



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DE UN
SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN
PARA UN VEHÍCULO TIPO BUGGY DE LA
FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA
UNIVERSITARIA FAU”**

RIERA ESPINOZA PATRICIO FERNANDO

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Diciembre, 02 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

PATRICIO FERNANDO RIERA ESPINOZA

Titulada:

“TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO BUGGY DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA FAU”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovány Novillo
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Washington Zabala
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Celin Padilla
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PATRICIO FERNANDO RIERA ESPINOZA

TÍTULO DE LA TESIS: “TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO BUGGY DE LA FÓRMULA AUTOMOVILÍSTICA UNIVERSITARIA FAU”

Fecha de Examinación:

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. CARLOS SANTILLÁN (Presidente Trib. Defensa)			
ING. WASHINGTON ZABALA (Director de Tesis)			
ING. CELIN PADILLA (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Patricio Fernando Riera Espinoza

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Patricio Fernando Riera Espinoza

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado a mi Madre,
una mujer forjadora, luchadora por sus hijos capaz
de sobresalir ante cualquier dificultad, ella quien
ha sido un ejemplo de superación y esfuerzo
y es digno de admiración Señora Norma Guadalupe Espinoza L.

Patricio Fernando Riera Espinoza

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES	
1.1	Introducción	1
1.2	Justificación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	Objetivo General	2
1.3.2	Objetivos Específicos	2
2	MARCO TEÓRICO	
2.1	Sistema de suspensión	3
2.1.1	Función	3
2.1.2	Tipologías del sistema de suspensión	4
2.1.3	Suspensiones posteriores	5
2.1.4	Suspensiones delanteras	7
2.1.5	Elementos de la suspensión	9
2.1.6	Geometría del sistema	12
2.2	Sistema de dirección	16
2.2.1	Función	16
2.2.2	Tipologías del sistema de dirección	18
2.2.3	Elementos de la dirección	20
3	DESARROLLO DEL TRUCAJE ADAPTACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	
3.1	Alternativas	23
3.2	Alternativa 1: Suspensión de paralelogramo deformable	23
3.3	Alternativa 2: Suspensión independiente Mcpherson	24
3.4	Análisis de alternativas	24
3.4.1	Criterio Económico	24
3.4.2	Criterio técnico	24
3.5	Evaluación de alternativas	25
3.6	Selección de la alternativa	26
3.7	Trucaje y construcción del sistema de suspensión	26
3.7.1	Fijación de trochas	27
3.7.2	Altura del chasis	27
3.7.3	Elección de la mangueta	28
3.7.4	Altura del centro de balanceo	29
3.7.5	Centro instantáneo de rotación	30
3.7.6	Trazado de los brazos de suspensión y soportes del mismo al chasis	30
3.7.7	Ángulo de avance	31
3.7.8	Geometría de la suspensión para un antidive	31
3.7.9	Forma de establecer los pesos no suspendidos y suspendidos	33

3.7.10	Peso suspendido	33
3.7.11	Peso no suspendido en la rueda delantera	35
3.7.12	Peso no suspendido en la rueda posterior	35
3.7.13	Fijación de los amortiguadores	36
3.7.14	Número de espiras del espiral del amortiguador	37
3.8	Cálculos	37
3.8.1	Cálculo para la suspensión delantera	37
3.8.2	Cálculo para la suspensión posterior	42

4 DESARROLLO DEL TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

4.1	Alternativa 1: Dirección de tornillo sin fin	46
4.2	Alternativa 2: Dirección por cremallera	46
4.3	Análisis de alternativas	46
4.3.1	Criterio económico	47
4.3.2	Criterios técnicos	47
4.4	Evaluación de alternativas	48
4.5	Selección de la alternativa	49
4.6	Desarrollo del trucaje y adaptación del sistema de dirección	50
4.6.1	Punto de articulación interior de la bieleta de dirección	50
4.6.2	Comprobación de la geometría de dirección	51
4.6.3	Simulación de la dirección en 2D en el software AutoCad	52
4.6.4	Relación de transmisión de la dirección	53
4.6.5	Esfuerzo en el volante para girar las ruedas	53
4.6.5.1	Cálculos	54

5 RESULTADOS

5.1	Plan de pruebas y análisis	56
5.1.1	Pruebas en el sistema de dirección	56
5.1.2	Pruebas en el sistema suspensión	57

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1	Conclusiones	58
6.2	Recomendaciones	58

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
3.1	COMPARACIÓN DE PESOS ENTRE ALTERNATIVA 1 Y 2 DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	25
3.2	EVALUACIÓN ECONÓMICA	25
3.3	EVALUACIÓN TÉCNICA	26
3.4	CENTRO INSTANTÁNEO DE ROTACIÓN	30
3.5	RELACIÓN DE LOS BRAZOS DE SUSPENSIÓN	31
3.6	COMPLEMENTOS DEL PESO NO SUSPENDIDO DELANTERO	35
3.7	COMPLEMENTOS DEL PESO NO SUSPENDIDO POSTERIOR	35
4.1	VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LAS DIRECCIONES DE CREMALLERA FRENTE A LAS DE TORNILLO SIN FIN.	47
4.2	COMPARACIÓN DE PESOS ENTRE ALTERNATIVA 1 Y 2 DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	48
4.3	EVALUACIÓN ECONÓMICA	48
4.4	EVALUACIÓN TÉCNICA	49
5.1	COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE AVANCE	56
5.2	COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE CAÍDA	57
5.3	COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE DIVERGENCIA	57
5.4	COMPROBACIÓN DE LA ALTURA DEL CHASIS.	57

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Suspensión posterior de eje rígido	5
2.2	Suspensión posterior de brazos tirados o arrastrados	6
2.3	Suspensión posterior de paralelogramo deformable	6
2.4	Suspensión delantera de eje rígido	7
2.5	Suspensión delantera independiente de paralelogramo deformable	8
2.6	Suspensión delantera McPherson	8
2.7	Amortiguador	10
2.8	Neumático	10
2.9	Llanta y neumático	11
2.10	Trocha de un vehículo	13
2.11	Centro de balanceo	13
2.12	Centro instantáneo de rotación	14
2.13	Ángulo de caída de un neumático	14
2.14	Ángulo de avance	15
2.15	Ángulo de convergencia	16
2.16	Piñón y cremallera	18
2.17	Constitución de la cremallera	19
2.18	Bolas recirculantes	20
2.19	Columna de la dirección	20
2.20	Brazo de acoplamiento de la dirección	21
2.21	Rótula de la dirección	21
2.22	Mangueta	22
3.1	Suspensión independiente de paralelogramo deformable	23
3.2	Suspensión independiente McPherson	24
3.3	Centro de balanceo	29
3.4	Generación de fuerzas	29
3.5	Proyección de los brazos de suspensión delantera	32
3.6	Pesado del vehículo completo	34
3.7	Representación de fuerzas de la suspensión delantera	38
3.8	Diferentes casos de radio de amortiguamiento	41
3.9	Representación de fuerzas de la suspensión posterior	43
4.1	Caja de dirección de tornillo sin fin	46
4.2	Despiece de la cremallera de dirección	49
4.3	Recta de Bobiller	51
4.4	Geometría Ackerman	52

LISTA DE ABREVIACIONES

<i>FAU</i>	Fórmula Automovilística Universitaria
<i>F</i>	Fuerza en el resorte
<i>f</i>	Desplazamiento elástico
<i>d</i>	Diámetro del alambre
<i>G</i>	Módulo de deslizamiento transversal
<i>D_m</i>	Diámetro medio de la espira
<i>n</i>	Número de espiras
<i>C.I.R.</i>	Centro instantáneo de rotación
<i>h</i>	Altura del centro de gravedad
<i>l</i>	Distancia entre el eje delantero y posterior
%fred	Porcentaje de frenado
<i>Kte</i>	Constante del espiral
<i>P_n</i>	Peso sobre el neumático delantero
<i>Fr_y</i>	Fuerza del espiral delantero en eje y
<i>Fr_x</i>	Fuerza del espiral delantero en eje x
ζ	Radio amortiguamiento
<i>Fr</i>	Fuerza del espiral delantero
<i>C_s</i>	Constante de amortiguamiento
<i>K_s</i>	Rigidez del espiral
<i>m</i>	Masa no suspendida del vehículo
<i>Fa</i>	Fuerza sobre el pistón del amortiguador
<i>V</i>	Velocidad del amortiguamiento
<i>V_c</i>	Velocidad del caída libre
<i>h_c</i>	Altura de caída libre
<i>g</i>	Gravedad
<i>R_{trans}</i>	Relación de transmisión de la dirección
<i>x</i>	Distancia del punto medio de contacto de la rueda al eje de giro.
<i>SR</i>	Scrub radius
<i>MT</i>	Mechanical trail
<i>Mr</i>	Suma de momento en las ruedas delanteras
<i>Nf</i>	Fuerza normal en las ruedas delanteras
<i>M</i>	Coefficiente de fricción del neumático
<i>mp</i>	Masa del vehículo con piloto
<i>f</i>	Repartimiento del peso en el eje delantero
<i>M_v</i>	Momento en el volante
<i>i</i>	Relación entre el giro del volante y de las ruedas
<i>F_v</i>	Fuerza del piloto sobre el volante
<i>dv</i>	Diámetro del volante

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1	Reglamento "FAU"
Anexo 2	Fotos de componentes utilizados en suspensión y dirección
Anexo 3	Fotos de pruebas de campo

PLANOS

Plano 01	Fijación de trocha delantera
Plano 02	Ubicación de los soportes de la suspensión al chasis, C.I.R.
Plano 03	Puntos de articulación interior de la bieleta de dirección
Plano 04	Comprobación de la geometría de dirección
Plano 05	Recorrido vertical de la suspensión vs variación del ángulo de caída

RESUMEN

El objetivo de la presente tesis se basa en el trucaje adaptación y construcción del sistema de suspensión y dirección para un vehículo tipo Buggy de la Fórmula Automovilística Universitaria. Este proyecto se lo realizó con la finalidad de crear y participar en la "FAU". El mismo que cumple con las normativas impuestas por las Universidades participantes, siendo esencial el buen conocimiento de éstas no sólo para la aprobación del jurado, sino también para conseguir la relación óptima entre ergonomía, peso, resistencia, economía y eficiencia, con el fin de obtener un buen comportamiento del vehículo.

El sistema de suspensión está formado por suspensiones independientes de paralelogramo deformable, para el eje delantero y posterior. El sistema de dirección ha sido estudiado geoméricamente, de tal manera que no hubiera variación del ángulo de caída de la rueda con el recorrido vertical de la suspensión. Está formado por un sistema de dirección de piñón y cremallera.

La simulación de los movimientos de la suspensión y dirección del vehículo se sintetizaron usando métodos geoméricos y analíticos. El resultado que se obtuvo en el sistema suspensión fue una variación del ángulo de caída de 1° , el cual no repercute a la maniobrabilidad, manteniendo la estabilidad direccional del vehículo.

Se recomienda realizar estudios de análisis del funcionamiento de los sistemas a través de procedimientos de descomposición por elementos finitos para comprobar los ciclos de vida que soportarán todas las piezas que conforman el sistema de suspensión y dirección.

SUMMARY

The present thesis is based on the Trick Photography, Adaptation and Construction of the Suspension and Steering System for a Buggy-Type Vehicle of the University Automobile Formula (FAU). It meets all the norms imposed by the participant universities, a good knowledge of them being essential not only for the jury approval but also to obtain an optimum relationship between ergonomics, weight, resistance, economy and efficiency so as to obtain a good vehicle behavior. The suspension system consists of independent suspension of deformable parallelogram for the front and rear axes. The steering system has been studied geometrically so as not to have any angle variation of the tire fall with the vertical running of the suspension. It is composed of a pinion-and rack steering system. The simulation of the suspension and steering movements of the vehicle were synthesized using geometrical and analytic methods. The suspension system results was a fall angle variation of 1° which does not have any repercussion on the capacity of maneuver, maintaining the vehicle steering stability. It is recommended to carry out functioning analysis studies of the systems through procedures of finite element decomposition to test the service cycles supported by the pieces conforming the suspension and steering system.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES.

1.1 Introducción.

El presente trabajo de investigación está enfocado a desarrollar un sistema de suspensión y dirección para un vehículo de competencia tipo buggy, y obtener respuestas apropiadas ante las diferentes solicitaciones que se presenten en la pista de rally durante la competencia automovilística.

Esto se logra mediante la adecuada selección de los elementos que conforman los sistemas, a los mismos que se les realiza una modificación (trucaje) para el buen desempeño, otro punto importante para un buen rendimiento es la correcta ubicación al chasis de los elementos que conforman el sistema de suspensión y dirección.

Para conseguir el funcionamiento apropiado de los sistemas antes mencionados describimos todos los procesos de selección, adaptación, trucaje y construcción que han sido realizados. El propósito final es alcanzar el máximo beneficio del sistema de suspensión y dirección con costos mínimos teniendo en cuenta la fiabilidad del vehículo.

El trabajo de graduación se desarrolló en base al reglamento de la Fórmula Automovilística Universitaria "FAU".

1.2 Justificación.

En el país se construyen diferentes vehículos buggys para rally, los mismos que son realizados de forma artesanal y no son más que reproducciones de prototipos obtenidos de otros países, no existen empresas que apliquen conocimientos de ingeniería automotriz para el desarrollo del vehículo y que consideren en su construcción los criterios de seguridad requeridos para hacer de estos vehículos seguros, fiables y resistentes a impactos o volcamientos importantes.

