará sobre esa rueda la carga estática debida al peso, la transferencia de carga lateral en el eje delantero y la mitad de la transferencia de la carga longitudinal. La última se divide en dos dado que la carga se distribuye en las dos ruedas delanteras.

De esta manera la ecuación para la carga total sobre la rueda delantera izquierda se define como

$$N = \text{carga estatica en una rueda} + \text{transferencia lateral} \quad (4.6)$$

$$+ \text{transferencia longitudinal}$$

$$N = \frac{0.4w}{2} + Tlt + \frac{Tlg}{2}$$

reemplazando con las ecuaciones (2.4) y (2.5) se obtiene la siguiente expresión

$$N = \frac{0.4w}{2} + a_{lt} \frac{0.4w \cdot cgh}{a} + a_{lg} \frac{w \cdot cgh}{2L} \quad (4.7)$$

Para poder definir la aceleración lateral y longitudinal de esta configuración, es necesario encontrar un punto en la curva en la que la magnitud de estas componentes sea igual. Así se asegura que las transferencias de carga tengan la misma influencia en el comportamiento del vehículo. De la ecuación (4.5) se conoce la aceleración lateral máxima de un vehículo en curva que ahora se nombra a_{max} y que se mide en gravedades. Entonces se puede construir un diagrama g-g con a_{max} de radio como en la siguiente figura

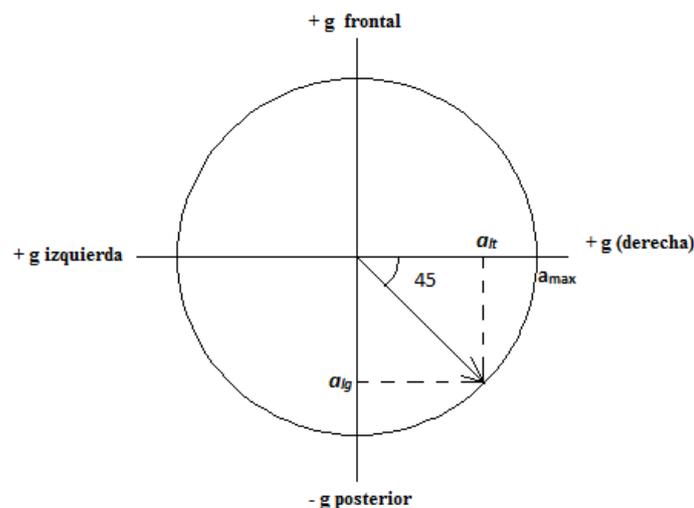


Figura 4.2: Diagrama g-g para un vehículo en una curva plana más la acción del freno.

(Elaboración propia)

En la Figura 4.2 el perímetro del círculo representa la aceleración máxima que puede desarrollar el vehículo y el vector nos indica un punto en la curva en el que las componentes de aceleración son iguales. Este punto se ubica a 45° grados del eje horizontal. Las componentes de este vector corresponden a las magnitudes de aceleración lateral y longitudinal. Por trigonometría las aceleraciones se expresan de la siguiente manera

$$a_{lt} = a_{lg} = a_{max}\sin(45) \quad (4.8)$$

Con la ecuación (4.8) ya quedan definidas todas las variables de la ecuación (4.7) para un posterior cálculo.

4.1.3 Vehículo entrando en una curva peraltada

Los efectos que se producen sobre un vehículo en una curva peraltada, son similares a aquellos experimentados en una curva horizontal. Sin embargo, la presencia del peralte proporciona al vehículo la capacidad de entrar en una curva a mayor velocidad y por lo tanto generar una mayor aceleración lateral. Además como menciona Milliken (1995), la distribución estática del peso en el vehículo es diferente cuando se trata de una curva con peralte. La siguiente ecuación que es explicada con más detalle en Milliken (p.687), muestra el peso total del vehículo debido al peralte, que se nombra con w' .

$$w' = w(a_{lt}\sin(\theta) + \cos(\theta)) \quad (4.9)$$

donde θ es el ángulo del peralte en la curva.

Además de la distribución del peso es necesario conocer la aceleración lateral máxima del vehículo en la curva. Para esto usamos el siguiente diagrama de cuerpo libre

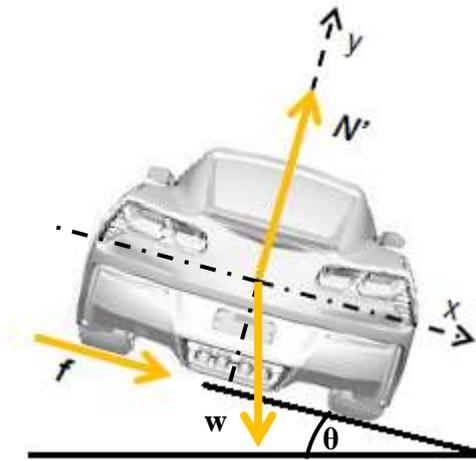


Figura 4.3: Diagrama de cuerpo libre de un vehículo entrando en una curva con peralte.
(Elaboración propia)

siendo N' la reacción normal al suelo, w el peso y f la fuerza de fricción.

En base a la Figura 4.3 se pueden formular las sumatorias de fuerzas que se muestran a continuación

La sumatoria de fuerza en el eje x

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m \cdot a_{lt} \\ w \cdot \sin(\theta) + f &= m \cdot a_{lt} \\ a_{lt} &= \frac{m \cdot g \cdot \sin(\theta) + f}{m} \end{aligned} \quad (4.10)$$

reemplazando la ecuación (2.3) en (4.10) se puede obtener

$$a_{lt} = \frac{m \cdot g \cdot \sin(\theta) + \mu \cdot N'}{m} \quad (4.11)$$

La sumatoria de fuerzas n el eje y

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ N' - w \cdot \cos(\theta) &= 0 \\ N' &= m \cdot g \cdot \cos(\theta)\end{aligned}\tag{4.12}$$

reemplazando N' en la (4.11) se obtiene la aceleración lateral en una curva con peralte

$$alt_p = g(\sin(\theta) + \mu \cdot \cos(\theta))\tag{4.13}$$

Ahora que se conoce la distribución estática del peso y la aceleración lateral, se puede analizar las fuerzas sobre el neumático con mayor carga. Las cargas soportadas por la rueda frontal izquierda son las mismas que en el análisis de un vehículo en una curva horizontal. La diferencia radica en que se debe tomar en cuenta el nuevo peso obtenido con la ecuación (4.9). Entonces la carga total sobre la rueda delantera izquierda queda definida de la siguiente manera

$$N = \frac{0.4w'}{2} + alt_p \frac{w' \cdot cgh}{a}\tag{4.14}$$

4.1.4 Vehículo entrando en una curva peraltada más la acción del freno

Este análisis es similar al realizado anteriormente para una curva horizontal con la acción del freno. El cambio que se observa es en la aceleración lateral del vehículo. Entonces es necesario volver a analizar el diagrama g-g para la aceleración lateral máxima en una curva con peralte. Esta aceleración está dada por alt_p obtenida en el análisis anterior y la renombramos como alt_{pmax} . Realizando un diagrama g-g con un radio de alt_{pmax} se puede obtener las componentes de aceleración con la siguiente ecuación

$$a_{ltp} = a_{lgp} = alt_{pmax} \sin(45)\tag{4.15}$$

donde a_{ltp} y a_{lgp} son las componentes de aceleración lateral y longitudinal respectivamente.

Definidas estas magnitudes se puede expresar la resultante de las cargas aplicadas en el neumático delantero izquierdo. Esta resultante se muestra a continuación con una expresión similar a la ecuación (4.7), pero con el cambio realizado en la aceleración lateral y longitudinal.

$$N = \frac{0.4w'}{2} + a_{ltp} \frac{0.4w' \cdot cgh}{a} + a_{lgp} \frac{w' \cdot cgh}{2L} \quad (4.16)$$

En cada una de las configuraciones analizadas se ha encontrado la fuerza resultante sobre el neumático con mayor carga. La tabla a continuación resume las magnitudes encontradas.

Tabla 4.2: Cargas generadas por dinámica del vehículo.

Estado del vehículo	Carga generada [N]	Ecuación	Valores
En curva	1161.5	(4.2)	$w = 3675$, $cgh=0.398$, $a=1.55$, $a_{lt}=1.13$
En curva mas frenado	1240.7	(4.7)	$L = 1.718$, $a_{lt} = a_{lg} = 0.79$
En curva con peralte	1314.4	(4.14)	$w' = 4049.5$, $a_{ltp} = 1.21$
En curva con peralte mas frenado	1408.0	(4.16)	$a_{ltp} = a_{lgp} = 0.85$

La fuerza resultante con el valor más alto, será utilizada para calcular la fuerza de fricción máxima que se puede generar entre el neumático y el asfalto. Esta fuerza de fricción será de utilidad para el análisis de fuerzas en los elementos del varillaje y la columna de dirección.

4.2 Análisis de fuerzas sobre elementos del sistema de dirección

Esta sección cubre el análisis de la distribución de fuerzas sobre los elementos del varillaje y la columna de dirección.

