

**DISEÑO DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO FORMULA
SAE Y CREACIÓN DE UNA GUÍA METODOLÓGICA
PARA EL DISEÑO DE VEHÍCULOS DE CARRERAS**

**MIGUEL ENRIQUE MATEUS RICO
OSCAR PEREZ BENITEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
2009**

**DISEÑO DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO FORMULA
SAE Y CREACIÓN DE UNA GUÍA METODOLÓGICA
PARA EL DISEÑO DE VEHÍCULOS DE CARRERAS**

**MIGUEL ENRIQUE MATEUS RICO
OSCAR PEREZ BENITEZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director:
ISNARDO GONZALEZ JAIMES
Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
2009**

Porque por su gracia y favor soy lo que soy
y tengo lo que tengo, a ti mi Señor
Jesucristo.

A quien ya se me adelanto, y que está en
mi corazón, mi Padre.

A la mujer más especial que tengo en la
vida, mi madre.

Oscar Pérez Benitez

A mis padres, Luis Miguel y Miriam por su
paciencia, a mi novia Damari por su
paciencia, a mi por mi paciencia.

Miguel Enrique Mateus

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. GUIA METODOLOGICA PARA EL DISEÑO DE UN VEHÍCULO DE CARRERAS	3
1.1 EL PROBLEMA IMPUESTO POR LAS COMPETENCIAS DE CARRERAS	3
1.1.1 Objetivo técnico genera	3
1.1.2 Diagrama “g-g”.	5
1.2 GUÍA PARA EL DISEÑO DE UN VEHÍCULO DE CARRERAS	7
1.2.2 Centro de gravedad	9
1.2.3 Motor	10
1.2.4 Las ruedas	14
1.2.5 La caja de cambios	24
1.2.6 Movimientos del vehículo	25
1.2.7 La dirección	26
1.2.8 La suspensión	31
1.2.9 Los frenos	37
1.2.10 Aerodinámica	40
1.2.11 Ergonomía aplicada al diseño de un vehículo ⁹	43
1.3 MEJORAMIENTO EN EL RENDIMIENTO VEHÍCULAR.	52

1.3.1 Mejora de un vehículo de carreras	52
1.3.2 Relación piloto vehículo	54
1.4 DINAMICA BÁSICA DE UN VEHICULO.	55
2. DISEÑO DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO FORMULA SAE	61
2.1 LA SAE Y SUS COMPETENCIAS	61
2.1.1 SAE (Society of automotive engineers)	61
2.1.2 Formula SAE (FSAE)	61
2.1.3 Recomendaciones para un equipo Formula SAE	62
2.2 DISEÑO FORMULA SAE UIS -FSAE UIS	64
2.2.1 Descripción general	64
2.2.2 Grupo motopropulsor	66
2.2.3 Tren trasero	73
2.2.4 Dirección	74
2.2.5 Suspensión delantera	76
2.2.6 Suspensión trasera	78
2.2.7 Barras estabilizadoras	80
2.2.8 Amortiguadores	80
2.2.9 Frenos	81
2.2.10 Chasis.	84
2.3 GUÍA METODOLÓGICA DEL PROYECTO FSAE UIS.	91
2.3.1 Metodología del proyecto FSAE UIS	91
2.3.2 Metodología del diseño FSAE UIS	91
2.3.3 Ensamble general FSAE UIS.	95

2.3.4 Cálculos del diseño FSAE UIS	97
2.3.5 Análisis económico FSAE UIS	102
2.3.6 Presentación final del FSAE UIS	103
2.3.7 Presentación análisis ANSYS.	106
3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	111
BIBLIOGRAFÍA	113
ANEXOS	114

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Frecuencias de oscilación de la suspensión.	33
Tabla 2. Reparto de amortiguación en compresión y extensión.	34
Tabla 3. Dimensiones generales Formula SAE UIS.	65
Tabla 4. Performance de motores de superbikes.	66
Tabla 5. Ponderación de los requerimientos de la transmisión.	70
Tabla 6. Calificación de las variables de la etapa variable de transmisión.	70
Tabla 7. Ponderación de la etapa variable de transmisión.	70
Tabla 8. Ponderación de los requerimientos de la etapa fija.	71
Tabla 9. Calificación de las variables de la etapa fija de transmisión.	71
Tabla 10. Resultados de la ponderación de la etapa fija de transmisión.	72
Tabla 11. Ponderación de los requerimientos de la dirección.	74
Tabla 12. Calificación de las variables de la dirección.	75
Tabla 13. Resultados de la ponderación de la dirección.	75
Tabla 14. Requerimientos de la suspensión delantera.	76
Tabla 15. Ponderación de los sistemas de suspensión delantera.	77
Tabla 16. Resultados de la ponderación de la suspensión delantera.	78
Tabla 17. Requerimientos de la suspensión trasera.	79
Tabla 18. Ponderación de los sistemas de suspensión trasera.	79
Tabla 19. Resultados de la ponderación de la suspensión trasera.	79
Tabla 20. Importancia de las variables del sistema de frenos.	81
Tabla 21. Ponderación de los sistemas de frenos.	82
Tabla 22. Resultados de la ponderación de los sistemas de frenos.	83

Tabla 23. Fuerza de prueba de la estructura del vehículo.	86
Tabla 24. Costo del prototipo FSAE UIS.	103