Por otra parte existen talleres y mecánicos sin mayores conocimientos técnicos que los fabrican sin efectuar cálculos y su construcción está sujeta solo a la experiencia del mecánico, por lo que a menudo su dinámica y comportamiento en competencia no entregan al conductor

las condiciones de seguridad y conducción requeridas, fundamentalmente en los sistemas de suspensión y dirección.

En este contexto es necesario efectuar la adaptación, trucaje y construcción del sistema de suspensión y dirección para un vehículo tipo buggy para competencias automovilísticas, aplicando herramientas informáticas que permitan asegurar una correcta fiabilidad y eficiencia durante la competencia.

1.3 Objetivos.

1.3.1 Objetivo General.

Modificar y adaptar un sistema de Suspensión y Dirección para un Vehículo Tipo Buggy de la Fórmula Automovilística Universitaria FAU”.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Estudiar los parámetros que definen el comportamiento de los sistemas de suspensión y dirección.
- Analizar y desarrollar alternativas para el trucaje, adaptación y construcción del sistema de suspensión.
- Analizar y desarrollar alternativas para el trucaje y adaptación del sistema de dirección.
- Evaluar el comportamiento de los sistemas a través de las pruebas de campo.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 Sistema de suspensión.

El sistema de suspensión de un vehículo es un conjunto de dispositivos encargados de absorber los movimientos bruscos que producirán efectos indeseables en el vehículo, por efecto de las irregularidades del terreno proporcionando así una marcha estable y segura. [1]

Una suspensión dedicada a la competición no tiene los mismos requerimientos que una para un vehículo de serie, mientras que en éstos predomina el confort, en competición son los movimientos verticales que va a tener el neumático un factor fundamental a tener en cuenta a la hora de fijar una suspensión y la puesta a punto de la misma. Como consecuencia, en competición se busca aumentar las prestaciones del vehículo en cuanto a frenada, aceleración, paso por curva y estabilidad.

2.1.1 Función.

Las funciones básicas de la suspensión en competición se resumen en los siguientes puntos.

- **Los movimientos relativos de la rueda respecto a la carrocería:** estos deben ser lo más verticales posibles sin engendrar otros movimientos parásitos (variaciones de los ángulos de caída, avance, dirección, etc.).
- **Adherencia:** mantener los neumáticos en contacto con la superficie asegurando variaciones de carga mínimas. Este es uno de los objetivos primordiales e introducidos en la optimización. El razonamiento es: cuanta mayor carga vertical se tenga en el neumático, mayor carga lateral puede aguantar, y, por tanto, mayor aceleración lateral puede alcanzar el vehículo. Gracias a esta característica permite el control de la trayectoria del vehículo para así asegurar la estabilidad del vehículo en cualquier circunstancia.
- **Control direccional:** asegurar el guiado de las ruedas durante los movimientos propios de la suspensión y los de viraje.

- **Soportar la carga:** es decir, la suspensión es la encargada de sostener la masa suspendida sobre la masa no suspendida.
- **Resistir el balanceo del vehículo:** para minimizar la transferencia lateral de peso en curva y tener un mejor comportamiento dinámico global.
- **Resistir el cabeceo del vehículo:** para minimizar la transferencia longitudinal de peso en frenada, aceleración y tener un mejor comportamiento dinámico global.
- **Confort:** en competición no prima este objetivo ya que los parámetros de diseño enfrentan las características de adherencia contra el confort.

2.1.2 Tipologías del sistema de suspensión.

Generalmente las suspensiones se clasifican en dos grandes grupos: suspensiones de eje rígido y suspensiones independientes. [2]

Sistemas independientes: En la actualidad se aplican tanto a ejes anteriores como posteriores. De forma general se puede decir que cualquier suspensión delantera independiente debe tener una geometría tal que cumpla con los siguientes requisitos.

1. Conectar transversalmente las dos ruedas con el sistema de dirección de modo que se produzcan variaciones mínimas en la convergencia con el movimiento vertical de las ruedas.
2. Utilizar tanto muelles helicoidales o cualquier otro elemento elástico que proporcione elasticidad (curva de carga desplazamiento) deseada.
3. Permitir incorporar amortiguadores telescópicos.
4. Soportar todas las fuerzas que actúan sobre ella durante la aceleración frenada o curva.

Sistemas dependientes: Un sistema dependiente es aquel en el que la situación espacial de una rueda está relacionada de manera directa con la posición de las otras ruedas del mismo eje. La dependencia debe ser esencialmente geométrica. En un sistema dependiente los cubos

portaruedas están rígidamente unidos entre sí de tal manera que el conjunto puede ser considerado como una unidad rígida.

Las restricciones de movimiento del eje deben dejar libertad a los desplazamientos vertical y de balanceo respecto a la carrocería

2.1.3 Suspensiones posteriores.

Suspensiones de eje rígido: Básicamente estas suspensiones se caracterizan porque las ruedas se encuentran permanentemente formando los mismos ángulos con los semiejes, por lo que los brazos de la suspensión no existen como tales y son los propios semiejes los que hacen las veces de brazos de la suspensión. Con esta disposición el eje trasero queda englobado dentro de las masas no suspendidas, lo que hace que aumente de forma considerable con respecto a las propias de otros sistemas de suspensión, con la consiguiente pérdida de adherencia de las ruedas traseras, figura 2.1. [3]



Figura 2.1: Suspensión posterior de eje rígido

Suspensiones independientes: Las suspensiones independientes en las ruedas posteriores están destinadas a vehículos de carácter marcadamente deportivo, con tracción bien a las cuatro ruedas o bien a las ruedas traseras únicamente.

Si bien se engloban en una sola categoría, lo cierto es que existe una gran variedad de tipologías y soluciones técnicas diferentes dentro de lo que llamamos suspensiones posteriores independientes, determinadas por un gran número de variedades en las tiranterías utilizadas. Los principales beneficios que cabe esperar del uso de los sistemas de suspensión posterior independiente están directamente relacionados con la mejora en las condiciones de estabilidad, manejabilidad y, en el caso de vehículos con ruedas traseras motrices, tracción. Además este tipo de suspensiones permiten un incremento notable en el espacio útil sin que la parte posterior del chasis se interfiera con el conjunto de la suspensión.

Englobadas dentro de la suspensión posterior independientes podemos encontrar con varias tipologías dependiendo de la materialización y la distribución que presenten los distintos elementos que componen la suspensión.

Suspensión de brazos tirados o arrastrados: Este tipo de suspensión independiente se caracteriza por tener dos elementos soporte o "brazos" en disposición longitudinal que van unidos por un extremo al bastidor y por el otro a la mangueta de la rueda.

En la figura 2.2., pivotan los brazos sobre ejes que tienen componentes longitudinales, es decir sobre ejes oblicuos al plano longitudinal del vehículo. [4]

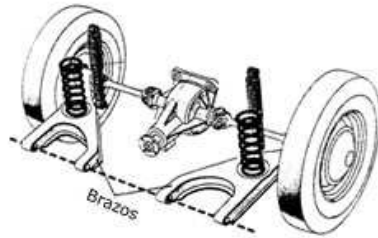


Figura 2.2: Suspensión posterior de brazos tirados o arrastrados

Paralelogramo deformable: Tipo de suspensión utilizado en los vehículos deportivos. Consiste en sujetar el buje de la rueda a través de dos triangulaciones paralelas y superpuestas. Una colocada entre la parte baja del buje y la carrocería y otra colocada entre la parte superior del buje y la carrocería.

El conjunto forma un paralelogramo de cuatro lados fijos pero que puede variar el ángulo entre ellos, figura 2.3. Tiene la ventaja que mantiene la superficie de rodadura de la rueda siempre paralela al suelo.

Es deformable porque la forma del paralelogramo cambia cuando la suspensión se comprime o se extiende. [5]



Figura 2.3: Suspensión posterior de paralelogramo deformable

2.1.4 Suspensiones delanteras.

Suspensiones delanteras de eje rígido: En general los ejes rígidos presentan los inconvenientes de:

- Transmitir los movimientos de una de las ruedas a otra.
- Presentar un comportamiento brusco, cambios en los ángulos de avance en frenada y una localización muy elevada del centro de balanceo.
- Ocupación excesiva de volumen e incremento de peso en comparación con los brazos de un sistema de suspensión independiente.

Algunas de estas limitaciones e inconvenientes se pueden evitar o reducir mediante el uso de mecanismos adicionales, pero dado que los resultados son menos satisfactorios y más caros que las suspensiones independientes, la utilización de suspensiones delanteras de eje rígido en vehículos de turismo y de competencia está totalmente abandonada.

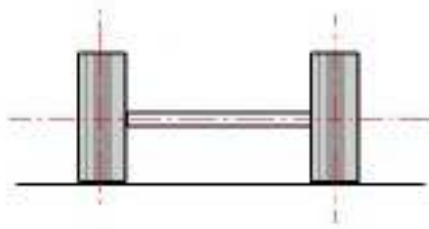


Figura 2.4: Suspensión delantera de eje rígido

Suspensiones delanteras independientes: Existen varias tipologías para la materialización de las suspensiones independientes en las ruedas delanteras.

Paralelogramo deformable: Sistema de suspensión en el que la unión entre la rueda y la carrocería son elementos transversales, colocados en diferentes planos, figura 2.5.

Toma su nombre de los primeros sistemas de este tipo, en los que hay dos elementos superpuestos paralelos que, junto con la rueda y la carrocería, forman la aproximadamente la figura de un paralelogramo. Al moverse la rueda con relación a la carrocería, ese paralelogramo se deforma.



Figura 2.5: Suspensión delantera de paralelogramo deformable.

El paralelogramo deformable es fácilmente visible en la suspensión delantera de un auto de Fórmula uno. El paralelogramo deformable más común inicialmente tenía como elementos de unión dos triángulos superpuestos. Hay variantes de este sistema en el que se reemplaza un triángulo por otro elemento de unión; en esta suspensión, el plano inferior lo forman un brazo transversal (que hace de soporte para el muelle) y un brazo casi longitudinal. En esta suspensión hay un brazo curvo como elemento superior y un trapecio en el plano inferior. [6]

Suspensión delantera independiente MacPherson: Mediante el sistema de suspensión ideado por E.S. MacPherson cada rueda es guiada sobre los posibles obstáculos mediante un tirante o puntal que comprime a un amortiguador telescópico unido por un extremo a la rótula de salida de la barra transversal y por el otro a la carrocería mediante una unión flexible. En su forma original la forma más utilizada en los vehículos modernos, los muelles helicoidales de la suspensión se disponen encerrando al amortiguador en su interior mientras que la unión flexible con la carrocería tiene lugar mediante un elemento cónico de goma, figura 2.6.

Para reducir efectos de flexiones y fricción en la suspensión se suelen disponer los muelles y el amortiguador de forma que sus ejes formen un cierto ángulo, para de esta forma contrarrestar la tendencia de la rueda a oscilar hacia dentro durante la marcha en línea recta del vehículo.



Figura 2.6: Suspensión delantera McPherson

2.1.5 Elementos de una suspensión.

La suspensión es un sistema del automóvil con un comportamiento elástico y disipativo al mismo tiempo, cuyo resultado dinámico se puede definir como vibratorio amortiguado. Se compone, por tanto, de elementos elásticos, que almacena energía e idealmente la devuelven de forma íntegra, y disipativo, que amortiguan los movimientos.

Muelles helicoidales: Los resortes helicoidales son de amplia utilización hoy en día como elementos elásticos acumuladores de energía frente a otros más convencionales como las ballestas. Si bien los primeros diseños aplicados suponían diámetros de hélice paso y sección transversal constante, lo cual asegura una flexibilidad aproximadamente constante, hoy en día también se implementan, cada vez con mayor profusión, diseños variables, en un intento de adaptarse mejor al comportamiento y prestaciones de los vehículos modernos, la fórmula que permite obtener el número de espiras es: [7]

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot f}{8 \cdot D_m^3 \cdot F} \quad (2.1)$$

Donde:

- F Fuerza en el resorte; [N]; [Kg]
- f Desplazamiento elástico; [mm]
- d Diámetro del alambre; [mm]
- G Módulo de deslizamiento transversal; [kg/mm²]
- D_m Diámetro medio de la espira; [mm]
- n Número de espiras

Amortiguadores: La función de los amortiguadores consiste en almacenar energía, en el momento propicio, que será liberada más tarde. En ausencia de ellos la carrocería y la suspensión oscilarían con una frecuencia correspondiente a la natural de la masa no suspendida.

En los vehículos, la función más importante es controlar que las ruedas mantengan el máximo contacto con el suelo para obtener la mayor tracción posible, la dureza de éstos debe ser muy elevada comparándola con los vehículos de calle. Los amortiguadores convierten la

energía cinética en calor, ya que el líquido y su paso por orificios y válvulas, que suelen ser pequeñas láminas metálicas, situadas en el pistón de trabajo o en el fondo del tubo. Los amortiguadores más utilizados en competición actualmente son los de gas. Figura 2.7 estos consisten, básicamente en un tubo que contiene un pistón libre. En un lado de ese pistón encontramos aceite y en el otro gas que se llena a una determinada presión.