4.2.1 Distribución de fuerzas sobre elementos del varillaje

Se analiza las fuerzas presentes en los elementos del varillaje, al momento de iniciar el movimiento que realiza el sistema para guiar los neumáticos. Debido a que el sistema analizado es simétrico, se puede analizar solo la mitad del mismo. A continuación presentamos un diagrama

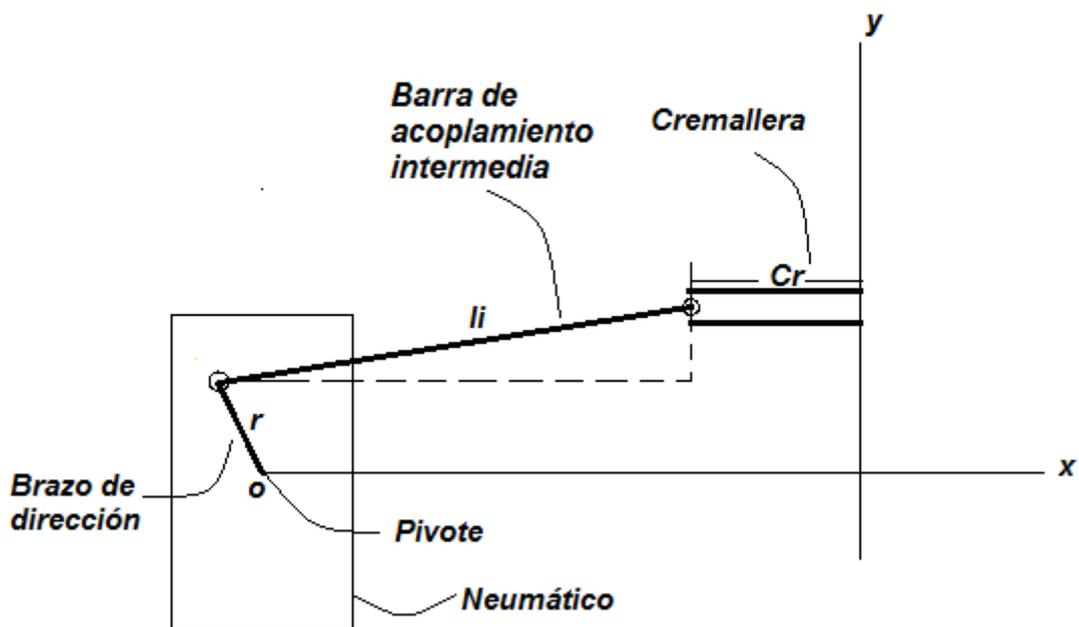


Figura 4.4: Vista superior del sistema de varillaje, dividido en la mitad por plano de cabeceo del vehículo. (Elaboración propia)

Usando la Figura 4.4 se puede analizar el movimiento que sigue el mecanismo. Se establece que el vehículo se encuentra estático mientras la mayor carga encontrada en la sección 4.1 actúa sobre el neumático delantero izquierdo. Suponiendo que se realiza un

giro hacia la izquierda, la cremallera (cr), empuja la barra de acoplamiento intermedia (li), la que a su vez ejerce una fuerza sobre el brazo de dirección (r), haciendo que el neumático gire sobre el pivote (o). En este punto se puede decir que los elementos críticos para el análisis de fuerzas son la barra intermedia y el brazo de dirección, ya que se asume que los proveedores del conjunto piñón – cremallera y de los acoples, cumplen con los estándares básicos de resistencia. En cuanto al análisis de fuerzas se debe comprender que para poder mover el neumático, la barra de acoplamiento intermedia debe generar un momento mayor o igual, a aquel generado por la acción de la fuerza de fricción. La siguiente figura nos ayuda explicar lo descrito

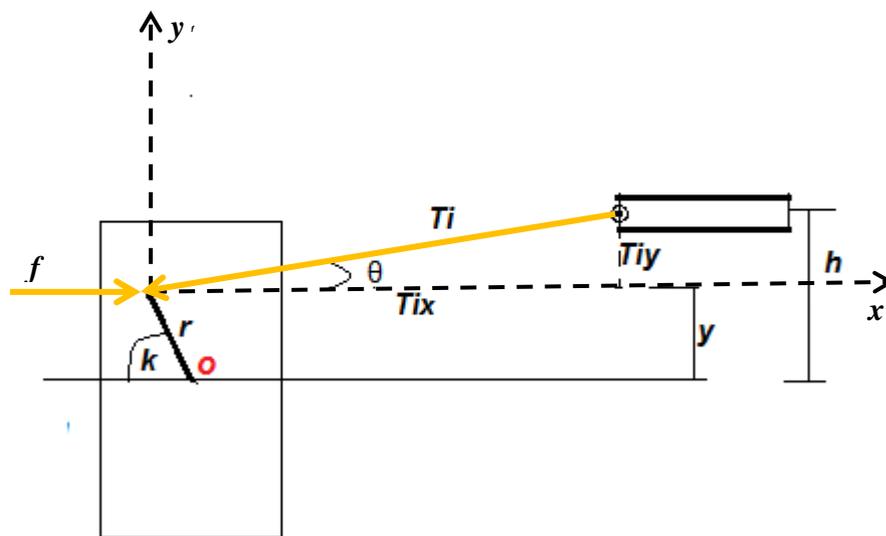


Figura 4.5: Vectores de fuerzas en elementos del varillaje de dirección. (Elaboración propia)

donde T_i es la fuerza a lo largo de la barra intermedia, f es la fuerza de fricción, y es el brazo de palanca, h la distancia desde la cremallera al eje delantero, θ el ángulo entre T_i y su componente en x y K el ángulo fijo que posee el brazo de dirección con respecto a la horizontal.

Con la ayuda de la Figura 4.5 se puede establecer la condición necesaria para mover le neumático analizando los momentos en el punto o

$$Ti_x \cdot y + Ti_y \cdot r \cdot \sin(k) \geq f \cdot y \quad (4.17)$$

dato que la componente de Ti_y es muy pequeña puede ser despreciada para simplificar y obtener

$$Ti_x \cdot y \geq f \cdot y \quad (4.18)$$

$$Ti_x = f$$

Ahora que se conoce el valor en la componente x de Ti , se puede calcular mediante trigonometría, la fuerza sobre la barra intermedia

$$Ti = \frac{Ti_x}{\cos(\theta)} \quad (4.19)$$

En lo que respecta al brazo de dirección este no soporta mayormente cargas de tensión o compresión, lo ideal sería un análisis de una carga a flexión. La figura a continuación nos indica como se aplica la carga sobre el brazo de dirección

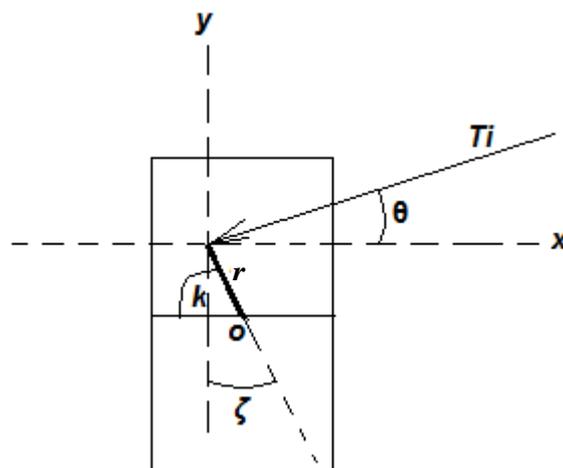


Figura 4.6: Carga sobre el brazo de dirección. (Elaboración propia)

donde k , θ y ζ son ángulos conocidos, debido a la geometría del sistema que fue definida en secciones anteriores. Con el fin de facilitar los cálculos dibujamos un nuevo sistema de coordenadas, con el eje y a lo largo de r . Se obtiene el siguiente esquema

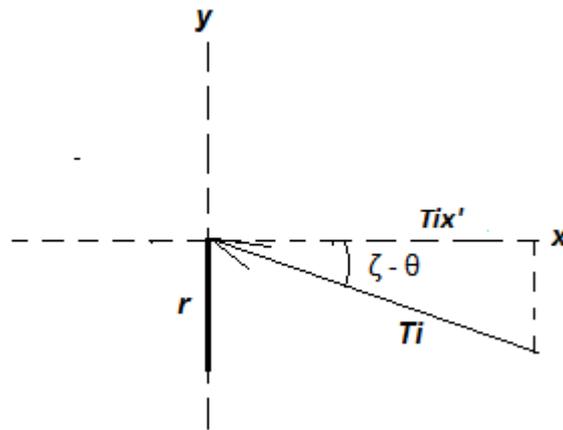


Figura 4.7: Esquema de carga sobre el brazo de dirección. (Elaboración propia)

En la Figura 4.7 observamos como se aplica la fuerza (Ti) generada por la barra intermedia sobre el brazo de dirección (r). Para el análisis de flexión pura se toma en cuenta la componente en x de Ti que se describe con la siguiente ecuación

$$Ti'_x = Ti \cdot \cos(\zeta - \theta) \quad (4.20)$$

4.2.2 Distribución de fuerzas sobre elementos de la columna de dirección

En esta sección se analizan las fuerzas que existen sobre la columna de dirección que es otro elemento crítico dentro de todo el sistema. Al ser este elemento el encargado de transmitir las fuerzas del volante a la cremallera, debe ser lo suficientemente resistente para no fallar en funcionamiento. La columna de dirección está sometida a una carga lateral por el efecto de la sujeción del piloto y a esfuerzos cortantes producidos por los momentos que se generan al girar al volante.

De acuerdo a las “Tablas de la técnica del automóvil” de Hamm y Burk, el momento que generan los neumáticos en relación al volante se describe mediante la siguiente ecuación

$$M_v = \frac{Mr}{rd \cdot \eta} \quad (4.21)$$

donde M_v es el momento en el volante, Mr el momento en la rueda, rd la relación de desmultiplicación y η el rendimiento de la dirección. La siguiente figura muestra la ubicación de estos momentos

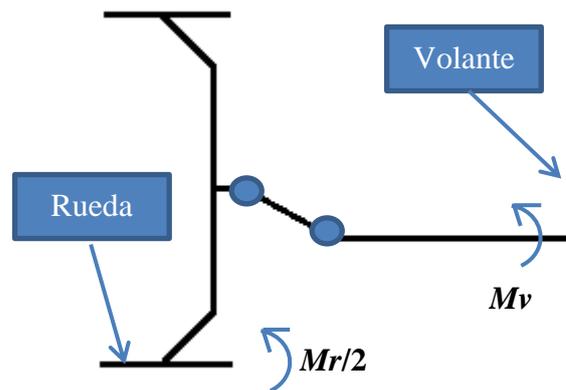


Figura 4.8: Momentos en la rueda y la columna de dirección. (Elaboración propia)

Por la ecuación (4.18) se sabe cual es el momento en una de las ruedas delanteras del vehículo y la relación de desmultiplicación también es conocida, ya que fue definida al momento de seleccionar la cremallera. No se tiene conocimiento del rendimiento del sistema de dirección, pero se lo puede aproximar con valores encontrados en la literatura. De esta manera queda definido el mínimo momento que debería soportar la columna de dirección.