El vástago y el pistón, que sube y baja en el tubo trabajando como en un amortiguador hidráulico, obligan al líquido a desplazarse hacia uno u otro lado, pasando por las válvulas y los orificios cuidadosamente situados en el pistón de trabajo y a ambos lados del mismo. [8]

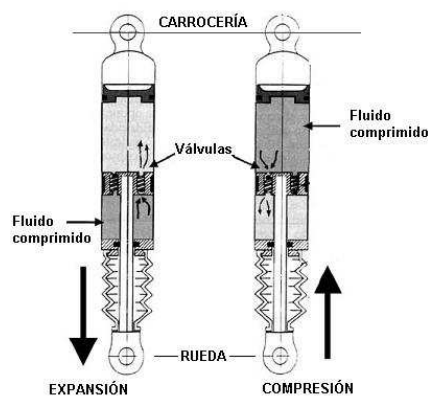


Figura 2.7: Amortiguador

Neumático: El neumático es un elemento de forma toroidal figura 2.8., que mantiene el aire a presión para dar sustentación al vehículo, siendo la unión intermedia entre éste y el pavimento.



Figura 2.8: Neumático

Funciones del neumático: Las ruedas, mantienen el contacto del vehículo con el suelo, y ejercen las siguientes funciones:

- Contribuyen al confort, para ello participan en cierta medida en la amortiguación.

- Soportan el peso del vehículo. De ahí que todos los vehículos no deben llevar el mismo tipo de neumáticos, en especial, los flancos deben diferenciarse puesto que son los receptores directos de la carga, además de transmitir esfuerzos de tracción.
- Dirigen el vehículo y lo mantienen en la trayectoria requerida por el conductor.

Llanta: La llanta es la pieza normalmente metálica, sobre la que se asienta un neumático ver figura 2.9.



Figura 2.9: Llanta y neumático

Llantas de acero: Son las más universales y comunes.

Ventajas

- Gran robustez ante golpes.
- Mismo modelo de llanta con diferentes diseños gracias a un tapacubos (o embellecedor) de plástico.
- Costo de fabricación reducido.
- Repuesto rápido y económico.

Inconvenientes

- Elevado peso y por consiguiente peor comportamiento del vehículo.
- Peor refrigeración de los frenos

Llantas de aleación ligera o de aluminio: Suelen instalarse en vehículos más potentes.

Ventajas:

- Peso reducido debido a la aleación (se emplea acero aleado, aluminio, incluso magnesio).
- Mejor comportamiento de vehículo, pues se reducen las masas no suspendidas.

- Los diámetros suelen ser superiores de 14 pulgadas, lo que mejora la direccionalidad y estabilidad del vehículo en curva.
- Correcta disipación del calor proveniente de los frenos.

Inconvenientes:

- Más frágiles que las de acero ante posibles golpes.
- Precio elevado.
- Posibles dificultades en la búsqueda de recambio.
- Empleo de alta tecnología para su diseño.

2.1.6 Geometría del sistema.

El trucaje y construcción del sistema de suspensión y dirección para un vehículo de la Fórmula Automovilística “FAU”, deberá estar en función de la configuración del sistema de suspensión, asegurando un buen control direccional y una adecuada estabilidad.

Para lograr una dirección con estas cualidades es imprescindible que el eje respecto al cual pivota el conjunto mangueta-rueda con relación al vehículo adopte una posición espacial conveniente, que se caracteriza por ciertos ángulos que reciben los nombres de caída, avance.

Aparte de estos ángulos existe otro, el de divergencia, que también influye en la estabilidad y control del vehículo.

Trocha o Vía: La trocha es la distancia entre los puntos de contacto del plano medio de las ruedas de un mismo eje. [9]

Una trocha ancha permite que las transferencias de masas en curvas sean inferiores y dota al vehículo de mayor estabilidad, sin embargo aumenta la superficie aerodinámica de éste, aumenta su inercia en el eje z (vertical) a la vez que disminuye su maniobrabilidad por trazados estrechos.

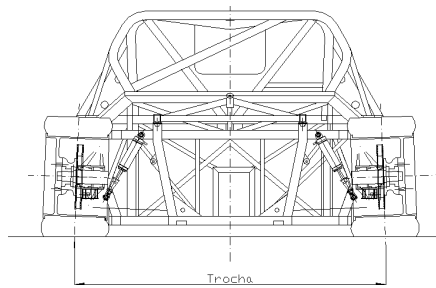


Figura 2.10: Trocha de un vehículo

Centro de balanceo: Una de las propiedades más importantes de la suspensión, está relacionada con la localización del punto en el que son aplicadas las fuerzas laterales desarrolladas por las ruedas, y que son transmitidas a las masas suspendidas. El punto al que podemos referir estos efectos, conocido como centro de balanceo, afecta tanto al comportamiento de las masas suspendidas como al de las masas no suspendidas, repercutiendo de forma directa en el giro del vehículo. [10]

Cada sistema de suspensión tiene su propio centro de balanceo, definido como el punto en el plano vertical que cruza transversalmente los centros de las ruedas, figura 2.11, en el cual pueden ser aplicadas las fuerzas laterales sobre las masas suspendidas sin producir un balanceo de la suspensión.

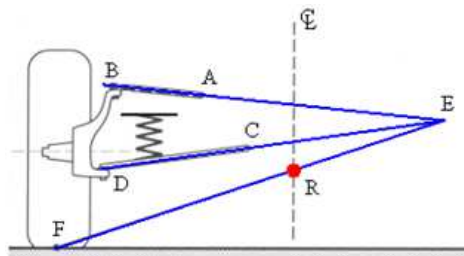


Figura 2.11: Centro de balanceo

Movimiento de cabeceo: Cuando aumentan las sollicitaciones verticales en el eje trasero, se considera que la transferencia longitudinal es positiva, y produce, por tanto, un cabeceo positivo. El efecto contrario producirá un cabeceo negativo.

Centro instantáneo de rotación: Este es el punto donde se cortan las prolongaciones de las rectas que forman las parrillas de suspensión visto de frente, figura 2.12. Se llama centro pues es un punto de intersección, instantáneo porque cambia permanentemente con el trabajo de las suspensiones y de rotación pues es el lugar de rotación de la suspensión. [11]

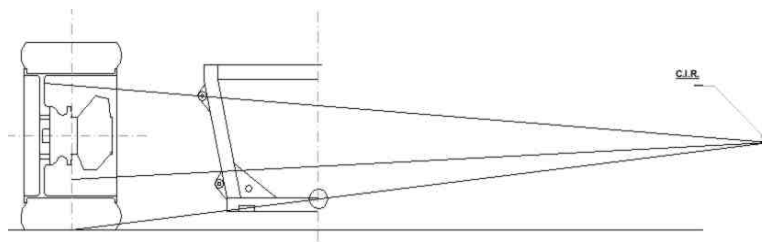


Figura 2.12: Centro instantáneo de rotación

Batalla: La batalla es la distancia entre el eje anterior y posterior del vehículo, es decir la distancia en el sentido longitudinal del vehículo entre el punto de contacto de las ruedas delanteras y las traseras. [12]

Según las características de los circuitos en las competiciones de rally, es importante dotar al vehículo de una batalla corta debido a los frecuentes cambios de dirección del vehículo que se presentan.

Ángulo de Caída: Es el ángulo formado entre el plano medio de la rueda y el eje normal al plano de rodadura. Se define como positivo si la rueda está inclinada hacia afuera del vehículo y negativo si lo hace hacia el interior, figura 2.13. Por norma general este valor límite está en torno a los 2 grados. [13]

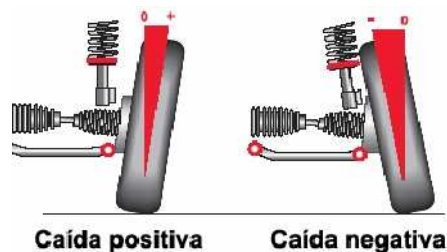


Figura 2.13: Ángulo de caída de un neumático

El ángulo de caída varía debido a los movimientos de compresión y extensión de la suspensión. Cuando un vehículo realiza una curva las ruedas que más trabajan son las exteriores, debido a que la masa se desplaza sobre estas haciendo que se compriman sus suspensiones y que la rueda se mueva hacia arriba respecto al chasis. Por lo que interesa que al comprimirse la suspensión el ángulo de caída se haga más negativo con la finalidad de aumentar la fuerza lateral disponible

Ángulo de avance: Cuando el pivote está inclinado de tal manera que su proyección sobre el suelo encuentre a este antes del punto teórico de contacto de los neumáticos con él, el

avance es positivo. Si la proyección se encontrase por detrás del punto teórico de contacto (en el sentido de la marcha) el avance es negativo.

Lo más general es que sea positivo, no dándose casos de avance negativo más que prácticamente en vehículos pesados.

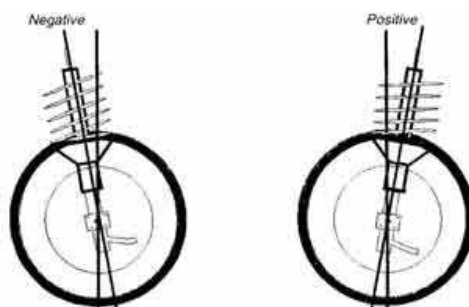


Figura 2.14: Ángulo de avance

El fenómeno de avance tiene por finalidad estabilizar el vehículo sobre una trayectoria rectilínea. Cuando el empuje del vehículo buggy y en general de todos los vehículos se realiza desde las ruedas trasera (propulsión), el eje delantero es empujado hacia atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto desaparece dando al pivote un cierto ángulo de avance, de manera que la proyección del eje del pivote corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del apoyo de la rueda.

Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto de apoyo, tienda a esta siempre en la línea recta y por detrás del punto de impulsión. Al girar la dirección la rueda se orienta sobre el punto fijado para el avance. Suele estar comprendida entre 0 y 4° positivos para vehículos de motor delantero y propulsión trasera y de 6 a 12° con motor trasero. [14]

Convergencia y divergencia: El ángulo de convergencia puede definirse como el formado por los planos medios de las ruedas con el eje longitudinal del vehículo, figura 2.15. La convergencia puede ser de signo positivo o negativo. En el caso de que los planos medios de las ruedas tiendan a juntarse en la parte delantera del automóvil se dirá que existe una convergencia.

En el caso contrario, es decir, cuando los planos medios de las ruedas tiendan a juntarse en la parte posterior del vehículo, se dirá que la convergencia es de signo negativo, más

comúnmente conocido como divergencia, cuando mayor es la divergencia del eje delantero, más rápida es la maniobra de ingreso en las curvas. [15]

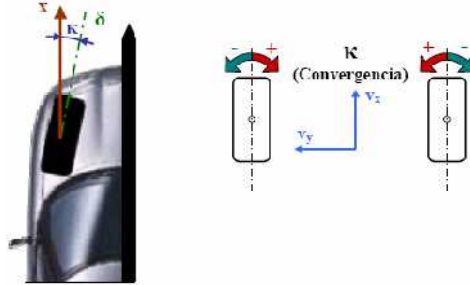


Figura 2.15: Ángulo de Convergencia

2.2 Sistema de dirección.

Se conoce como el sistema de dirección de un vehículo a todos los órganos que permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas por el piloto sobre un mando de accionamiento. [16]

2.2.1 Función.

La función del sistema de dirección es permitir un control direccional, suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas, las acciones de adelantamiento o de evasión ante obstáculos presentes en la carretera y las maniobras a baja velocidad.

En la adaptación del sistema de dirección se buscará un buen asilamiento de las perturbaciones procedentes de la carretera, al mismo tiempo que asegure un contacto adecuado neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas.

La dirección, conjuntamente con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil. De ahí que la dirección debe recibir un trato de especial.

El sistema de dirección es sin duda uno de los más importantes del vehículo. De la dirección depende en gran parte la seguridad en carretera que presente el vehículo, por ello debe

reunir una serie de cualidades que proporcionen al conductor, durante la marcha del vehículo, la comodidad y seguridad necesaria en la conducción; estas cualidades son las siguientes:

Reversibilidad controlada

Suavidad

Precisión

Estabilidad

Reversibilidad controlada: La irreversibilidad de la dirección escrita en la consecución de un control de las ruedas y, en general de la trayectoria del vehículo por parte del usuario sin que las irregularidades del terreno afecten al control de la dirección, pero que al mismo tiempo permita la capacidad autodireccional de la misma. Esto se consigue mediante la adecuación de los elementos de transmisión de que consta el mecanismo de la dirección.

Suavidad: El mecanismo debe ser lo suficientemente ligero como para permitir una buena maniobrabilidad sin la necesidad de realizar esfuerzos excesivos sobre el volante, ello se consigue, mediante el adecuado sistema desmultiplicador.

Precisión: Si la dirección fuera excesivamente suave nos encontraríamos con una significativa pérdida de precisión, resultaría muy difícil durante la conducción evitar que el volante no se moviera ligeramente en uno u otro sentido, lo que provocaría que el vehículo circulara, en mayor o menor medida, dando bandazos de un lado a otro de la calzada. Por otro lado, si la dirección resulta excesivamente dura, la conducción resultaría fatigosa e imprecisa.

Entre las causas que pueden hacer que el sistema de dirección resulte impreciso cabe destacar:

- El excesivo juego en los órganos de la dirección.
- El alabeo o abolladura de las llantas de las ruedas.
- Un desgastes desigual en los neumáticos.
- La inadecuada presión de hinchado de los neumáticos, que si no es igual en las dos ruedas directrices provocara que el vehículo tienda a irse a uno de los lados.

Estabilidad: Es la característica básica de la dirección, se consigue como conjunción de todas las anteriores y resulta fundamental para garantizar la seguridad de la conducción, esta depende también de factores como la fiabilidad del mecanismo y la calidad de los materiales empleados.

2.2.2 Tipologías del sistema de dirección.

Los vehículos han utilizado soluciones basadas en mecanismos articulados, de sistemas más sencillos de un único cuadrilátero articulado de Jeantaud, a diseños complejos para vehículos con suspensión independiente. El conductor ejerce, de forma general, su acción de control sobre un volante de dirección que está unido por medio de acoplamientos, denominados en conjunto columna de dirección, a los mecanismos de actuación sobre las ruedas. Para la unión entre la columna de dirección y el varillaje dirección se han empleado diferentes y variadas configuraciones. Las que se instalan y diseñan en la actualidad se pueden englobar esencialmente en dos grandes grupos. [17]

Sistema piñón cremallera: Este sistema consiste en el volante de dirección y la unidad de la columna de dirección, que transmite la fuerza de dirección del conductor al engranaje de dirección, la unidad del engranaje de dirección, que lleva a cabo la reducción de velocidad del giro del volante de dirección, transmitiendo una gran fuerza a la conexión de dirección, y la conexión de dirección que transmite los movimientos del engranaje de dirección a las ruedas delanteras. [18]

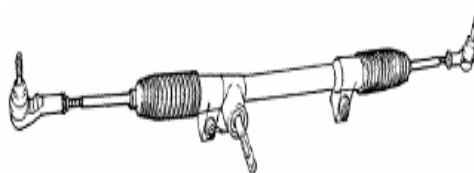


Figura: 2.16: Piñón cremallera

Constitución de la dirección por cremallera: Está constituida por una barra en la que hay tallada un dentado de cremallera, que se desplaza lateralmente en el interior de un cárter apoyada en unos casquillos de bronce o nailon, figura 2.17. Esta accionada por el piñón, montado en extremo del árbol del volante, engranando con la de cremallera.

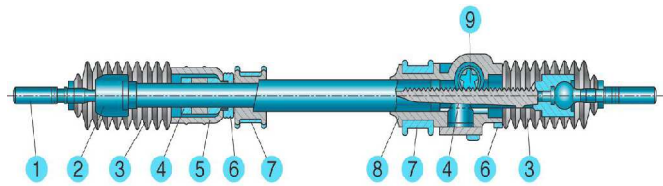


Figura 2.17: Constitución de la cremallera

1. Barra de dirección.
2. Rótula barra de dirección.
3. Guardapolvos de la cremallera de la dirección
4. Cremallera
5. Casquillo cremallera de dirección.
6. Fijación guardapolvos.
7. Taco elástico.
8. Caja de dirección
9. Sinfín de la dirección.

El movimiento giratorio del volante se transmite a través del árbol y llega a la caja de dirección que transforma el movimiento giratorio en otro rectilíneo transversal al vehículo.

A través de barras articuladas con rótulas, el mecanismo de dirección alojado en la caja transmite el movimiento transversal a las bieletas o brazos de acoplamiento que hacen girar las ruedas alrededor del eje del pivote.

Sistema de bolas recirculantes: En este sistema hay un gran tornillo roscado, que recibe el extremo de la barra de dirección.

Este tornillo da tres o cuatro vueltas alrededor de sí mismo, produciendo el movimiento de una serie de engranajes, este desplazamiento disminuye el esfuerzo que debe realizar el conductor para mover las llantas, debe su nombre a que utiliza una serie de esferas que facilitan el movimiento, al hacerlo más suave.

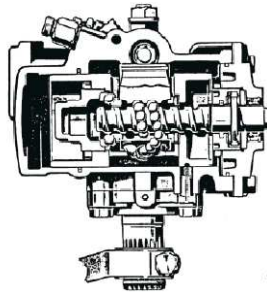


Figura 2.18: Cajetín de bolas recirculantes

2.2.3 Elementos de la dirección.

La orientación de las ruedas directrices, para que el vehículo tome la trayectoria deseada, se realiza a través de una serie de elementos acoplados al mismo, que tienen como finalidad transmitir el giro del volante a las ruedas. Este conjunto de elementos está constituido por un mecanismo desmultiplicador llamado columna de dirección y una serie de palancas y barras de acoplamiento, que componen lo que se llama la tirantería de la dirección.

Árbol o columna de la dirección: Este mecanismo transforma el giro del volante en movimiento de vaivén en su palanca de mando, figura 2.19. El árbol de dirección realiza una desmultiplicación de giro y la multiplicación de fuerza necesaria para poder orientar las ruedas; o lo que es lo mismo, como el esfuerzo que hay que aplicar a las ruedas para su orientación está en función del peso que sobre ellas gravita.

Este mecanismo realiza una desmultiplicación del esfuerzo a realizar en el volante para que el conductor pueda realizar la maniobra con el mínimo esfuerzo.

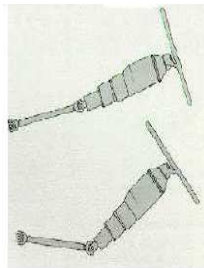


Figura 2.19: Columna de la dirección

La columna de dirección tiene una gran influencia en la seguridad pasiva. Todos los vehículos están equipados con una columna de dirección retráctil, formada por dos o tres tramos con el fin de colapsarse y no producir daños al conductor en caso de colisión. Estos tramos están unidos mediante juntas cardan y elásticas diseñadas para tal fin.

Volante: Esta diseñado con una forma ergonómica con dos o más brazos, con la finalidad de obtener mayor facilidad de manejo y comodidad. Su misión consiste en reducir el esfuerzo que el conductor aplica a las ruedas.

Existen muchos estilos de volantes. El diámetro puede variar. Un volante más grande es más fácil de girar, mientras que uno más pequeño puede exigir mayor esfuerzo pero también permite sentir mejor el contacto con la calzada. A menudo los radios del volante están situados de forma que faciliten poner la mano en el lugar más lógico y para que no impidan al conductor ver el panel de instrumentos.

Brazos de acoplamiento: Estos elementos transmiten a las ruedas el movimiento obtenido en la caja de la dirección y constituyen el sistema direccional para orientar las mismas. Este sistema está formado por unos brazos de acoplamiento montados sobre las manguetas de forma perpendicular al eje de las ruedas y paralelos al terreno. Estos brazos llevan un cierto ángulo de inclinación para que la prolongación de sus ejes coincida sobre el centro del eje trasero y tienen por misión el desplazamiento lateral de las ruedas directrices.



Figura 2.20: Brazo de acoplamiento de la dirección

Rótulas: Están constituidas por un muñón cónico en cuyos extremos tiene, por una parte, la unión roscada que permite su desmontaje y, por otra parte, una bola o esfera alojada en una caja esférica que realiza la unión elástica, figura 2.21. Su misión consiste en realizar la unión elástica entre la caja de dirección y los brazos de acoplamiento de las ruedas, además de permitir las variaciones de longitud para corregir la convergencia de las ruedas. Estas permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección como al efecto de la suspensión.



Figura 2.21: Rótula de la dirección

Mangueta: Son las piezas que al girar alrededor del pivote hacen moverse a la rueda. Su forma en función de si el vehículo es de tracción delantera o posterior, figura 2.22. Cuando el vehículo tiene tracción delantera la mangueta tiene un agujero en el centro por el que pasa el palier y que le sirve de guía.



Figura 2.22: Mangueta

CAPÍTULO III

3 DESARROLLO DEL TRUCAJE, ADAPTACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

3.1 Alternativas.

Las alternativas para desarrollar el sistema de suspensión son: El sistema de suspensión independiente y dependiente, este último sistema se lo descartó por las diversas desventajas que proporciona en relación con un sistema de suspensión independiente, entre las cuales enfatizo las más importantes.

En la suspensión con eje rígido o dependiente, las ruedas van unidas entre sí mediante un eje, el cual va unido a la estructura del vehículo mediante los sistemas de suspensión (resortes, amortiguadores, ballestas, etc.) esto suponen interacciones inevitables en los movimientos de una y otra rueda. En la suspensión independiente cada rueda va unida a la estructura mediante brazos articulados, lo que permitiría movimientos autónomos en cada rueda. En lo que respecta a costos y peso; el sistema de suspensión dependiente resultaría económico por su simplicidad, pero aumentaríamos peso no suspendido. Por las razones descritas anteriormente nos inclinamos por el sistema de suspensión independiente a las cuatro ruedas. Ahora bien dentro de la suspensión independiente existe una variedad de sistemas, entre los cuales mencionaremos dos alternativas.

3.2 Alternativa 1: Suspensión independiente de paralelogramo deformable.

En este tipo de sistema de suspensión cada rueda es guiada mediante un brazo superior (corto) y otro inferior (largo) figura 3.1, el otro extremo de los brazos van unidos al chasis.



Figura 3.1: Suspensión independiente de paralelogramo deformable

3.3 Alternativa 2: Suspensión independiente McPherson.

Se puede distinguir una suspensión McPherson porque el amortiguador es solidario con la mangueta, bien porque va integrado dentro, o sujeto con pernos. La suspensión McPherson se usa en los dos ejes, figura 3.2, pero es más frecuente en el delantero.

Cuando una suspensión de tipo McPherson está en el eje de la dirección tiene como sujeción inferior bien un triángulo o dos brazos que forman un triángulo. Cuando hay una suspensión McPherson en un eje que no tiene dirección, lo normal es que haya tres elementos inferiores de unión: dos brazos transversales y uno oblicuo o longitudinal. Si bien tiene como ventajas su simplicidad, tiene un problema geométrico, ya que debido a su configuración no es posible que el movimiento de la rueda sea vertical, sino que el ángulo vertical varía algunos grados durante su movimiento.



Figura 3.2: Suspensión independiente McPherson delantera

3.4 Análisis de alternativas.

3.4.1 Criterio económico.

Se debe orientar hacia un estable sistema de suspensión, con el menor costo de adaptación y construcción posible.

3.4.2 Criterios técnicos.

Ergonomía.

En toda competencia automovilística se busca optimizar el espacio es decir reducir a lo máximo, sin que afecte a la conducción del piloto. La no intromisión que tenga el sistema de suspensión en el vehículo sería una ventaja importante.

Peso.

El peso en las masas no suspendidas es muy importante tener en cuenta en el vehículo de competencia cuando se habla de adaptaciones y construcciones, buscar un óptimo rendimiento de la suspensión sin sacrificar agarre, estabilidad, o capacidad de aislamiento de las irregularidades del circuito, razón por la cual se busca elementos livianos. La Tabla 3.1, muestra una comparación de pesos, la alternativa 1 consta la mangueta, manzana, brazos de suspensión más rótula y terminal, en la alternativa 2 consta la mangueta que es de considerable peso, manzana, brazo inferior de la suspensión más rótula.

Tabla 3.1: COMPARACIÓN DE PESOS ENTRE LAS DOS ALTERNATIVAS

	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
PESO	10 kg	15 kg

3.5 Evaluación de las alternativas.

Las alternativas planteadas serán sometidas a una evaluación en base a los criterios técnicos y económicos.

Existen diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor entre (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 3.2: EVALUACIÓN ECONÓMICA

PUNTOS DE EVALUACIÓN		FACTOR DE IMPORT.(fi)	PUNTAJE (pi)		
			ALTERNAT. 1	ALTERNAT. 2	PUNTAJE IDEAL
1	Materiales	3	4	3	5
2	Fuentes de energía	2	4	3	5
3	Costos de adaptación	3	4	3	5
4	Mantenimiento	3	4	4	5
Total = $\sum(fi \times pi)$			44	36	55
Coeficiente Económico = P total/P ideal			80%	65%	100%

Según lo mostrado en la tabla 3.2, en lo que respecta a materiales la alternativa 1 nos brindara un ahorro en material, más allá de los dos brazos de suspensión, mientras que en la alternativa 2 tenemos el brazo inferior de la suspensión mas una base superior estructurada al chasis, todo este conjunto de la base superior ocuparía más espacio en la estructura del vehículo.

Tabla 3.3: EVALUACIÓN TÉCNICA

PUNTOS DE EVALUACIÓN		FACTOR DE IMPORT. (fi)	PUNTAJE (pi)		
			ALTERNAT. 1	ALTERNAT. 2	PUNTAJE IDEAL
1	Estabilidad	3	4	3	5
2	Seguridad	3	4	4	5
3	Confort	2	3	3	5
4	Movimientos indeseables	3	4	3	5
5	Peso	3	5	3	5
6	Apariencia	1	4	3	5
Total = $\sum(fi \times pi)$			61	48	75
Coeficiente Económico = P total/P ideal			81%	64%	100%

3.6 Selección de la alternativa.

La alternativa más adecuada será la opción que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, nos brinde un equilibrio entre estas.

Según el análisis realizado anteriormente se seleccionó la alternativa uno, la cual ofrece estabilidad, bajo peso no suspendido y seguridad de la suspensión.

3.7 Trucaje y construcción del sistema de suspensión.

El primer paso en el desarrollo de las suspensiones, es la consideración de índole reglamentaria. Esta fijará las normas y límites entre los cuales podremos trabajar para desarrollar el proyecto. (**Anexo 1:** Reglamento “FAU”).

Seguidamente debemos pensar en la elección de las llantas y neumáticos que vamos a utilizar para el buggy, establecer sus dimensiones sin descuidar el reglamento, los aros y neumáticos con los que trabajamos son de cuadrón y sus dimensiones son:

Neumático delantero maxxis	:	21x7x10 (in)
Neumático posterior	:	22x11x10
Llanta delantera	:	10x7
Llanta posterior	:	10x11

Se eligió estos aros por su bajo peso en comparación con los de autos de serie, también esta decisión se basó en la necesidad de espacio para introducir en él la mangueta y el sistema de frenos, para el resto del desarrollo del proyecto se decidió trabajar con piezas de autos, la razón es obviamente el costo, reducir precios de adaptación pero sin descuidar las prestaciones y seguridad que tendrá el vehículo.

Con los aros y neumáticos ya adquiridos podremos trazar trochas, distancias entre ejes, y longitud de brazos de suspensión.