En seguida mostramos los valores encontrados para las fuerzas sobre cada uno de los elementos.

Tabla 4.3: Fuerzas sobre elementos críticos.

Elemento	Carga	Ecuación	Valores
Brazo de dirección	1440 [N]	$Ti'_x = Ti \cdot \cos(\zeta - \theta)$ (4.20)	$Ti = 1596$, $\zeta - \theta = 25.54^\circ$
Barra de acoplamiento	1596 [N]	$Ti = \frac{Ti_x}{\cos(\theta)}$ (4.19)	$Ti_x=1591$, $\theta=4.5^\circ$
Columna de dirección	660 [N] – 49[Nm]	Ref. Fox, S – $Mv = \frac{Mr}{rd \cdot \eta}$ (4.21)	$Mr = 275.5$, $Rd = 7$, $\eta = 0.8$

En la Tabla 4.3 se puede observar que el momento que debe ejercer el piloto para girar el eje de la columna de dirección, se encuentra dentro de los límites descritos en el estudio hecho por Fox (2010). Estudio que muestra el momento que pueden ser capaces de generar diferentes pilotos de fórmula SAE a lo largo de un trayecto. Entonces el uso de cualquier volante de entre 250 y 350 [mm] de diámetro, lo comúnmente usado, será suficiente para vencer el momento generado por los neumáticos. Se calcula entonces la fuerza que debería ejercer el piloto con el volante más pequeño para saber la mayor fuerza que debiera ser aplicada. Usando la ecuación básica de momentos se determina que esta fuerza es de 196 [N] o el equivalente de 20 [Kgf] por brazo.

Ahora que se conocen las cargas que deben soportar los elementos más críticos en el sistema de dirección, se puede continuar con el análisis de los esfuerzos ocasionados por las mismas.

4.3 Análisis de esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección

En esta sección se encuentran de forma analítica los esfuerzos que se generan en los elementos críticos de la dirección que son: la barra de acoplamiento intermedia (li), el brazo de dirección (r) y la columna de dirección.

4.3.1 Esfuerzos sobre elementos del varillaje

Las cargas analizadas anteriormente crean diferentes esfuerzos sobre los elementos del varillaje. En la barra de acoplamiento se producen esfuerzos de tensión y compresión, mientras que el brazo de dirección soporta una carga que crea un esfuerzo flector. Para el análisis se establece que las cargas son máximas y estáticas.

Esfuerzo sobre barra de acoplamiento

Debido a que este elemento soporta esfuerzos axiales, la expresión que gobierna ese fenómeno es la siguiente

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (4.22)$$

donde σ es el esfuerzo producido, F la fuerza aplicada y A el área perpendicular a la fuerza aplicada. De la ecuación (4.22) se conoce únicamente la fuerza aplicada, por lo que es necesario definir la sección transversal de la barra de acoplamiento intermedia. Se decide usar un tubo con las siguientes características

Tabla 4.4: Características barra de acoplamiento intermedia.

Diametro exterior	15.8 [mm] - 5/8 [in]
Espesor	1.1 [mm]
Material	Acero ASTM A36

Esta selección se realizó en base a la investigación de los tubos existentes comercialmente y la comparación con trabajos similares. Las dimensiones del tubo ofrecen comodidad para manipularlo además de ahorro de material y espacio. El material sugerido es acero ASTM A36 que es un acero estructural común en el medio u otro con características similares, siempre y cuando sus propiedades mecánicas sean iguales o de

mayor resistencia. Ahora que se conoce la geometría de la sección transversal se puede reformular la ecuación (4.22) de la siguiente manera

$$\sigma = \frac{F}{\pi \cdot t(D_e - t)} \quad (4.23)$$

donde t es el espesor del tubo y D_e el diámetro exterior.

Debido a que la barra de acoplamiento tiene una longitud considerable, también es necesario un análisis de pandeo. Se debe encontrar la fuerza necesaria para que el tubo falle por pandeo. Esta fuerza se denomina fuerza crítica (P_{cr}) y se define con la siguiente ecuación

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l_i^2} \quad (4.24)$$

donde E es el módulo de elasticidad del material, I la inercia de la sección perpendicular a la fuerza aplicada y l_i la longitud de la barra de acoplamiento intermedia.

Esfuerzo sobre el brazo de dirección

El brazo de dirección (r) es un elemento en el que se debe poner mayor atención, ya que necesita una geometría especial para conectarse a la barra de acoplamiento intermedia (l_i). Para esto se propone utilizar dos platinas de acero con un orificio en su extremo, en medio de las cuales se acopla la rótula que existe en uno de los extremos de la barra de acoplamiento intermedia (l_i). La siguiente figura muestra la geometría propuesta para el acople

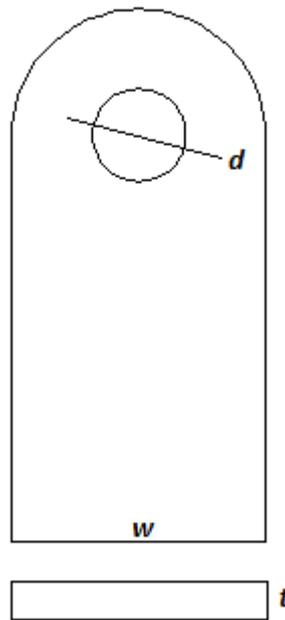


Figura 4.9: Geometría para el acople en el brazo de dirección. (Elaboración propia)

donde d es el diámetro del orificio, w el ancho del brazo de dirección y t el espesor. Debido a las dimensiones de la rótula mencionada con anterioridad, se necesita que el diámetro del agujero (d) sea de al menos 11.1 [mm]. Para esto se debe dimensionar el ancho y el espesor del brazo. Con la ayuda del cálculo realizado en Budynas (2006, p. 107), se puede saber cuál es el diámetro máximo que puede existir en la geometría para evitar una falla. Este cálculo utiliza diferentes factores de concentración de esfuerzos para encontrar una relación entre el diámetro del orificio y el espesor del material. Se usa entonces la fórmula encontrada en la referencia mencionada

$$d_{max} = 0.483 \cdot w \quad (4.25)$$

Mediante iteraciones e investigación de las dimensiones de las platinas en el mercado, se define la geometría de la Figura 4.9 de la siguiente manera

Tabla 4.5: Dimensiones del acople en el brazo de dirección.

Diametro del orificio	12 [mm]
Ancho	30 [mm]
Espesor	4 [mm]

con las dimensiones del acople definidas se puede calcular cual es el esfuerzo que se genera en el mismo.

Asumiendo que la fuerza Ti'_x descrita en la Figura 4.7 actúa a tensión como muestra el siguiente diagrama

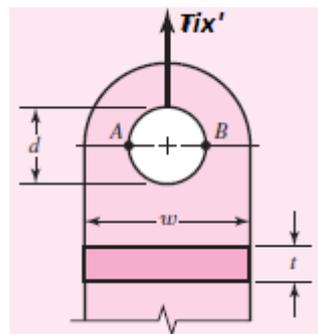


Figura 4.10: Geometría del acople en el brazo de dirección sometida a un esfuerzo a tensión. (Budynas, p.107)

Se puede hacer uso de las ecuaciones de Budynas (2006, p.107) para calcular el esfuerzo generado. En seguida se muestran las expresiones utilizadas

$$\sigma = K_t' \frac{F}{w \cdot t} \quad (4.26)$$

donde σ es el esfuerzo que se genera, F la fuerza aplicada, w el ancho del elemento, t su espesor y K_t' el factor de concentración de esfuerzo que se define con la expresión a continuación

$$K_t' = \frac{1.227}{1 - d/w} \left(\frac{d}{w}\right)^{-0.935} \quad (4.27)$$

Por los cálculos realizados y que se discuten más adelante en los resultados, se sabe que la geometría del acople tiene la resistencia suficiente. Ahora es necesario asegurarse que el resto del brazo de dirección soportará el esfuerzo flector que se aplica sobre él. Por un análisis realizado en secciones anteriores, se sabe que el brazo de dirección se ubica a una distancia por encima de la base de la mangueta, como se describe en la siguiente figura