3.7.1 Fijación de las trochas.

Si necesitamos un vehículo con optimas aptitudes aerodinámicas, o sea que compita en mayoría de circuitos con máxima velocidad, debemos considerar que a mayor trocha, aumenta la resistencia aerodinámica del automóvil, debido a la mayor área frontal. Si por otro lado deberá competir en circuitos trabados con curvas de baja velocidad, donde se da prioridad a la maniobrabilidad del mismo, el ancho máximo del vehículo permitido por el reglamento nos brindara la mejor maniobrabilidad necesaria para este tipo de circuitos debido a la menor transferencia de pesos.

Según el ancho máximo permitido por el reglamento, nos dio una trocha delantera de 1422,2 mm., y la distancia entre ejes de 1900 mm., para el vehículo.

Plano 01: Fijación de trocha delantera.

3.7.2 Altura del chasis.

Es conveniente que la mayoría de las masas estén lo más cerca del suelo, ya que así se disminuye la altura del centro de masa del vehículo, lo cual impacta positivamente en el comportamiento en curva, frenado y aceleración, pues disminuye el torque que produce el balanceo o cabeceo (inclinaciones longitudinales o transversales, según sea el caso), razón por la se optó en primera instancia para el trazado en CAD por 180 mm., del altura del chasis

respecto al suelo. La transferencia de peso del vehículo depende principalmente de la altura del centro de gravedad y para evitar dicha transferencia que trae conjuntamente una deformación del neumático, el centro de gravedad deberá estar ubicado lo más bajo posible, esta es una premisa fundamental.

3.7.3 Elección de la mangueta.

Antes de continuar con el trazado de la suspensión (definir brazos, C.I.R. y el centro de balanceo) se debe decidir la mangueta a utilizar en el proyecto y nos basamos en lo siguiente:

La mangueta será seleccionada haciendo hincapié en los siguientes criterios:

1. La mangueta a utilizar será de un vehículo que sea de tracción posterior.
2. Que tenga un ángulo de salida adecuado.
3. Que sea de un material mecanizable (por razones de espacio para el sistema de frenos. Ejemplo para el caliper de freno).
4. Menor volumen de material.
5. Bajo peso.
6. Económica.

Teniendo en cuenta todos estos parámetros, se eligió la mangueta que utiliza el vehículo de la marca Chevrolet San Remo con las siguientes características:

1. Vehículo de tracción posterior.
2. Ángulo de salida de 5°.
3. Material de acero al carbono, fácil de mecanizar y soldar.
4. Peso equivalente de la mangueta de 1,5 Kg.

(**Anexo 2:** Fotos de componentes).

3.7.4 Altura del centro de balanceo (roll).

El centro de balanceo es un punto sobre el cual el vehículo se balancea cuando sufre una aceleración lateral. Su posición está determinada por la geometría de los trapecios figura 3.3.

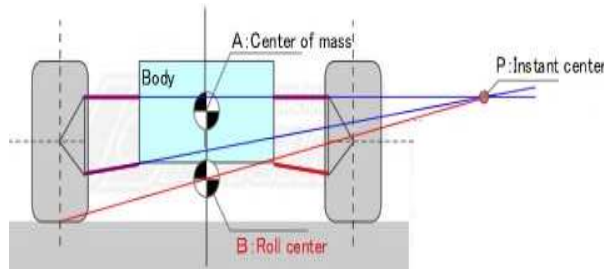


Figura 3.3: Centro de balanceo

Cuando una tomamos una curva el peso del vehículo tiende a desplazarse hacia el exterior de la misma por la fuerza centrífuga, comprimiendo los muelles de los amortiguadores de la parte exterior de la curva y haciendo que se extiendan los de la parte interior, lo que hace que el vehículo tienda a balancearse lateralmente alrededor del centro de balanceo, es decir el tomar una curva origina una rotación del chasis que debe ser compensada por la suspensión para mantener la estabilidad del vehículo.

Esta rotación se produce porque por un lado tenemos la fuerza centrífuga aplicada sobre el CG, mientras que por el otro la adherencia de las ruedas aplica otra fuerza igual y en sentido contrario sobre el CB, lo que da lugar a un par de fuerzas opuestas que obliga al chasis a rotar figura 3.4.

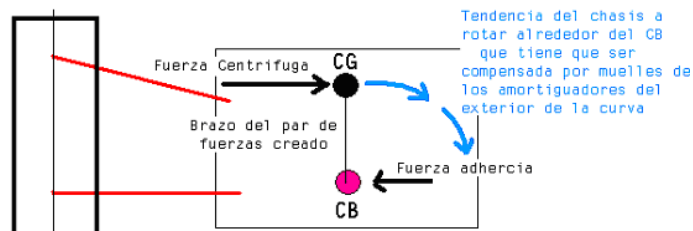


Figura 3.4: Generación de fuerzas

Para evitar el balanceo del vehículo buggy la solución sería poner unos muelles duros que rápidamente compensaran el balanceo y nos permitieran conseguir una mayor de estabilidad del chasis, pero esto puede ser perjudicial porque el suelo donde el buggy compite es irregular, donde necesitamos de unos muelles blandos que permitan que nuestras ruedas estén el mayor tiempo posible en contacto con el terreno. En los automóviles de competición modernos con los

neumáticos actuales (baja relación de aspecto), el centro de balanceo está ubicado generalmente entre 0-75 mm., por encima del piso. [19]

Para el trazado en CAD en primera instancia probamos con una altura promedio de la recomendable, pero se tuvo el inconveniente que los soportes de los brazos de suspensión al chasis quedaban muy altos (por encima del tubo inferior del chasis), razón por la cual tuvimos que subir el centro de balanceo, al hacerlo nos aproximamos al centro de gravedad y por tanto reducimos el par de giro que es lo que provoca el balanceo, pero hay que tomar en cuenta que si tenemos una altura muy elevada del centro de balanceo tendríamos un efecto adverso conocido como “jacking”.

El efecto jacking se produce cuando las ruedas tienen tendencia a levantarse debido a la aceleración lateral del buggy cuando gira. Entonces probamos una altura en CAD de tal manera que nos brinde un buen compromiso entre ambos aspectos, dando como resultado de esto una altura de 75 mm sobre el piso.

3.7.5 Centro instantáneo de rotación.

Para seguir definiendo puntos de la suspensión, seguimos con el centro instantáneo de rotación (CIR). Este eje parte desde el punto medio de contacto del neumático y cruza por el centro de balanceo, el largo de este eje virtual, en una suspensión para un vehículo de competición debería situarse entre 1.25 y 2.25 veces la trocha de la suspensión analizada. [20], Se ha ubicado este eje a 1,8 veces la trocha como indica la tabla 3.4.

Tabla 3.4: C.I.R.

CENTRO INSTANTANEO DE ROTACIÓN (C.I.R.)			
	Trocha	Rango	C.I.R. (mm)
C.I.R.= Trocha*(1,25 a 2,25)	1422,2	1,25	1777,75
		1,5	2133,3
		1,75	2488,85
		1,8	2559,96
		2	2844,4
		2,25	3199,95

3.7.6 Trazado de los brazos de suspensión y soportes de los mismos al chasis.

Los brazos de suspensión tienen una relación de longitud de 1.4:1 y 1.6:1 entre el superior y el inferior. Esto significa la longitud de la inferior dividida la del superior. [21].

Se une el punto de articulación superior de la mangueta con el CIR y lo mismo para el punto inferior de la mangueta. Al mismo tiempo que se obtiene la ubicación de los soportes de los brazos de suspensión al chasis tanto inferiores como superiores.

Plano 02: Ubicación de los soportes de la suspensión al chasis, C.I.R. y C.R.

Para la relación de longitud de los brazos de suspensión se ubicó en el trazado en CAD la rotula inferior y la superior, para obtener un dimensionamiento real de los brazos de suspensión. La siguiente tabla 3.5 muestra la relación de longitud de los brazos de suspensión.

Tabla 3.5: RELACIÓN DE LOS BRAZOS DE SUSPENSIÓN

	BRAZO INFERIOR (mm)	RANGO	BRAZO SUPERIOR
Relación de los brazos de suspensión	320,71	1,4	229,1
		1,5	213,8
		1,6	200,4

3.7.7 Ángulo de avance (caster).

En los vehículos actuales, su mayor peso sobre el tren delantero determina un ángulo de avance relativamente pequeño (entre 3° y 6°); en cambio en los de peso más repartido entre los dos trenes, como la tracción posterior que es nuestro caso, se proporciona un valor superior que está entre los (6°-12°). [22].

Por lo que en esta situación se elijo por el promedio de este rango, que sería de 9°.

Lo que importa, desde el punto de vista de la competición, es el hecho de que el ángulo de avance hace que al girar la dirección se incremente el ángulo de caída estático; el de caída con la dirección girada depende del valor del de avance; evidentemente, todo afecta a la dinámica del vehículo.

3.7.8 Geometría de la suspensión para un anti-dive.

Dotando a los brazos de la suspensión de inclinaciones adecuadas en su acoplamiento al chasis, se consigue reducir el cabeceo de la parte delantera del vehículo, un hundimiento en frenada y un levantamiento en aceleraciones.

Será necesario hacer converger los brazos de suspensión de tal manera que el punto de intersección se encuentre por detrás del centro de la rueda. El porcentaje anti-dive oscila entre 0 y 100, y es la resistencia que ofrece la suspensión por su geometría al movimiento vertical del tren que estamos estudiando.

En la práctica no se utiliza la configuración 100% anti-hundimiento, sino que rara vez sobrepasa el 50%. [23]

Si hablamos del 100 % de anti-dive decimos que la suspensión tiene la máxima resistencia al pitch o cabeceo. Si por el contrario hablamos del 0 % decimos que la resistencia es nula.

En la figura 3.5 (Vista en lateral) se muestra el porcentaje de anti-dive para nuestro vehículo, este parámetro de reglaje de la suspensión delantera se mide en función del centro de gravedad del vehículo.

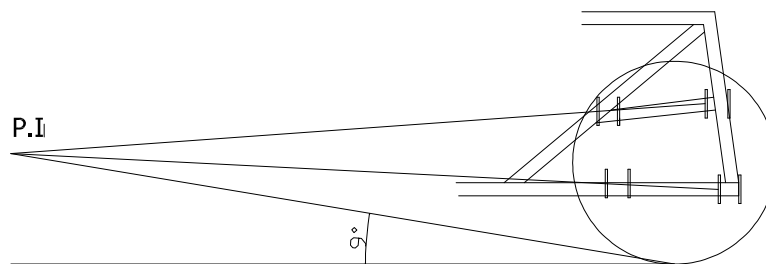


Figura 3.5: Proyección de los brazos de suspensión en vista lateral

$$\% \text{ antidive} = (\% \text{ fred}) \cdot (\text{tang } \theta) \cdot \left(\frac{l}{h}\right) \quad (3.1)$$

Donde:

- % fred : Repartimiento de frenada; 60-40%.
- $\text{tang } \theta$: Ángulo de la recta que une el centro de contacto de la rueda con el punto de intersección P.I.; 9°
- h : Altura del centro de gravedad; 430 [mm]
- l : Distancia entre el eje delantero y posterior 1900 [mm]

$$\% \text{ anti - dive} = (60) \cdot (\text{tang } 9) \cdot \left(\frac{1900}{430}\right)$$

$$\% \text{ anti - dive} = 41 \%$$

3.7.9 Forma de establecer los pesos no suspendidos y suspendidos del vehículo.

Los pesos no suspendidos serían las suspensiones y los suspendidos serían el chasis y todo lo que en él se fija. En esta definición hay partes que son dudosas pues son intermedias por lo tanto se clasifican estrictamente por definición.

Masa no suspendida: Llanta, Neumático, Portamasas (mangueta), Manzana, Cáliper de freno, Disco de frenos.

Masa suspendida: Chasis, Carrocería, Motor, Transmisión.

El inconveniente está en los elementos que unen estas dos. Por definición se toma de esta manera:

Los elementos que unen ambas masas que son:

Brazos de suspensión (superior e inferior)

Rotulas que se unen a la mangueta

Amortiguadores

Espirales

Brazos de dirección

Sus pesos pasan a ser 50% de cada parte, representando que el 50% del peso de estos elementos será masa no suspendida y el restante 50 % será masa suspendida. [24]

El procedimiento para calcular ambas masas es el siguiente:

3.7.10 Peso suspendido.

Se procedió a pesar el vehículo completo como muestra la figura 3.6 con todos sus aditamentos (motor, líquidos, piloto y combustible) sobre cuatro balanzas en las esquinas del vehículo, esto se lo hace en un piso nivelado, y anotamos los pesos, la cual nos dio como resultado.

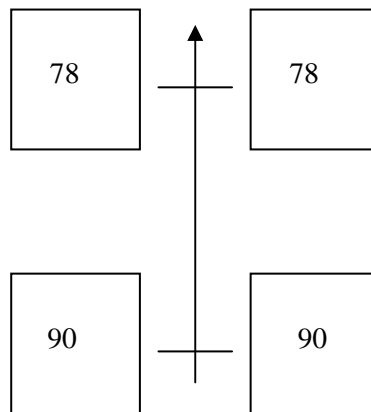


Figura 3.6: Pesado del vehículo completo

Peso total por rueda delantera : 78 kg.

Peso total por rueda trasera : 90 kg.

Peso total del vehículo : 336 kg.



Porcentaje de peso en el eje delantero : 47%

Porcentaje de peso en el eje posterior : 53%

Luego hallaremos los pesos no suspendidos. Para ello debemos desarmar las suspensiones y pesar por separados todos los elementos.

3.7.11 Peso no suspendido en la rueda delantera.

El peso de la rueda delantera completa con todos los elementos (rueda, neumático, mangueta, manzana, caliper de freno y disco de freno) es de 10 Kg, adicionalmente tomamos en cuenta los complementos como muestra la tabla 3.6.

Tabla 3.6: COMPLEMENTOS DEL PESO NO SUSPENDIDO

ELEMENTO	PESO Kg. (al 100%)	PESO Kg. (al 50%)
Brazo superior	1	0,5
Brazo inferior + rotula	1,5	0,75
Brazo de la dirección	0,5	0,25
Amortiguador	2	1
Espiral	1	0,5
	$\Sigma = 6$	$\Sigma = 3$

Luego encontramos el peso no suspendido total que va ser igual a:

Peso total de la rueda delantera + Suma de los pesos al 50% de los complementos.

$$(10 + 3)Kg. = 13 Kg.$$

3.7.12 Peso no suspendido en la rueda posterior.

El peso de la rueda posterior completa con todos los elementos (rueda, neumático, manzana) es de 15 Kg., cabe recalcar que las dimensiones del neumático-rueda posterior son mayores a la delantera. La tabla 3.7 muestra los complementos del peso no suspendido.

Tabla 3.7: COMPLEMENTOS DEL PESO NO SUSPENDIDO:

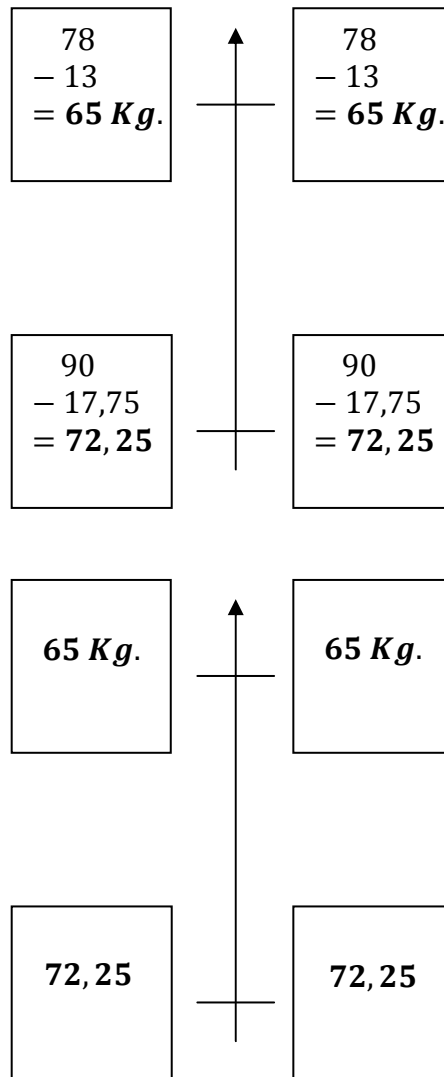
ELEMENTO	PESO Kg. (al 100%)	PESO Kg. (al 50%)
Conjunto de los brazos de suspensión	2,5	1,25
Amortiguador	2	1
Espiral	1	0,5
	$\Sigma = 5,5$	$\Sigma = 2,75$

Luego encontramos el peso no suspendido total que va ser igual a:

Peso total de la rueda posterior + Suma de los pesos al 50% de los complementos.

$$(15 + 2,75)Kg. = 17,75 Kg.$$

Seguidamente se encontró el peso total del eje delantero y posterior, esto se lo realizo con el valor del peso total del vehículo en cada esquina que se obtuvo al pesarlo, menos el peso total no suspendido:



3.7.13 Fijación de los amortiguadores.

El sistema de suspensión del vehículo lleva incorporados unos amortiguadores ajustables según la carga con un valvulado que se ajusta automáticamente a las condiciones extremas de la carretera para proporcionar uniformidad y una suspensión estable, de fabricación Monroe Sensatrac con tecnología PSD (amortiguación sensible a la posición) y cargados con gas nitrógeno, además lleva muelles incorporados coaxialmente. Tal y como está construida la suspensión, el recorrido libre del amortiguador coincide con el desplazamiento de ésta, es decir que los amortiguadores hacen de tope tanto a compresión como a extensión de la suspensión, de esta manera los limites ponen los amortiguadores.

Para fijar los amortiguadores al chasis primero se estableció el recorrido o la carrera que van a tener estos en cada etapa tanto a compresión como a extensión. El recorrido de un amortiguador para un vehículo de rally debería ser del 60% en compresión y 40 % en extensión. [25].

Midiendo el recorrido libre del amortiguador nos dio 200 mm., la cual sería un 60 % para compresión y un 40% para extensión. Dando como resultado 120 mm., para la etapa de compresión y 80 mm., para la etapa de extensión. Luego se ubicó el amortiguador en el brazo inferior de los brazos de suspensión delantera tomando en cuenta el recorrido que va a tener en sus etapas. De la misma manera que se realizó para el amortiguador delantero se procedió a la ubicación del posterior.

3.7.14 Número de espiras (vueltas) del espiral.

Es imprescindible conocer el número de espiras que debería tener el espiral, porque va ser el peso total del vehículo soportado por éste en cada esquina, para ello se cálculo la constante del espiral, conociendo las solicitaciones que tendría éste en estado estacionario se calculó el número de vueltas que servirán para mantener al vehículo en equilibrio a la altura elegida previamente.

3.8 Cálculos.

3.8.1 Cálculos para la suspensión delantera.

Constante del espiral

$$kte = \frac{d^4 \cdot G}{8 n D_m^3} \quad (3.2)$$

Datos:

<i>kte</i>	Constante del espiral; [kg/mm] ; [N/mm]
<i>d</i>	Diámetro del alambre 9 [mm]
<i>G</i>	Modulo de elasticidad 780000 [kg/cm ²] 7800 [kg/mm ²]
<i>n</i>	Número de vueltas útiles = (vueltas totales – 2) = (18 – 2) = 16
<i>Dm</i>	Diámetro medio del alambre=diámetro exterior – d = (80-9)= 71 [mm]

$$kte = \frac{9^4 \cdot 7800}{8 \cdot 16 (71)^3}$$

$$kte = \frac{51175800}{45812608}$$

$$kte = 1,11 \text{ Kg/mm} = 62,15 \frac{\text{lb}}{\text{in}}; 10,87 \text{ N/mm}$$

Cálculo de la fuerza del espiral:

Diagrama de cuerpo libre de un cuarto de vehículo:

En el diagrama tenemos un peso P_n que es el peso de un cuarto del vehículo en el neumático, F_r es la fuerza del espiral para mantener la altura deseada al vehículo.

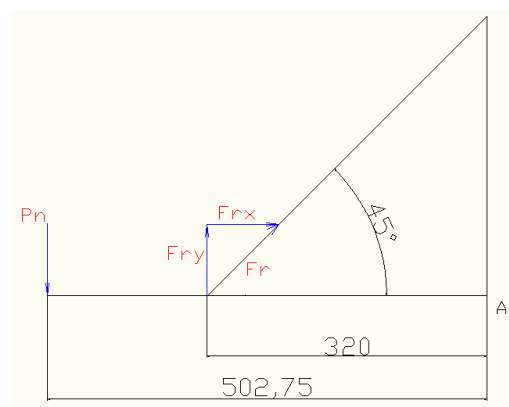


Figura 3.7: Representación de fuerzas

Datos:

P_n Peso sobre el neumático; 78 [kgf]

$\Sigma MA = 0$ sentido Anti horario (+)

$$P_n \cdot 502,75 - Fry \cdot 320 = 0$$

$$P_n \cdot 502,75 - Fr \cdot \text{Sen } 45^\circ \cdot 320 = 0$$

$$78 \cdot 502,75 - Fr \cdot 226,27 = 0$$

$$Fr = \frac{39214,5}{226,27} = 173,30 \text{ [kgf]}; 1698,42 \text{ [N]}$$

Cálculo para encontrar el número de espiras:

Fórmula según normas DIN (Instituto Alemán de Normalización) para encontrar el número de espiras.

$$n = \frac{d^4 \cdot G \cdot f}{F_r \cdot 8 \cdot (D_m)^3} \quad (3.3)$$

Deflexión del espiral con carga estática:

Aplicando la Ley de Hooke

$$F = Kte \cdot x \quad (3.4)$$

$$x = \frac{F}{Kte}$$

$$x = \frac{1698,42}{10,87}$$

$$x = 156,13 \text{ [mm]}$$

Para efectos prácticos, en el comportamiento dinámico, la máxima carga que puede soportar un espiral de un vehículo en carrera será del orden del doble de la carga estática. [26]

Entonces como referencia se tomo el valor 312 mm., de desplazamiento máximo del espiral, pero como tenemos que el recorrido del amortiguador es de 200 mm., partimos con este valor de desplazamiento, utilizando la ecuación 3.3 tenemos.

f Desplazamiento del espiral; 200 [mm]

$$n = \frac{d^4 \cdot G \cdot f}{F_r \cdot 8 \cdot D_m^3}$$

$$n = \frac{(9)^4 \cdot 7800 \cdot 200}{173,30 \cdot 8 \cdot (71)^3}$$

$$n = \frac{1,02 E10}{49620781,04}$$

$$n = 20$$

Debido a estas 20 espiras de resultado y contando que el espiral originalmente viene con 18 espiras, se decidió reducir el desplazamiento de la suspensión pasando de los 200 mm., a 150 mm., obteniendo como resultado lo siguiente:

$$n = \frac{(9)^4 \cdot 7800 \cdot 150}{173,30 \cdot 8 \cdot (71)^3}$$

$$n = \frac{7676370000}{496207810,4}$$

$$n = 17$$

Se eligió trabajar con este resultado de las 17 espiras y 150 mm., de recorrido de la suspensión, dejando 50 mm., libres esto se lo realizo para que los amortiguadores no trabajen a tope y así evitar un desgaste prematuro, luego se procedió a cortar las espiras restantes según lo elegido.

Radio de amortiguamiento: Es imprescindible saber cómo se va a comportar el sistema ante las diferentes sollicitaciones que se presenten en el rally. En los vehículos la suspensión presenta un amortiguamiento sub-amortiguado. [27], o sea que ζ es $<$ que 1.

$\zeta < 1$ El sistema se dice que es subamortiguado, que oscilará sobre la referencia, pero con una amplitud decreciente, hasta llegar el estado de equilibrio.

$\zeta > 1$ El sistema se dice que está sobreamortiguado, la masa retornara lentamente hasta el estado de equilibrio, pero más lentamente que en el caso críticamente amortiguado.

$\zeta = 1$ El sistema se dice que esta críticamente amortiguado, la masa retornara lentamente hasta el estado de equilibrio.

Por lo que se expone sería necesario que el sistema estuviera trabajando con un valor de $\zeta < 1$, para asegurar que el sistema actué decrecientemente, como muestra el caso b de la figura 3,8.

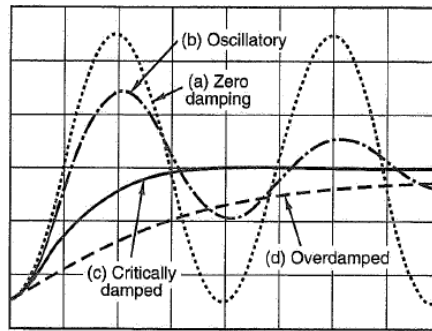


Figura 3.8: Diferentes casos de radio de amortiguamiento

El cálculo se realizó en base a la fórmula 3.5 homologada por SAE. [28], para conocer el tipo de amortiguamiento, dando lo siguiente:

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{C_s}{\sqrt{K_s \cdot m}} \quad (3.5)$$

Donde:

- ζ Radio de amortiguamiento
- C_s Constante de amortiguamiento del amortiguador; [lb/(in/sec)]
- K_s Rigidez del espiral; 62,15 [lb/in]
- m Masa no suspendida del vehículo; 13 [Kg]; 0,89 slug [pie-libra-segundo]

$$C_s = \frac{Fa}{V} \quad (3.6)$$

Donde:

- C_s Constante de amortiguamiento; [lb/(in/sec)]
- Fa Fuerza sobre el pistón del amortiguador; 65 [Kg]; 143,30 [lb]
- V Velocidad de accionamiento; [in/sec]

Este valor de la constante de amortiguamiento C_s , se dedujo, que la velocidad de amortiguamiento es al momento en que la rueda del vehículo entra en contacto con el suelo después de la caída libre del mismo. Se supone que en el momento de contacto la rueda cambia de forma rápida su velocidad. En el momento en que se produce el contacto, la rueda pasa a tener velocidad cero mientras que, instantáneamente y por la inercia, la masa suspendida mantiene su velocidad de caída libre. Bajo tal hipótesis, la velocidad de accionamiento del amortiguador coincide con la velocidad de caída del vehículo.

$$V_c = \sqrt{2 \cdot g \cdot hc} \quad (3.7)$$

Donde:

V_c Velocidad de caída libre; [in/sec]

g Gravedad; 385,82 [in/sec²]

hc Altura de caída libre; 1 [m]; 39,37 [in]

En vehículos buggy para competición en rally como es nuestro caso asumimos que se puede alcanzar valores de hasta 1 metro de caída libre del vehículo en casos muy extremos.

$$V = \sqrt{2 \cdot 385,82 \cdot 59,05}$$

$$V = \sqrt{45565,324}$$

$$V = 174,29$$

$$C_s = \frac{143,30}{174,29}$$

$$C_s = 0,82351589$$

NOTA: Dividimos 0,89 slug para 12 para obtener en in/sec²

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{0,82351589}{\sqrt{62,15 \cdot \left(\frac{0,89}{12}\right)}}$$

$$\zeta = \frac{0,411757}{2,146964}$$

$$\zeta = 0,19$$

3.8.2 Cálculos para la suspensión posterior.

La constante del espiral ya calculada es.

$$kte = 1,11 \text{ Kg/mm}$$

$$= 62,15 \frac{lb}{in}$$

Cálculo de la fuerza en el espiral:

Diagrama de cuerpo libre de una esquina del vehículo:

En el diagrama tenemos un peso P_{n2} que es el peso en la rueda soportando al vehículo; una fuerza Fr_2 que es la fuerza del espiral para mantener a la altura fijada el vehículo.