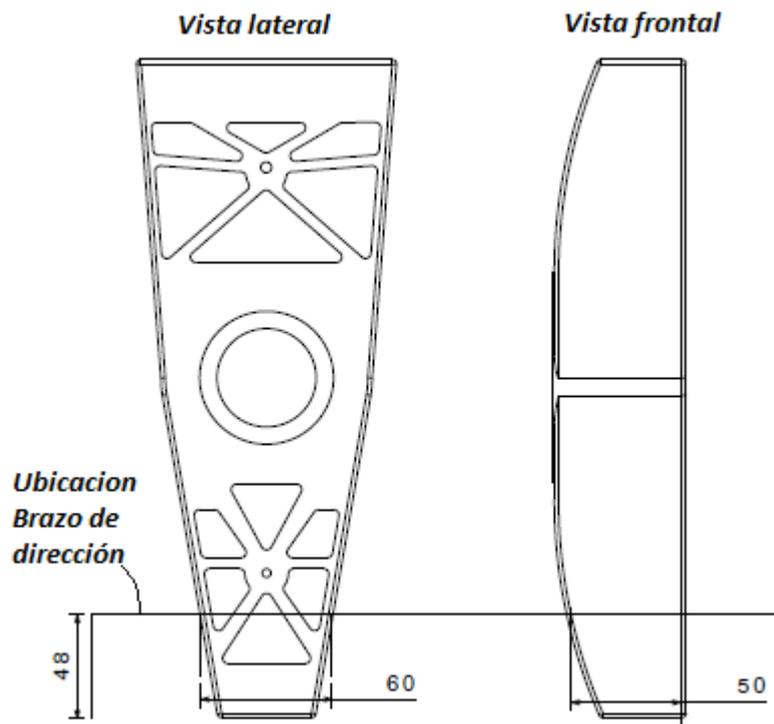


Figura 4.11: Ubicación del brazo de dirección sobre vista frontal y lateral de la mangueta izquierda. (Elaboración propia)

Si se realiza un corte transversal donde se ubica el brazo de dirección sobre la vista frontal, se obtiene la vista superior de la ubicación del brazo de dirección como en la siguiente figura

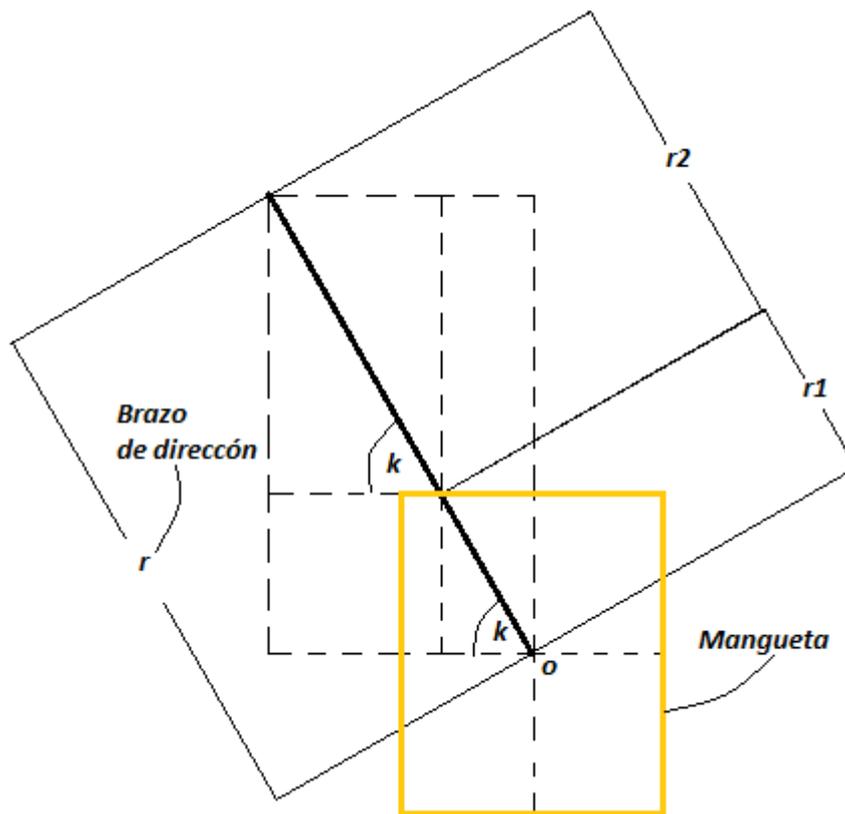


Figura 4.12: Corte transversal de la ubicación del brazo de dirección, sobre la vista frontal de la mangueta izquierda. (Elaboración propia)

En el cálculo del mecanismo del varillaje el brazo de dirección (r) se extiende desde el pivote (o). Es por esto que para el análisis del esfuerzo flector solo se toma en cuenta la distancia (r_2), la que se obtiene con geometría básica usando las líneas de construcción que se muestran entrecortadas en la Figura 4.12. Conociendo la longitud sometida a carga del brazo de dirección y con el análisis geométrico y de fuerzas de la Figura 4.7, es posible representar la carga sobre este elemento de la siguiente forma

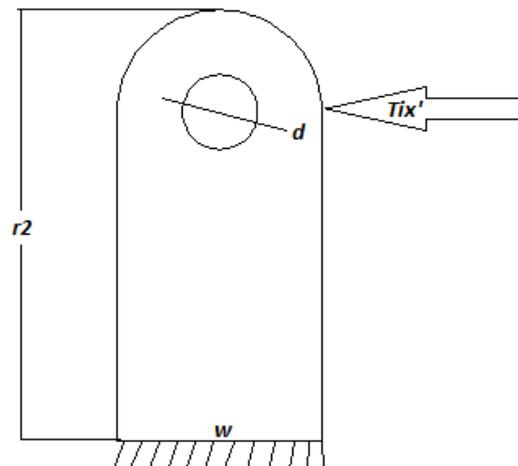


Figura 4.13: Carga a flexión sobre el brazo de dirección. (Elaboración)

La carga mostrada en la Figura 4.13 es aquella definida por la ecuación (4.20) y se aproxima el brazo de dirección como si estuviese empotrado en uno de sus extremos. El esfuerzo flector se calcula con las ecuaciones básicas de mecánica de materiales que se presentan en seguida

$$\sigma_{flex} = \frac{M \cdot y}{I} \quad (4.28)$$

donde M es el momento generado por la fuerza Ti'_x con brazo de palanca $r2$, y es la mitad del ancho del brazo e I es la inercia de la sección transversal, que se define en cualquier libro de mecánica con la siguiente ecuación

$$I = \frac{w^3 \cdot t}{12} \quad (4.29)$$

siendo t el espesor de la sección transversal del brazo de dirección.

4.3.2 Esfuerzos sobre la columna de dirección

En esta sección se calculan los esfuerzos sobre la columna de dirección en base a lo descrito en la sección 4.2.2. Se aproxima la columna de dirección como un elemento empotrado que soporta cierto momento (T) y una fuerza lateral (F_c) como se describe en la Figura 4.14

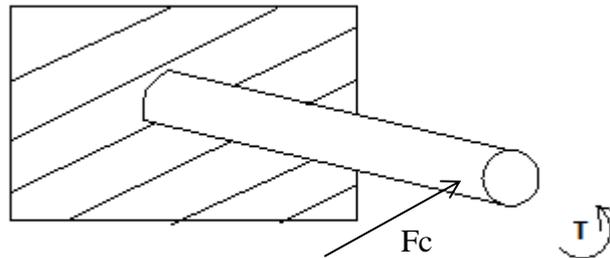


Figura 4.14: Carga aplicada sobre la columna de dirección. (Elaboración propia)

El esfuerzo cortante producido por el momento de la Figura 4.14 se define como

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (4.30)$$

donde T es el torque, r el radio del sólido y J el segundo momento polar de inercia del área de sección transversal del sólido. Para una sección circular este se define como

$$J = \frac{\pi(2r)^4}{32} \quad (4.31)$$

El esfuerzo flector se puede obtener usando la ecuación (4.28), la cual reescribimos de la siguiente manera

$$\sigma_{flex} = \frac{M \cdot r}{I} \quad (4.32)$$

donde M es el momento generado por la fuerza F_c , r el radio del elemento, e I la inercia de la sección transversal que para un elemento circular se define como

$$I = \frac{\pi r^4}{4} \quad (4.33)$$

Como se dijo anteriormente la columna de dirección es un elemento crítico y de suma importancia. Es por esto que los autos de calle comunes y también en formula SAE optan por utilizar un eje sólido como columna de dirección. En el documento de Fox (2014) se define el valor mínimo que deben soportar las columnas de dirección en Formula SAE. Este valor está en un rango de 100 a 135 [Nm] para el torque y un mínimo de 660 [N] para la fuerza lateral (F_c). Para analizar los esfuerzos sobre este elemento, se debe tomar en cuenta que es un caso de esfuerzos combinados. Primero estimamos las dimensiones del eje usando el esfuerzo de torsión, para posteriormente hacer un análisis de esfuerzos combinados.

El valor del momento obtenido con la ecuación (4.21) es mucho más bajo al límite descrito. Esto indica que se puede usar un eje mucho más liviano y así ahorrar material y espacio. Se calcula entonces el valor del diámetro mínimo requerido para soportar este momento usando un acero AISI 1018, el cual es un acero de transmisión común en el mercado local. Usando las ecuaciones (4.30) y (4.31) se encuentra el diámetro mínimo, que se expresa como

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}} \quad (4.34)$$

Por medio de iteración entre las ecuaciones (4.30) y (4.34) se encuentra que el diámetro que soporta un torque mayor al mínimo requerido es de alrededor de 14 [mm]. De esta manera se investiga los tamaños de ejes existentes y se selecciona un eje de 5/8" o 15.8 [mm] de diámetro.

Ahora que se ha definido la dimensión del eje, se puede hacer el análisis de esfuerzos combinados para comprobar que es capaz de soportar las cargas. Se debe encontrar los esfuerzos generados por separado, usando las ecuaciones (4.30) y (4.32).

Una vez encontrados estos esfuerzos se puede calcular el esfuerzo efectivo usando la ecuación de Budynas (2006, p. 310), que se describe de la siguiente manera

$$\sigma = (\sigma_{flex}^2 + 3 \tau^2)^{1/2} \quad (4.35)$$

donde σ_{flex} y τ son los esfuerzos de flexión y torsión respectivamente. Se puede definir entonces el esfuerzo que soportaría un eje de diámetro 5/8", al aplicarle un momento (Mv) y una fuerza (F_c) en uno de sus extremos.