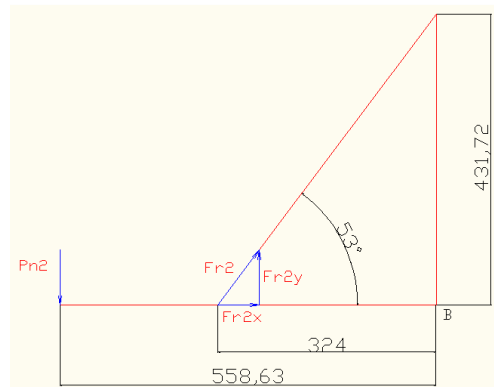


Figura 3.9: Representación de fuerzas suspensión posterior

Datos:

P_{n2} Peso sobre el neumático; 90 [Kg]

$$\Sigma MB = 0$$

$$P_{n2} \cdot 558,63 - Fr_{2y} \cdot 324 = 0$$

$$90 \cdot 558,63 - Fr_2 \cdot \text{Sen } 53^\circ \cdot 324 = 0$$

$$50276,7 + Fr_2 \cdot 258,75 = 0$$

$$Fr_2 = \frac{50276,7}{285,75} = 175,94 \text{ [Kg]; } 1724,21 \text{ [N]}$$

Cálculo para encontrar el número de espiras:

Deflexión estática según la ecuación 3.4

$$x = \frac{1724,21}{10,87}$$

$$x = 158,62 \text{ [mm]}$$

De esto se nota que existe muy poca diferencia de desplazamiento estático entre la suspensión delantera y la posterior.

Se tomo el valor de desplazamiento de la suspensión delantera (150mm), para la suspensión posterior, por las razones descritas anteriormente, obteniendo el mismo número de espiras.

Radio de amortiguamiento:

Utilizando la ecuación 3,5 tenemos:

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{C_s}{\sqrt{K_s \cdot m}}$$

Donde:

- ζ Radio de amortiguamiento
- C_s Constante de amortiguamiento del amortiguador; [lb/(in/sec)]
- K_s Rigidez del espiral; 62,15 [lb/in]
- m Masa no suspendida del vehículo; 17,75 [Kg]; 1,21 slug

Utilizando la ecuación 3,6 tenemos:

$$C_s = \frac{Fa}{V}$$

Donde:

- C_s Constante de amortiguamiento; [lb/(in/sec)]
- Fa Fuerza sobre el pistón del amortiguador; 90 [Kg]; 198,41 [lb]
- V Velocidad de accionamiento; 174,29 [in/sec]

$$C_s = \frac{198,41}{174,29}$$

$$C_s = 1,140221$$

NOTA: Dividimos 1,21 slug para 12 para obtener en in/sec²

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{1,140221}{\sqrt{62,15 \cdot \left(\frac{1,21}{12}\right)}}$$

$$\zeta = \frac{0,411757}{2,146964}$$

$$\zeta = 0,22$$

CAPÍTULO IV

4 DESARROLLO DEL TRUCAJE Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.

4.1 Alternativa 1: Dirección de tornillo sinfín.

Consiste en un tornillo que engrana constantemente con una rueda dentada. El tornillo se une al volante mediante la columna de dirección, y la rueda lo hace al brazo de mando.

De esta manera, por cada vuelta del volante, la rueda gira un cierto ángulo, mayor o menor según la reducción efectuada, por lo que en dicho brazo se obtiene una mayor potencia para orientar las ruedas que la aplicada al volante.



Figura 4.1: Caja de dirección por tornillo sin fin

4.2 Alternativa 2: Dirección por cremallera.

Esta dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo desmultiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de la tirantería direccional.

Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico, es accionada por un piñón helicoidal (2) montado en el árbol del volante y que gira engranado a la cremallera. Debido a su precisión en el desplazamiento angular de las ruedas se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.

4.3 Análisis de alternativas.

La dirección de cremallera frente al de tornillo sin fin presenta una serie de ventajas que se pueden resumir en una mayor sensibilidad en la conducción así como una mayor

reversibilidad que redundan en que el sistema resulte autoalineante, a diferencia de el tornillo sin fin que no es autoalineante, además resulta más barata, tiene un menor peso y requiere un más sencillo proceso de mecanizado.

Por contra, nos encontramos con dos inconvenientes principales: la menor robustez de este mecanismo y el exceso de reversibilidad que, en ocasiones puede resultar muy molesto en la conducción.

Tabla 4.1: VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LAS DIRECCIONES DE CREMALLERA FRENTE A LAS DE TORNILLO SIN FIN

VENTAJAS	INCONVENIENTES
Mayor sensibilidad Autoalineante Mas económica Menor peso Sencillez de mecanizado	Menor robustez Demasiado reversibles

4.3.1 Criterio económico.

En esta adaptación del sistema de dirección para el buggy lo importante es que se lo realice con un excelente mecanismo desmultiplicador y con el menor costo, sin sacrificar su rendimiento.

4.3.2 Criterios técnicos.

4.3.2.1 Ergonomía.

La ergonomía a con la comodidad del piloto situado en la cabina, cabe destacar que en toda competencia automovilística se busca optimizar el espacio es decir reducir a lo máximo, sin afectar a la conducción del piloto.

Analizando las dos alternativas propuestas la ergonomía se aplica a los dos sistemas de dirección.

4.3.2.2 Peso.

El peso en un vehículo de competencia es muy importante tener en cuenta, cuando se habla de adaptaciones, buscar un óptimo rendimiento sin sacrificar consumo de combustible, degradación de neumáticos y sobre todo la velocidad del mismo razón por la cual en todo vehículo de competencia se busca elementos lo más livianos posibles.

Tabla 4.2: COMPARACIÓN DE PESOS ENTRE LAS DOS ALTERNATIVAS

	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
PESO	2 kg	6 kg

4.4 Evaluación de las alternativas.

Según las propuestas planteadas, estas serán sometidas a una evaluación desde los criterios Técnicos y Económicos.

Se indicaran diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor de (1 a 5), dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los puntos de comparación también se les asignara un peso de (1 a 3), dependiendo de cuanta trascendencia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como el factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

TABLA 4.3: EVALUACIÓN ECONÓMICA

PUNTOS DE EVALUACIÓN		FACTOR DE IMPORT. (fi)	PUNTAJE (pi)		
			ALTERNAT. 1	ALTERNAT. 2	PUNTAJE IDEAL
1	Costos de Adaptación	3	5	5	5
2	Fuentes de energía	2	4	4	5
3	Mantenimiento	1	4	4	5
4	Consumo	2	3	4	5
Total = $\sum (fi \times pi)$			45	50	55
Coeficiente Económico = P total/P ideal			82%	91%	100%

Tabla 4.4: EVALUACIÓN TÉCNICA

PUNTOS DE EVALUACIÓN	FACTOR DE IMPORT. (fi)	PUNTAJE (pi)		
		ALTERNAT. 1	ALTERNAT. 2	PUNTAJE IDEAL
1 Rigidez	3	4	5	5
2 Ergonomía	3	5	5	5
3 Distancia total	2	3	4	5
4 Altura	3	5	5	5
5 Peso	3	3	4	5
6 Salida del piloto	3	4	5	5
7 Apariencia	2	5	4	5
8 Espacio	2	4	4	5
Total = $\sum(fi \times pi)$		87	96	105
Coeficiente Económico = P total/P ideal		83%	91%	100%

4.5 Selección de la alternativa.

Analizando los resultados se obtuvo que la alternativa 1 tiene un coeficiente económico de 82%, mientras que la opción 2 tiene el 91%. En cuanto a la evaluación técnica la opción 1 tiene el 83% respecto a la opción 2 que es del 91%. Por esto la adaptación del sistema de dirección será basada en la opción 2.

La elección de esta clase de dirección para su estudio y posterior adaptación, se debe a su bajo peso, su sencilla manera de funcionar y su bajo coste. Es por ello, que se use en vehículos destinados a la competición en circuitos de rally y pista. Ya que nos proporcionará gran información sobre el contacto del buggy al piso, debido a que no posee mecanismos auxiliares que filtren lo que ocurre en el tren delantero, restando así feeling al piloto. La cremallera de la dirección corresponde al de un Daewo Matiz, la cual fue modificada para darle la simetría que se requería. Figura 4.2.



Figura 4.2: Despiece de la cremallera de la dirección

4.6 Desarrollo del trucaje y adaptación del sistema de dirección.

En el proceso del desarrollo del vehículo primero se trazó la suspensión y después el sistema de dirección que se adecuó correctamente a la suspensión. De la correcta ubicación de la articulación del brazo de dirección de la cremallera y el largo del mismo depende la estabilidad direccional del vehículo.

En una suspensión de paralelogramo si la bieleta de dirección es demasiado corta, esta “tira” de la rueda hacia el interior cuando la suspensión se desplaza en compresión o extensión, en el caso de tener una bieleta de dirección demasiado larga el efecto sería inverso. Aunque la longitud de la bieleta sea la adecuada, podrían aparecer variaciones en los ángulos si la altura de la articulación de la bieleta en la cremallera sea demasiada baja o alta.

Cuando se introduce convergencia cualquier pequeña variación producida por baches tienden a ser anuladas ya que las ruedas, al apuntar al interior, intentan recuperar la dirección recta. Al ajustar la dirección con divergencia ante cualquier variación el vehículo tenderá a girar más que a mantener la marcha en línea recta. Por lo que la convergencia facilita la estabilidad direccional mientras la divergencia facilita el giro del vehículo. Por lo que hay que buscar el compromiso entre la estabilidad y la facilidad de giro, por lo cual se optó por una divergencia en primera instancia de 3 [mm], ángulo de avance de 9° y 1,5 ° de ángulo de caída.

4.6.1 Punto de articulación interior de la bieleta de dirección.

Se lo realizó una vez trazado toda la suspensión delantera del vehículo para la correcta ubicación del punto interior de articulación de la bieleta de la dirección, el proceso fue por medio del método gráfico de la recta de Bobiller.

Es un método gráfico para situar los puntos interiores de la cremallera de la dirección, de tal manera que no haya variación de la convergencia con el recorrido vertical de las ruedas. Conocidos los puntos de articulación de los trapecios de la suspensión tanto superior como inferior, y el punto exterior de articulación de la bieleta que conecta con la mangueta, se buscó el punto de articulación interior de la bieleta.

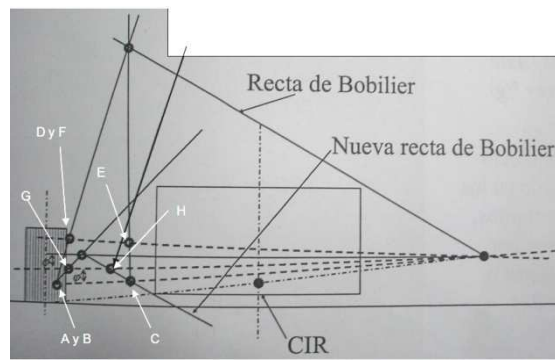


Figura 4.3: Recta de Bobillier

Al igual que lo se hizo para encontrar los puntos de articulación al chasis de los brazos de suspensión se encontró el punto C.I.R., (centro instantáneo de rotación), desde ahí se traza una recta horizontal paralela al suelo hasta el plano medio de la rueda, según la recta de Bobillier trazamos una bisectriz entre la recta horizontal que habíamos trazado y el punto inferior de la mangueta, luego desde el punto interior de anclaje de los brazos de suspensión tanto del chasis como de la mangueta, se trazo una línea que pasare por el punto de anclaje superior de los mismos brazos, encontrándose en algún punto de intersección como muestra la figura 4.3, desde ese punto de intersección se trazó una línea a fin de que se una con el C.I.R., que habíamos encontrado, continuando, trasladamos una paralela a la recta de unión de los puntos que habíamos encontrado, ubicando su origen de esta paralela en el punto de anclaje al chasis inferior del brazo de suspensión de tal manera que se interseca con la bisectriz que habíamos trazado al inicio de esta explicación, encontrando finalmente el punto H de articulación interior de la bieleta de dirección.

Con el mismo punto que encontramos conocemos la longitud de la bieleta, la altura de ubicación de la misma y la longitud de la cremallera a utilizar.

Plano 03: Puntos de articulación interior de la bieleta de dirección.

4.6.2 Comprobación de la geometría de la dirección.

Para un vehículo que no experimenta grandes aceleraciones laterales lo que comporta que sus neumáticos no tengan elevados ángulos de deriva, es adecuado que su sistema de dirección garantice una geometría similar a la de Ackerman. [29]

Lo contrario pasa en vehículos de competición donde las aceleraciones laterales son elevadas y todas las ruedas trabajan a elevados ángulos de deriva es muy diferente. La

diferencia del ángulo girado por las ruedas delanteras conviene que sea inferior, incluso a veces es preferible que la rueda exterior gire más que la interior (lo que se conoce como anti-Ackerman) que es habitual en vehículos de fórmula. Esto se debe a que las ruedas con mucha carga (las exteriores en una curva) transmiten la máxima fuerza lateral para ángulos de deriva inferiores que las ruedas con cargas inferiores (las interiores en una curva).