A continuación se tabulan las magnitudes encontradas en base al análisis de esfuerzos de esta sección

Tabla 4.6: Esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección.

Elemento	Esfuerzo	Ecuación	Valores
Brazo de dirección	156 [Mpa]	$M = T i_x \cdot r_2$, $\sigma_{flex} = \frac{M \cdot y}{I}$ (4.28)	$T i_x = 1440$, $r_2 = 0.065$, $y = 0.015$, $I = 9E-9$
Barra de acoplamiento	31.2 [Mpa]	$\sigma = \frac{T_i}{A}$ (4.22)	$T_i = 1596$, $A = 5.1E-5$
Columna de dirección	168 [Mpa] – von mises	Ref. Fox, S – $\sigma_{flex} = \frac{M \cdot r}{I}$ (4.32) $\tau = \frac{T \cdot r}{J}$ (4.30) $\sigma = (\sigma_{flex}^2 + 3 \tau^2)^{1/2}$ (4.35)	$M = 128$, $r = 7.9375E-3$, $T = 49$ $I = 3.11E-9$, $J = 6.23E-9$

4.4 Análisis de fatiga sobre elementos del sistema de dirección.

En este punto se analizan los elementos críticos para comprobar que las dimensiones establecidas impiden una falla por fatiga. Cada elemento se analiza bajo el criterio de Goodman y el criterio de Langer estático.

4.4.1 Análisis de fatiga sobre elementos del varillaje

Barra de acoplamiento intermedia

Para el análisis de este elemento se modela un esfuerzo fluctuante que se aplica a lo largo de la barra de acoplamiento intermedia (li) de la Figura 4.4. Asumimos que el esfuerzo aplicado es fluctuante con un valor mínimo de cero y máximo igual al esfuerzo obtenido con la ecuación (4.23). Conociendo los valores extremos se pueden usar las ecuaciones (2.13) y (2.14) para encontrar el esfuerzo medio. Posteriormente se debe encontrar el límite de fatiga haciendo uso de la ecuación (2.8). Los factores de modificación utilizados, así como el límite de fatiga para un eje que rota (S_e'), se muestran en la tabla a continuación

Tabla 4.7: Factores de modificación del límite de fatiga para la barra de acoplamiento intermedia.

Factor	Descripción	Referencia	Valor
Ka	acabado superficial	Ecu (2.9), Tabla 2.3	0.9495
Kb	Geometría sometida a carga axial	Sección 2.7.2	1
Kc	carga axial	Ecu (2.12)	0.85
Kd	no aplica	-	1
Ke	fiabilidad mas alta	Tabla 2.4	0.62
Kf	no aplica	-	1
S_e'	-	Ecu (2.7)	200 [Mpa]

Con lo descrito anteriormente se puede usar las ecuaciones (2.15) y (2.16) para encontrar los factores de seguridad.

Brazo de dirección

Para el análisis de este elemento se modela un esfuerzo fluctuante a flexión, que se aplica sobre el mismo punto que en la Figura 4.13. Se asume que el esfuerzo aplicado es fluctuante con un valor mínimo de cero y máximo del esfuerzo obtenido con la ecuación (4.28). Para encontrar los factores de seguridad para los criterios de falla, se sigue el mismo procedimiento que el para la barra de acoplamiento intermedia, usando los valores de la Tabla 4.7 con las siguientes modificaciones

Tabla 4.8: Factores de modificación del límite de fatiga para el brazo de dirección.

Factor	Descripción	Referencia	Valor
Kb	carga axial	Ecu (2.10) y (2.11)	1
Kc	carga axial	Ecu (2.12)	0.85

4.4.2 Análisis de fatiga en la columna de dirección

Para este elemento el procedimiento difiere un poco de los anteriores por ser un caso de esfuerzos combinados. De acuerdo a lo mostrado por Budynas & Nisbett, primero se debe encontrar el esfuerzo fluctuante para los esfuerzos de torsión y flexión, usando la ecuación (2.14) con los valores obtenidos de las ecuaciones (4.30) y (4.32). Una vez encontrado estos esfuerzos alternantes se puede usar la ecuación (4.35) para encontrar un esfuerzo alternante efectivo.

El cálculo del límite de fatiga, también difiere, ya que solo se debe considerar los dos primeros factores. Esto porque los demás factores ya se toman en cuenta en la ecuación (4.35). En la siguiente tabla se muestran los valores utilizados

Tabla 4.9: Factores de modificación del límite de fatiga para la columna de dirección.

Factor	Descripción	Referencia	Valor
Ka	acabado superficial	Ecu (2.9), Tabla 2.3	0.9418
Kb	forma	Ecu (2.10)	0.9244
S_e'	-	Ecu (2.7)	220 [Mpa]

Finalmente para el cálculo de los factores de seguridad utilizamos las siguientes ecuaciones, definidas de igual manera en Budynas & Nisbett (2006, p. 310)

factor de seguridad por fatiga

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma'_a} \quad (4.36)$$

factor de seguridad por falla estática

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma'_a} \quad (4.37)$$

donde σ'_a es el esfuerzo fluctuante efectivo, S_e el límite de fatiga y S_y el esfuerzo de fluencia del material. Los factores de seguridad y las ecuaciones usadas para su cálculo se muestran en la siguiente tabla

Tabla 4.10: Factores de seguridad.

Elemento	Factor Goodman	Factor Langer	Ecuación	Valores
Brazo de dirección	1.06	1.61	$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} (2.15),$ $n_s = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m} (2.16)$	$\sigma_a = \sigma_m = 78,$ $S_e = 103.95,$ $S_{ut} = 400,$ $S_y = 250$
Barra de acoplamiento	5.13	8.01	$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a + \sigma_m}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}},$ $n_s = \frac{S_y}{\sigma_a + \sigma_m}$	$\sigma_a = \sigma_m = 15.6,$ $S_e = 100.07,$ $S_{ut} = 400,$ $S_y = 250$
Columna de dirección	2.29	4.43	$\sigma'_a = (\sigma_{flex}^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} (4.35)$ $n_f = \frac{S_e}{\sigma'_a} (4.36),$ $n_s = \frac{S_y}{\sigma'_a} (4.37)$	$\sigma_{flex} = 63.62,$ $\tau = 31.2,$ $S_e = 191.53,$ $S_y = 370$

4.5 Análisis de esfuerzos con software CAD

Esta sección es una validación de los cálculos realizados principalmente en la sección 4.3. Usando el paquete de elementos finitos de CATIA se simuló los esfuerzos calculados, sobre partes con la geometría y los materiales definidos en secciones anteriores. A continuación presentamos algunas imágenes de la simulación

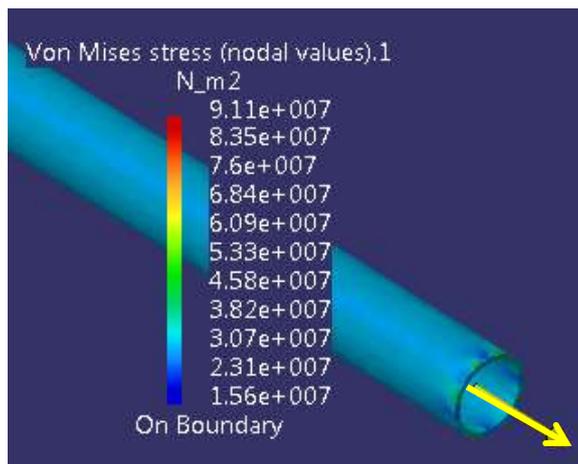


Figura 4.15: Esfuerzo en la barra de acoplamiento intermedia. (Elaboración propia)

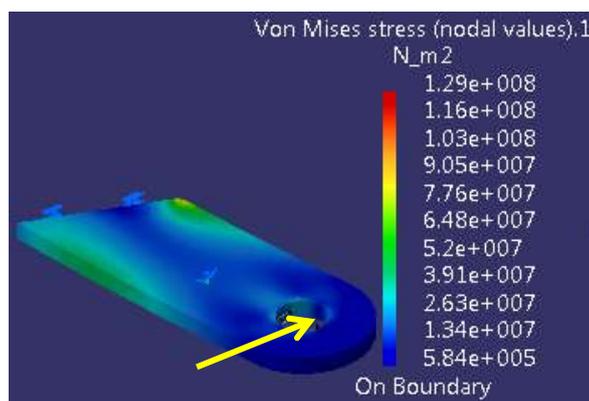


Figura 4.16: Esfuerzo en el brazo de dirección. (Elaboración propia)

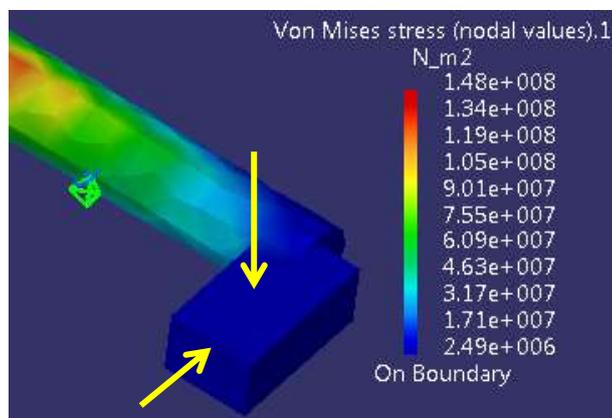


Figura 4.17: Esfuerzo en la columna de dirección. (Elaboración propia)

Las imágenes mostradas nos indican con una clave de colores el esfuerzo alcanzado en cada caso. El software CAD no mostró una deformación apreciable por lo que se omiten las figuras del elemento deformado. Para el caso de la barra de acoplamiento y el brazo de dirección, se asume como empotrado uno de sus extremos y se aplica la carga de acuerdo a lo descrito en las secciones anteriores. Para el caso de la columna de dirección fue necesario crear un brazo de palanca para simular una carga en torsión. Las flechas amarillas en las imágenes presentadas muestran la dirección y el punto de aplicación de la fuerza. Los resultados obtenidos en la simulación se muestran y analizan con más detalle en el capítulo de resultados.

4.6 Análisis de juntas soldadas

En este sistema se usa en su mayoría uniones entre aceros con soldaduras de filete. La junta con estas características y más propensa a fallar es el acople a la cremallera de la Figura 4.9, la cual tiene un espesor de 4 [mm]. Se puede utilizar entonces la ecuación (2.17) para determinar la garganta de la soldadura, tomando en cuenta que el máximo esfuerzo cortante se produce a 45° . Reemplazando los valores se obtiene que la garganta de la soldadura debe ser de mínimo 3 milímetros. En base a consulta realizada a personas especializadas en soldadura, se sabe que la garganta más pequeña que se puede conseguir de forma manual es de 5 [mm]. Entonces se define un cordón de garganta 5 [mm] para todas las soldaduras de filete.

En cuanto a las uniones de menor espesor como sería el caso de los tubos, se debe realizar la soldadura con conexión de polaridad inversa y con el mínimo amperaje posible. En general se realizan de una a dos pasadas para evitar perforar el material.

Finalmente para partes soldadas en aluminio, el manual de procedimientos para sueldas de arco de *The James F. Lincoln* (2000, pp. 9.4-6), muestra el número de pasadas necesarias y el diámetro del material de aporte dependiendo del espesor del material. Para el caso del acople al volante que se muestra en los planos al final de este documento, el manual recomienda una pasada con un material de aporte de $1/8$ [in] de diámetro.

5 Resultados y discusión

En este capítulo discutimos los resultados obtenidos del proceso de diseño del sistema de dirección.

5.1 Cargas debidas a la dinámica del vehículo

En la sección 4.1 se obtuvo las cargas generadas por la dinámica del vehículo. Posteriormente se calculó la máxima fricción generada sin deslizar y de esta manera se puede saber cual es la máxima oposición al movimiento que tendrá el sistema de dirección. La siguiente tabla resume las magnitudes encontradas

Tabla 5.1: Carga sobre neumático y fricción generada.

Estado del vehículo	Carga generada [N]	Fricción generada [N]
En curva	1161.5	1312.5
En curva mas frenado	1240.7	1402.0
En curva con peralte	1314.4	1485.2
En curva con peralte mas frenado	1408.0	1591.0

De la Tabla 5.1 se puede ver que la mayor fricción generada es de 1591 [N]. Con este valor es posible obtener las fuerzas que se generan sobre los componentes del sistema de dirección al tratar de girar los neumáticos.

5.2 Cargas y esfuerzos sobre elementos del sistema de dirección

Una vez encontrada la fricción generada máxima y conociendo como se distribuyen las fuerzas sobre cada elemento del sistema, se puede calcular la magnitud de

la fuerza aplicada sobre los elementos más críticos. En la tabla a continuación se muestra la carga mínima que debe soportar cada uno de los elementos

Tabla 5.2: Cargas sobre elementos críticos.

Elemento	Carga / Momento
Brazo de dirección	1440 [N] - Flexión
Barra de acoplamiento intermedia	1596 [N] - Tensión
Columna de dirección	660[N] Flexión / 49 [Nm]

Además sobre barra de acoplamiento intermedia también se realizó el análisis de pandeo y se encontró que la fuerza que debe ser aplicada para que la barra falle es de 2806 [N], la cual es mayor a la fuerza máxima sobre ese elemento que es de 1596 [N]. Esto indica que la barra de acoplamiento intermedia no fallaría por pandeo. También se logró determinar que son necesarios 20 [Kgf] en cada brazo para poder maniobrar el vehículo con el volante más pequeño, el cual tiene 250 [mm] de diámetro. Este valor se aplica para la condición que produce la carga máxima en los elementos y se verá reducida a medida que el vehículo se desplaza.

Con las fuerzas mostradas en la Tabla 5.2, fue posible calcular el esfuerzo sobre cada elemento. En seguida presentamos los valores encontrados.

Tabla 5.3: Esfuerzos sobre elementos críticos.

Elemento	Esfuerzo sobre elemento [Mpa]	Fluencia del material [Mpa]	Factor de seguridad
Brazo de dirección	78	250	3.2
Barra de acoplamiento intermedia	31.21	250	8.01
Columna de dirección	168 – Von mises	370	2.20

Como se puede observar en la Tabla 5.3, ninguno de los valores de la segunda columna sobrepasa el esfuerzo de fluencia del material y los factores son mayores a uno. Se puede decir entonces que de forma estática ninguno de los elementos más críticos fallará por fluencia. Sin embargo, se puede ver que el esfuerzo para el brazo de dirección es diferente a aquel mostrado en la Tabla 4.6. Esto sucede porque el análisis se llevó a cabo sobre solo una de las platinas que conforma el brazo de dirección. Entonces la fuerza sobre el brazo se distribuirá entre las dos platinas paralelas que lo conforman, disminuyendo así el esfuerzo a la mitad. De esta manera se asegura que el brazo de dirección no fallará durante su uso, ya que el factor de seguridad se multiplica por dos. El último de los cálculos realizados fue el análisis de fatiga. Como se sabe el objetivo de este análisis es asegurar que los componentes no fallen durante el funcionamiento. En la siguiente sección se exponen los resultados de este análisis.

5.3 Análisis de fatiga

Se realizó de forma matemática un análisis para comprobar si los elementos más críticos dentro del sistema fallaran por fatiga durante su funcionamiento. Se encontraron los factores de seguridad con el que cuenta cada elemento

Tabla 5.4: Factores de seguridad del análisis de fatiga.

Elemento	Factor de seguridad	
	Goodman	Langer
Brazo de dirección	2.12	3.22
Barra de acoplamiento intermedia	5.13	8.01
Columna de dirección	2.29	4.43

Lo primero que se puede notar en la Tabla 5.4 es que los valores de la columna Goodman son menores a aquellos en la columna Langer. Esta diferencia significa que todos los elementos fallaran primero por fatiga y no por una falla de fluencia. Después

notamos que los valores para el brazo de dirección se han duplicado en relación a la Tabla 4.10, esto se debe de igual manera a la distribución del esfuerzo sobre el brazo de dirección que se explicó en la sección anterior. Como última observación, la Tabla 5.4 nos muestra un valor diferente al de la Tabla 5.3 en el valor del factor estático para la columna de dirección. Esto se debe la definición de factor de seguridad para ese tipo de esfuerzos. En la Tabla 5.3 solo dividimos el esfuerzo de fluencia para el total calculado, mientras que en la definición de Langer del esfuerzo combinado se divide para el esfuerzo alternante.

5.4 Simulación de esfuerzos en CATIA

En esta sección mostramos los valores de los esfuerzos encontrados con la simulación que se explicó en la sección 4.5. Se comparan los valores obtenidos del esfuerzo de Von Mises con el de fluencia del material

Tabla 5.5: Esfuerzos obtenidos en simulación.

Elemento	Von Mises [Mpa]	Fluencia [Mpa]	Fcator de seguridad
Brazo de dirección	64.5	250	3.8
Barra de acoplamiento intermedia	91	250	2.7
Columna de dirección	148	370	2.9

En la Tabla 5.5 se puede ver que todos los valores de la columna de Von Mises son menores a esfuerzo de fluencia del material y los factores de seguridad mayores a uno. Esto nos indica que el material no fallara por fluencia con la carga estática. Sin embargo estos valores difieren de aquellos encontrados en la Tabla 5.3 y Tabla 5.4. Esto puede ser ocasionado por la configuración del análisis de elementos finitos. Lo que hace el software es mostrar el valor máximo de un solo elemento dentro del material. Este valor puede sufrir variaciones por condiciones de contorno o el tipo de elemento utilizado. También el

elemento puede estar ubicado en concentradores de esfuerzos como esquinas en el material. Por último la variación en los valores podría ser ocasionada por el material definido en el software, ya que las características que utiliza no son exactas al material empleado. De todas maneras se puede aceptar el resultado como válido, ya que en ninguno de los casos el material muestra signos de falla. Como conclusión de lo visto en las secciones 5.1 a 5.4, se puede asegurar que los elementos están diseñados de manera que no fallaran por fluencia durante el primer ciclo de trabajo ni durante su operación en pista.

5.5 Dimensionamiento final y modelado

En este punto se muestra el modelo final que se realizó del sistema de dirección, usando el *software* CAD INVENTOR. Con la ayuda de este *software* se pudo realizar un ensamble de todas las partes involucradas en el sistema, para poder definir las dimensiones y tolerancias necesarias. También mostramos ciertas configuraciones que se deben tener en cuenta al momento de diseñar la suspensión, para no alterar el sistema de dirección que se ha desarrollado. A continuación mostramos el resumen de estos parámetros.

Tabla 5.6: Parámetros para diseño de suspensión.

Parámetros	Valor	Referencia	Comentario
Angulo de avance (Caster)	3° a 7°	Theander, A (p.28)	Sugerido
Angulo de salida del pivote	< 8°	Milliken (p.626), Allen, J (p.69)	Sugerido
Distancia entre pivotes	1550 [mm]	Sección 3.3.2	Obligatorio
Distancia entre ejes	1718 [mm]	Sección 3.3.2	Obligatorio
Dimensiones de la mangueta		Plano en anexos	Obligatorio

En la Tabla 5.6 aquellos valores que llevan el comentario de sugerido se refieren a valores que pueden ser cambiados sin alterar drásticamente el funcionamiento del sistema de dirección. Aquellos que están marcados como obligatorios deben ser usados en el diseño del sistema de suspensión sin ningún cambio, ya que comprometerían la disposición y funcionamiento del sistema de dirección. Las figuras a continuación muestran la ubicación estos parámetros sobre el vehículo.