Según lo recomendado anteriormente se comprobaba si el vehículo está o no trabajando con una geometría Ackerman, para lo cual Milliken recomienda guiarse en el siguiente figura 4.4, la misma que nos dará una pauta para una buena aproximación de una geometría Ackerman, que no es más que las prolongaciones del punto de articulación exterior de la bieleta, la misma que debe cortar en el centro del eje posterior del vehículo.

Plano 04: Comprobación de la geometría de dirección.

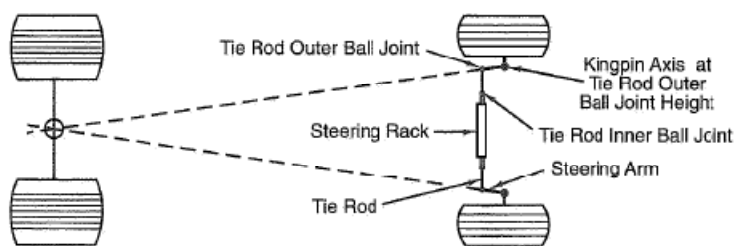


Figura 4.4: Geometría de Ackerman

4.6.3 Simulación de la dirección en 2d en el software AutoCad.

Los objetivos del estudio cinemático de la dirección en el software son los siguientes:

Que el ángulo de caída de las ruedas delanteras no varíe con el recorrido vertical de la suspensión. Ya que en caso contrario haría variar el comportamiento del vehículo con el recorrido vertical de la rueda respecto al chasis cuando se produjera una frenada, aceleración, transferencia de masas en las curvas o irregularidades en el terreno.

Que la caída de la rueda exterior del eje delantero en una curva se haga más negativa cuando la rueda es girada hacia el interior del vehículo, las razones de que se desee este comportamiento se han descrito anteriormente.

Plano 05: Recorrido vertical de la suspensión vs variación del ángulo de caída.

4.6.4 Relación de transmisión de la dirección.

La desmultiplicación del sistema de dirección se define como el ángulo girado en el volante dividido por el ángulo girado en las ruedas delanteras. [30]

Los automóviles de competición varían esta relación entre un 10:1 hasta un 20:1, hay un caso especial (Kart) cuya relación es casi 1:1.

$$R_{trans} = \frac{\text{Angulo girado en el volante}}{\text{Angulo girado en las ruedas}} \quad (4.1)$$

$$R_{trans} = \frac{180}{12}$$

$$R_{trans} = 15$$

4.6.5 Esfuerzo en el volante para girar las ruedas.

Las ecuaciones para encontrar la fuerza que ha de hacer el piloto para girar las ruedas del buggy en estado estacionario son las siguientes:

$$x = \sqrt{SR^2 + MT^2} \quad (4.2)$$

$$Nf = m \cdot g \cdot f \quad (4.3)$$

$$Mr = Nf \cdot \mu \cdot x \quad (4.4)$$

$$Mv = \frac{Mr}{i} \quad (4.5)$$

$$Fv = \frac{Mv}{dv} \quad (4.6)$$

Siendo:

x	Distancia del punto medio de contacto de la rueda al eje de giro. [m]
SR	Scrub radius. 0,078 [m]
MT	Mechanical trail. 0,046 [m]
Mr	Suma de momento en las ruedas delanteras. [N·m]
Nf	Fuerza normal en las ruedas delanteras. [N]
M	Coefficiente de fricción del neumático, 1,4
m _p	Masa del vehículo con piloto 336 [Kg]

g	Aceleración de la gravedad, 9,81 m/s ² . [m/s ²]
f	Repartimiento del peso, en el eje delantero 0,45
Mv	Momento en el volante. [N·m]
I	Relación entre el giro del volante y de las ruedas, 15
Fv	Fuerza del piloto sobre el volante. [N]
Dv	Diámetro del volante. 0,30 [m]

4.6.5.1 Cálculos:

$$x = \sqrt{SR^2 + MT^2}$$

$$x = \sqrt{0,078^2 + 0,045^2}$$

$$x = \mathbf{0,090m}$$

$$Nf = 336 \cdot 9,81 \cdot 0,45$$

$$Nf = 1481,7$$

$$Mr = Nf \cdot \mu \cdot x$$

$$Mr = 1481,76 \cdot 1,4 \cdot 0,090$$

$$Mr = 186,7$$

$$Mv = \frac{Mr}{i}$$

$$Mv = \frac{186,7}{15}$$

$$Mv = 12$$

$$F_v = \frac{Mv}{dv}$$

$$F_v = \frac{12}{0,33}$$

$$F_v = 36$$

La fuerza que tiene que hacer el piloto sobre el volante para girar las ruedas con el vehículo detenido es de 3,6 Kgf este cálculo me asegura que el esfuerzo que tendría que hacer el piloto para girar la dirección no es muy desmesurado.

CAPÍTULO V

5 RESULTADOS.

5.1 Plan de pruebas y análisis.

Es imprescindible que el vehículo pase por una serie de pruebas antes participar en la competencia, con dichas pruebas de campo se podrá medir la reacción de la suspensión y dirección ante a las diferentes acciones de la misma. Lo que se pretende es llegar a una optimización de la suspensión. Como es conocido las competencias consisten en conducir al vehículo hasta sus límites y encontrar la configuración del vehículo para que se pueda conducir hasta lograr un rendimiento óptimo es lo que se conoce como puesta a punto.

Pruebas de campo.

Previamente a las pruebas se comprobó la altura del chasis, la presión de inflado de los neumáticos que está entre 22-26 [psi], el ángulo de avance y de caída, y la distancia de divergencia, a los valores preestablecidos durante el trazado de la suspensión y dirección. Después de recorrer el vehículo por la pista de rally se comprobó nuevamente estos valores. Tabla 5.1.

(Anexo 3: Fotos de pruebas de campo).

5.1.1 Pruebas en el sistema de dirección.

Variación del ángulo de avance:

Tabla 5.1: COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE AVANCE

ÁNGULO DE AVANCE [°]	
Antes de la prueba	Después de la prueba
9	7

Variación del ángulo de caída:

Tabla 5.2: COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE CAÍDA

ÁNGULO DE CAÍDA [°]	
Antes de la prueba	Después de la prueba
1,5	2

Variación del ángulo de divergencia:

Tabla 5.3: COMPROBACIÓN DE LA VARIACIÓN DE LA DIVERGENCIA

DIVERGENCIA [mm]	
Antes de la prueba	Después de la prueba
5	4

5.1.2 Prueba en el sistema suspensión.

Variación de la altura del chasis:

Tabla 5.4: COMPROBACIÓN DE LA ALTURA DEL CHASIS

Altura del chasis [mm]	
Antes de la prueba	Después de la prueba
180	183

CAPÍTULO VI

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

6.1 CONCLUSIONES.

Los parámetros geométricos y los elementos seleccionados de los sistemas de suspensión y dirección garantizan el buen comportamiento del vehículo relacionado con su operación, estabilidad y seguridad.

Los resultados de las pruebas realizadas al sistema de dirección nos indican que tenemos una variación del ángulo de avance de 2° , caída $0,5^\circ$ y divergencia 1 mm, de los neumáticos después de haberlo rodado en terreno hostil, pero esta variación no fue significativa, porque en el transcurso de las pruebas el vehículo nunca perdió direccionalidad.

El comportamiento de la suspensión permitió responder favorablemente ante las irregularidades de la pista manteniendo las ruedas en contacto con el suelo, lo que propicia una buena maniobrabilidad al momento de curvar, acelerar a pesar de tener una variación en la altura del chasis de 3mm, esta no fue relevante.

Por medio del software AutoCad se garantiza el trazado de la suspensión y dirección, y la determinación de los puntos geométricos de los sistemas.

Se presenta un prototipo de vehículo para la competencia de la FAU, conjugando conocimientos técnicos, compañerismo entre integrantes y lo más relevante a futuro la presencia de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo en las competencias automovilísticas estudiantiles a realizar.

6.2 RECOMENDACIONES.

Con el ángulo de caída ajustado para las pruebas el vehículo respondió favorablemente pero en el transcurso de las carreras automovilísticas va existir un desgaste desigual de los neumáticos, por lo que recomendaría buscar un ajuste de este ángulo, en el que tenga un equilibrio entre ambas.

Es necesario establecer un plan de mantenimiento preventivo que permita al prototipo mantener en condiciones eficientes de funcionamiento antes y después de la competencia.

Por ser un primer trabajo de esta índole se recomienda incentivar a los estudiantes, en realizar investigaciones relacionadas con otros prototipos para diferentes modalidades de automovilismo tomando como base el vehículo buggy.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.121
- [2] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.122
- [3] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.134
- [4] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.129
- [5] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.126
- [6] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.127
- [7] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.148
- [8] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.151
- [9] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.25
- [10] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.27
- [11] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.45
- [12] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.49
- [13] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.49
- [14] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.51
- [15] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.53
- [16] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.237
- [17] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.252
- [18] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.253
- [19] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.12
- [20] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.12
- [21] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.13
- [22] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.51
- [23] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.232
- [24] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.35
- [25] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.20

- [26] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.179
- [27] **LUQUE**, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da.ed. España: Thomson. 2004. pp.173
- [28] **MILLIKEN**, William and Douglas. Race Car Vehicles Dynamic.1ra.ed. SAE International. 1994. pp.237.
- [29] **MILLIKEN**, William and Douglas. Race Car Vehicles Dynamic.1ra.ed. SAE International. 1994. pp.713.
- [30] **DONADIO**, Gustavo. Seminario de automovilismo de competición. 2005. pp.55

BIBLIOGRAFÍA

GILLESPIE, Thomas. Fundamentals of Vehicle dynamics. 1ra. ed. United States of America: SAE International. 2001.

LUQUE, Pablo. Ingeniería del automóvil. 2da. ed. Barcelona. 2002.

MIGUEL DE CASTRO, Vicente. Sistemas de Dirección Mecánicas. 2da. ed. Barcelona: CEAC. 2000.

MIGUEL DE CASTRO, Vicente. Suspensión Dirección Frenos Localización de Averías. 2da. ed. Barcelona: CEAC. 2001.

MILLIKEN, William & **MILLIKEN**, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1ra. ed. United States of America: SAE International. 1994.

STANIFORTH, Allan. Competition Car Suspension. 1ra. ed. United States of America: 2002.

LINKOGRAFÍA

Fórmula Student Sae.

<http://www.sae.org>

2008-10-19

Sistemas de Suspensión.

<http://www.mecanicavirtual.com>

2009-02-24

Sistemas de Dirección.

<http://www.automecanico.com>

2009-04-10

Amortiguadores-Espirales.

<http://www.monroe.com>

2009-04-22

ANEXOS

ANEXO 1:

REGLAMENTO “FAU”

1. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El vehículo debe estar provisto de un sistema de suspensión totalmente operacional con amortiguador adelante y atrás, el recorrido es libre.

Los jueces se reservan el derecho de descalificar el vehículo que no representen un intento de tener un sistema de suspensión operacional o que sea inapropiado para la competencia. Todos los anclajes de suspensión deben ser visible para el inspector técnico, ya sea directamente o desmontando algún cobertor.

Las dimensiones máximas de los vehículos, serán las siguientes:

Longitud: 2 600mm.

Ancho: 1 600mm.

Altura: 1 400mm.

Distancia al piso

La distancia al piso debe ser suficiente para evitar que alguna parte del vehículo (distinto a los neumáticos) toque el piso durante la competencia, con el piloto abordo y debe tener como mínimo de 10cm.

Neumáticos y aros

Aros: Los aros del vehículo deben tener entre 8 y 15 pulgadas. Cualquier aro que tenga un sistema de anclaje de tuerca única debe incorporar un aditamento que retenga el aro en caso de que la tuerca falle.

Neumáticos: Los neumáticos de los vehículos son libres en cuanto a marca, modelo y compuesto, etc., deben ser ranurados con una profundidad mínima 2.5mm. Dentro la competencia cada set de neumáticos debe ser del mismo compuesto, marca y dimensiones.

2. SISTEMA DE DIRECCIÓN:

El sistema de dirección debe afectar a tan solo dos ruedas. El sistema de dirección debe tener limitadores de movimiento para evitar que el varillaje pueda trabarse, los limitadores deben prevenir que los neumáticos topen con los elementos de la suspensión, carrocería, etc., durante la competencia. Esta permitido un juego libre total en la dirección de 7 grados, medido en el volante. No está permitido el giro de los neumáticos posteriores.

ANEXO 2: FOTOS DE COMPONENTES DE LA SUSPENSIÓN Y DIRECCIÓN:

<p>Mangueta</p>	
<p>Cremallera de dirección:</p>	
<p>Terminal de dirección</p>	
<p>Amortiguador-espiral</p>	
<p>Columna de dirección</p>	
<p>Volante de dirección</p>	

Neumático y aro



SOPORTES DE LA SUSPENSIÓN AL CHASIS:



BUGGY



ANEXO 3: FOTOS DE PRUEBAS DE CAMPO:

Comprobación de ajustes iniciales:

Ángulo de avance 9 [°]



Ángulo de caída 1,5 [°]



Divergencia

5 [mm]



Altura del chasis

180 [mm]



Después del recorrido del vehículo:

Ángulo de avance 7 [°]



Ángulo de caída 2 [°]



Divergencia

4 [mm]



Altura del chasis

183 [mm]



PLANOS