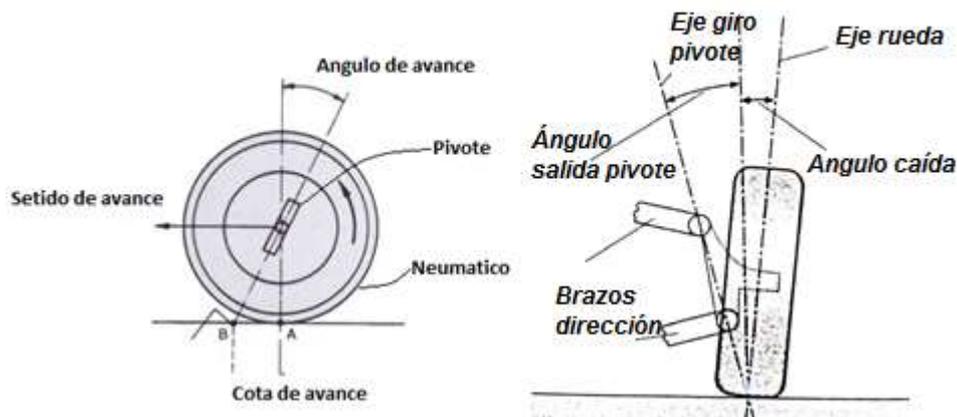


Figura 5.1: Ubicación de ángulos propuestos para alineación. (Elaboración propia)

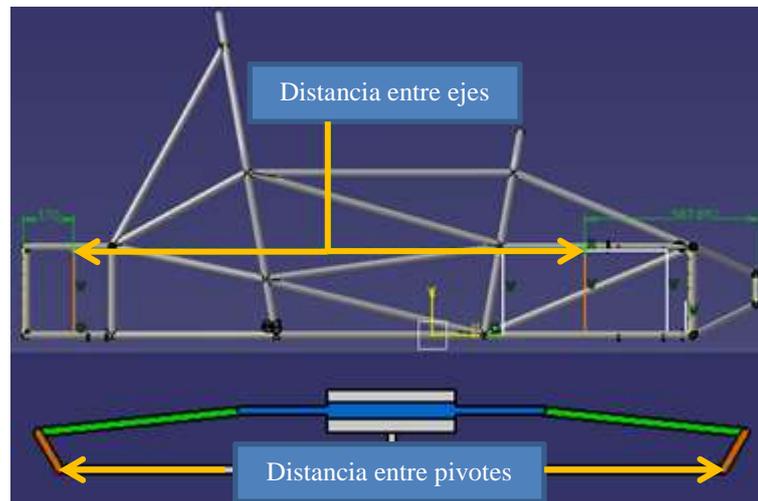


Figura 5.2: Distancia entre ejes y pivotes. (Elaboración propia)

Una vez aclarados los valores de la Tabla 5.6 se procede a mostrar algunas imágenes del ensamble del modelo final del sistema de dirección.

Primero se muestra el aspecto que tendría todo el sistema antes de ser ensamblado al chasis

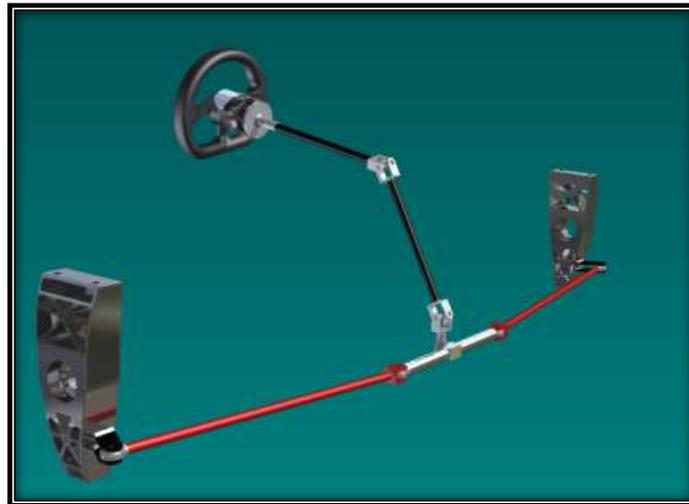


Figura 5.3: Perspectiva del sistema de dirección. (Elaboración propia)

A continuación mostramos los elementos involucrados en el ensamble del sistema

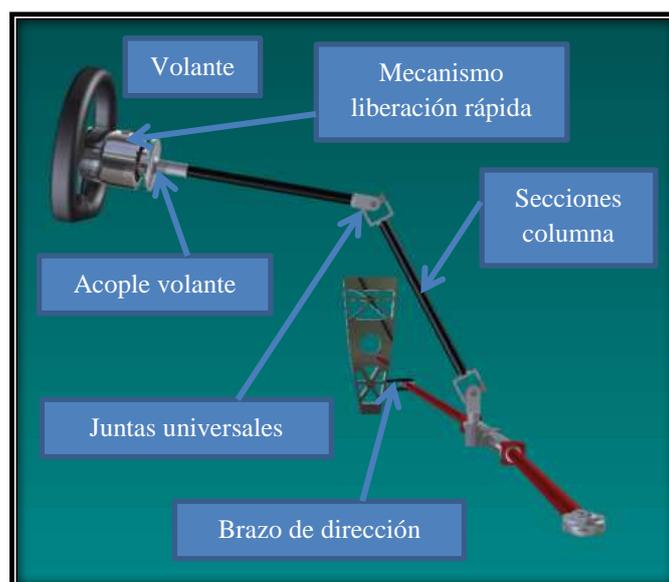


Figura 5.4: Vista lateral del sistema de dirección. (Elaboración propia)

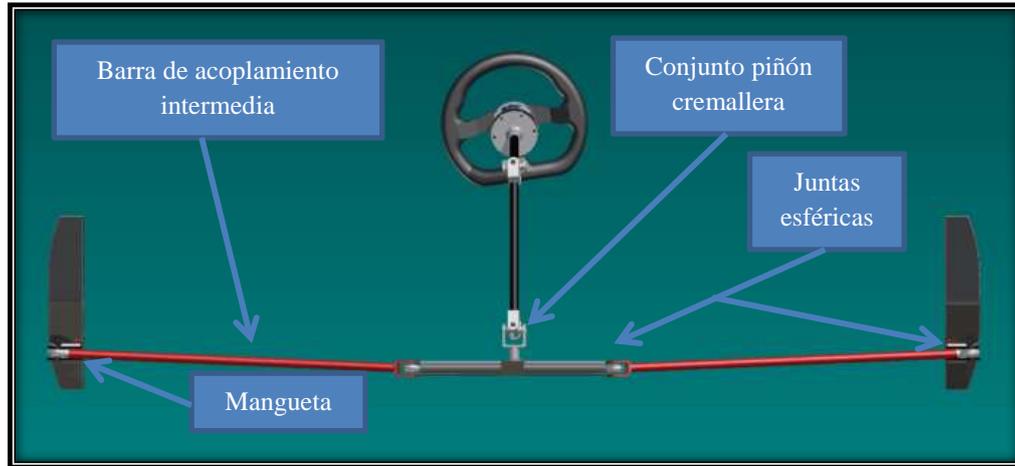


Figura 5.5: Vista frontal del sistema de dirección. (Elaboración propia)

Las manguetas utilizadas son las diseñadas por el equipo que realizó el sistema de suspensión trasera. Este elemento no será utilizado necesariamente en la parte frontal, pero se deben mantener algunos parámetros de su geometría para el funcionamiento de la dirección. Estos parámetros se muestran como anexo al final de este trabajo.

En seguida se muestran algunas vistas el sistema de dirección ensamblado al chasis existente

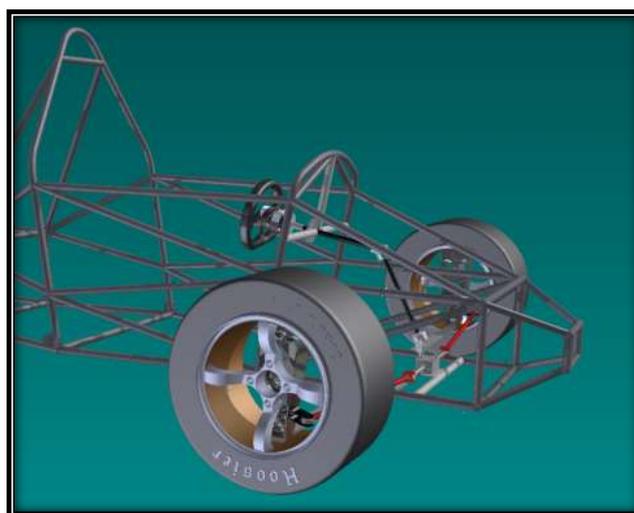


Figura 5.6: Perspectiva del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)

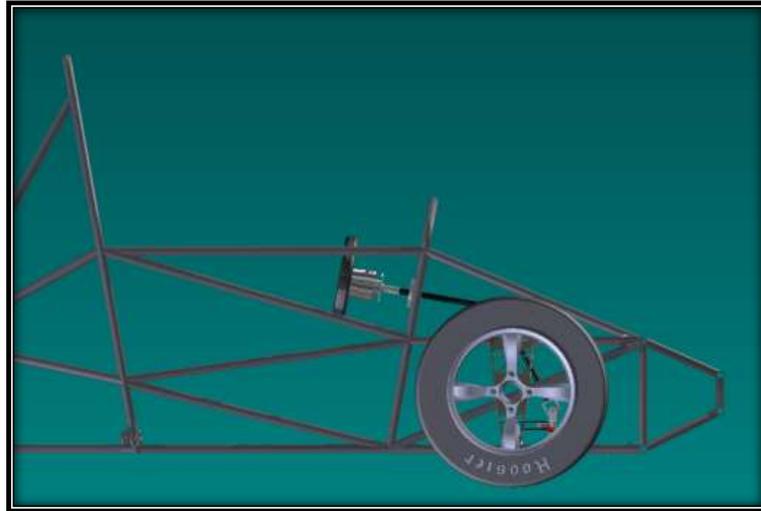


Figura 5.7: Vista lateral del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)

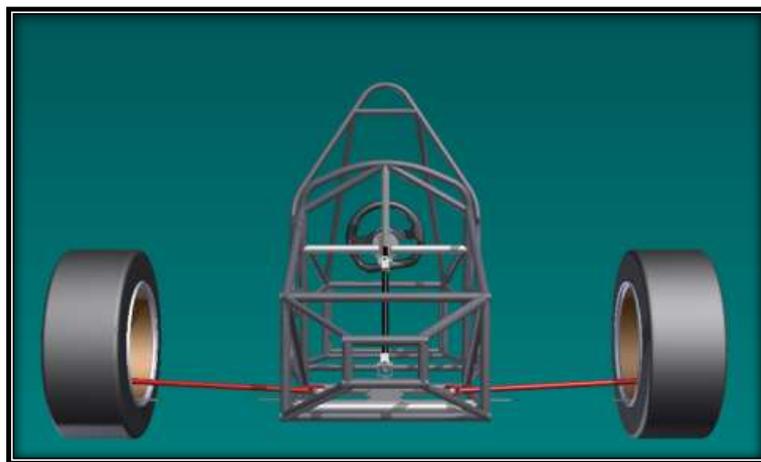


Figura 5.8: Vista frontal del sistema de dirección ensamblado al chasis. (Elaboración propia)

6 Conclusiones

A lo largo de este trabajo se han realizado diferentes cálculos, simulaciones y comparaciones, los cuales dejan algunas conclusiones:

- Se logró diseñar un sistema de dirección funcional y fiable para el prototipo fórmula SAE USFQ.
- Fue posible definir el mecanismo de varillaje que mejor se ajusta a las necesidades del prototipo, así como determinar de manera precisa su geometría y su comportamiento dinámico.
- Se determinó el espacio disponible dentro del chasis y de esta manera se pudo definir las dimensiones necesarias para producir los modelos CAD de cada uno de los elementos.
- Se comprobó que ninguno de ellos fallaría por fluencia en el primer ciclo de trabajo o por fatiga durante su funcionamiento.
- Se realizó un modelo completo del sistema de dirección para comprobar su funcionamiento y generar planos para una futura construcción.

7 Recomendaciones

Enlistamos las siguientes recomendaciones para asegurar el buen funcionamiento del sistema y realizar mejoras al trabajo realizado

- Antes de realizar la construcción del sistema de dirección se recomienda diseñar y definir los demás sistemas que conforman el prototipo, para evitar interferencias y problemas al momento del ensamble.
- De ser construido el sistema, se debe comenzar por los subensambles para luego acoplarlos al chasis como se muestra en el plano de conjunto al final de este documento.
- Se recomienda un análisis de vibraciones en los elementos críticos, para conocer el comportamiento de los mismos durante las oscilaciones del sistema de suspensión y demás perturbaciones.

Referencias

- Allen Farrington, J. (2011, Octubre). *Redesign of an FSAE Race Car's Steering and Suspension System*. Retrieved from University of Southern Queensland: http://eprints.usq.edu.au/21942/1/Farrington_2011.pdf
- Amores, J. (2013). *Diseño de un Vehículo de Competencia: Fórmula SAE*. Quito: Universidad San Francisco de Quito.
- Anónimo. (sf). *Steering Dynamics*. Retrieved from ETH Zurich - Institute for Dynamics Systems and Control: http://www.idsc.ethz.ch/Courses/vehicle_dynamics_and_design/11_0_0_Steering_Theroy.pdf
- Arias Paz, M. (1983). *Manual de Automóviles*. Madrid: Dossat, S.A.
- Budynas, R., & Nisbett, K. (2006). *Shigley's Mechanical Engineering Design*. Sc: McGraw - Hill.
- Cantos , J. M. (2006). Diseño, análisis, ensayo y construcción del sistema de dirección para un prototipo de fórmula SAE. Madrid: Universidad Pontifica Comillas.
- Canudas , C., & Tsiotras, P. (2014, Agosto 14). *Dynamic Tire Friction Models for Vehicle Traction Control*. Retrieved from Laboratoire d'Automatique de Grenoble, Georgia Institute of Technology: file:///C:/Users/LEONIDAS/Downloads/Tire_friction_models_CDC99.pdf
- Cascajosa, M. (2007). *Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos* . Madrid: Tébar.
- Chang Sun, A. (2014, Agosto 14). *Robust Stimation of Road Friction Coefficient for Vehicle Active Safety System*. Retrieved from The University of Michigan: http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/84523/sunahn_1.pdf?sequence=1
- Cruz, G., & Mesías, D. (2013). *Diseño, construcción e implementación de sistemas de suspensión, dirección y frenos del vehículo de competencia Formula SAE 2012*. Latacunga: Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga.
- F1, S. (2014, Abril 6). *Steering and Suspension Systems*. Retrieved from Formula 1: http://www.formula1.com/inside_f1/rules_and_regulations/technical_regulations/8708/
- Fox, S. (2014, Septiembre 2). *Cockpit Control Forces or How Robust Do Driver Controls Really Need To Be*. Retrieved from http://www.sae.org/students/cockpit_control_forces.pdf

- Gerschler, H. (1985). *Tecnología del Automovil*. Barcelona: Reverté S.A.
- Gil Martínez, H. (2011). *Manual del Automóvil, Reparación y Mantenimiento* (Vol. 4). Madrid: CULTURAL S.A.
- Haffner, L., Kozek, M., Shi, J., & Jorgl, H. (2014, Agosto 14). *Estimation of Maximun Friction Coefficient*. Retrieved from American Control Conference: <http://www.nt.ntnu.no/users/skoge/prost/proceedings/acc08/data/papers/0819.pdf>
- Hamm, G., & Burk, G. (1992). *Tablas de la Técnica del Automóvil*. Barcelona: Editorial reverté, S.A.
- Lawrence, U. (2011). *Better Curve Control Popular Science, Vol. 278 Issue 4, p56-57. 2p*. Retrieved from EBSCO base de datos.
- Lincoln, J. F. (2000). *The procedure handbook of arc welding*. Cleveland: The James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
- Milliken, W., & Milliken, D. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*. Pittsburgh: Society of Automotive Engineers, Inc.
- Orovio Astudillo, M. (2010). *Tecnología del Automovil*. Madrid: Parainfo S.A.
- Pal Singh, R. (2014, Septiembre 15). *Structural Performance Analysis of Formula SAE Car*. Retrieved from [http://jurnalmekanikal.fkm.utm.my/UserFiles/file/issue%2031/5\)STRUCTURAL%20PERFORMANCE%20ANALYSIS%20OF%20FORMULA%20SAE%20CAR.pdf](http://jurnalmekanikal.fkm.utm.my/UserFiles/file/issue%2031/5)STRUCTURAL%20PERFORMANCE%20ANALYSIS%20OF%20FORMULA%20SAE%20CAR.pdf)
- Read, P., & Reid, V. (2001). *Manual Técnico del Automóvil*. Madrid: A Madrid Vicente, Ediciones.
- Shigley, J. E., & Uicker, J. J. (1981). *Theory of Machines ad Mechanisms*. Sc: McGraw - Hill Book Company.
- Smith, C. (1978). *Tune to Win, The art and science of race car development and tuning*. Fallbrook: Aero Publishers, inc.
- Theander, A. (2004, sf). *Design of a Suspension for a Formula Student Race Car*. Retrieved from Royal Institute of Technology: <http://users.telenet.be/AudiR8/Design%20of%20a%20Suspension%20for%20a%20Formula%20Student%20Race%20Car%20-%20Adam%20Theander.pdf>
- Woodward Steering. (Sf). *Basic Rack and Pinion Tech*. Retrieved from Woodward Steering: <http://www.woodwardsteering.com/images/cat05%20pdf%2064-79.pdf>

Yih, P., & Gerdes, J. (2005). *Modification of vehicle handling characteristics via steer-by-wire*. Retrieved from IEEE Transactions on Control Systems Technology, 13(6), 965-976. doi: 10.1109/TcST.2005.854320.

Anexo A: Presupuesto estimado de materiales

Proveedor	Descripcion	Cantidad	Precio
Materiales			
Acercons	Tubo Acero ASTM A36	Dext=5/8 [in], e=1.1[mm], L=1200[m]	3.9
Ferrotorre	Platina Acero ASTM A36	100x350x4 [mm]	2.4
	Placa Acero ASTM A36	100x100x10 [mm]	0.8
Dipac	Eje Acero AISI 1018	Dext=5/8[in], L=620[mm]	0.97
	Tubo Acero ASTM A36	Dext= 1 [in], e=3.3[mm], L=1500[m]	4.6
Importcom	Eje aluminio	Dext=20[mm], L=50 [mm]	24
	placa aluminio	100x100x3 [mm]	9
Partes por comprar			
Amazon	Conjunto piñón-cremallera	1	116.95
Aurora Bearing Co.	Uniball rosca derecha M12 x1.75	2	12
Aurora Bearing Co.	Uniball rosca izquierda M12 x1.75	2	12
Amazon	Junta cardan	1	42.64
La casa del rodamiento	Rodamiento 5/8x35x11	1	15
Amazon	Sistema de liberación rapida	1	79.98
Amazon	Volante	1	30
Total			\$ 354.24