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Representación de los vectores de aceleración.	4
Figura 2. Mediciones “g-g” en vehículos de Formula 1.	5
Figura 3. Vía y batalla de un vehículo.	8
Figura 4. Curva de performance motor Yamaha YZF R6	12
Figura 5. Rueda con eje de pivotamiento vertical.	15
Figura 6. Ángulos de inclinación y caída.	16
Figura 7. Angulo de caída.	16
Figura 8. Variaciones del camber.	17
Figura 9. Ángulos de apertura.	17
Figura 10. Resistencia a la rodadura ruedas directrices, tracción trasera.	19
Figura 11. Resistencia a la rodadura de ruedas directrices, tracción delantera.	19
Figura 12. Radio de pivotamiento negativo.	21
Figura 13. Fuerza centrífuga.	21
Figura 14. Sistema coordinado y movimientos del vehículo	25
Figura 15. Geometría del cuadrilátero de Jeantaud.	27
Figura 16. Relación de desmultiplicación.	28
Figura 17. Comportamiento direccional del chasis.	29
Figura 18. Compresión y extensión de la suspensión.	31
Figura 19. Masa no suspendida de un vehículo de competición.	32
Figura 20. Esquema representativo de la suspensión.	32
Figura 21. Alerón trasero.	42

Figura 22. Diagrama de algunas características dimensionales.	44
Figura 23. Diferencias dimensionales en el diseño de una cabina.	47
Figura 24. Diagrama de la estrofosfera para una persona sentada.	49
Figura 25. Áreas de trabajo en un plano horizontal.	49
Figura 26. Ángulos adecuados para la postura corporal.	50
Figura 27. Áreas óptima y máxima para pedales.	50
Figura 28. Características de diseño recomendadas para cabinas.	51
Figura 29. Fuerza de empuje	55
Figura 29. Fuerza de empuje	55
Figura 30. Análisis de fuerzas en una rueda portadora.	56
Figura 31. Análisis de fuerzas en una rueda motriz.	57
Figura 32. Equipo Formula SAE.	61
Figura 33. Modelo a escala del diseño Formula SAE UIS.	64
Figura 34. Motor Yamaha YZF R6.	67
Figura 35. Escape FSAE UIS.	68
Figura 36. Modulo de control Electrónico MOTEC.	69
Figura 37. Carcasa diferencial TORSEN.	72
Figura 38. Tren trasero FSAE.	73
Figura 39. Dirección FSAE.	76
Figura 40. Suspensión delantera FSAE.	78
Figura 41. Suspensión trasera FSAE.	80
Figura 42. Barra estabilizadora FSAE.	80
Figura 43. Amortiguador FSAE – KONI 2812-	81
Figura 44. Ubicación del freno en el tren delantero FSAE.	84
Figura 45. Ubicación del freno en el tren trasero FSAE.	84

Figura 47. Estructura de soporte de los sistemas.	85
Figura 48. Análisis ergonómico de las dimensiones del habitáculo.	85
Figura 49. Prueba ergonómica en estructura real.	86
Figura 50. Puntos de restricción o aplicación de fuerzas.	87
Figura 51. Fuerzas y restricciones sobre la estructura FSAE	87
Figura 52. Análisis de esfuerzos en la estructura FSAE.	88
Figura 53. Estructura trasera.	88
Figura 54. Estructura delantera.	88
Figura 55. Carrocería FSAE.	89
Figura 56. Nariz.	89
Figura 57. Asiento bacquet.	89
Figura 58. Volante FSAE.	90
Figura 59. Pedal FSAE.	90
Figura 60. Alerón trasero.	90
Figura 61. Simulación de una llanta.	93
Figura 62. Análisis suspensión – chasis.	94
Figura 63. Ensamble delantero FSAE.	95
Figura 64. Ensamble trasero FSAE.	96
Figura 65. Aplicación de TK SOLVER	97
Figura 66. Dimensiones del trapecio de la dirección FSAE.	101
Figura 67. Pista de evaluación dinámica.	102
Figura 68. Collage de presentación FSAE UIS.	104
Figura 69. Ejemplo de los planos del FSAE.	105
Figura 70. FSAE UIS.	105
Figura 71. Cargas puntuales.	106

Figura 72. Deformación de elementos para EC1+1+2+3+4.	106
Figura 73. Esfuerzo Equivalente para EC3.	107
Figura 74. Refuerzo fronta y posterior de Carga 5.	107
Figura 75. Deformación de los elementos para el EC4 con Modificación.	108
Figura 76. Equivalente para EC4, FS para ASTM A53 Grado B = 5.2.	108
Figura 77. Refuerzo barra antivuelco Estado de Carga 6.	109
Ilustración 1. Refuerzo barra antivuelco	109
Figura 78. Deformación de los elementos para el EC1+2 con Modificación.	109
Figura 79. Equivalente para EC1+2, FS para ASTM A53 Grado B = 1.39, Modificación.	110

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. DISEÑOS BASADOS EN LA X-BILIDAD	115
ANEXO B. NUEVOS MATERIALES EN EL AUTOMOVILISMO	127
ANEXO C. ELECTRICIDAD Y ELECTRÓNICA DE UN VEHÍCULO	135
ANEXO D. ANALISIS DINÁMICO SAE DE UN VEHICULO	146
ANEXO E. GLOSARIO DE TERMINOS AUTOMOVILISTICOS	179
ANEXO F. LAS LLANTAS	189
ANEXO G. REGLAS DE DISEÑO DE UN FORMULA SAE	202
ANEXO H. CALCULOS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO FORMULA SAE UIS	212
ANEXO I. ANÀLISIS ECONÒMICO FSAE UIS	278
ANEXO K. LLANTAS GOODYEAR	285
ANEXO L. YAMAHA YZF R6	289
ANEXO M. AMORTIGUADORES KONI	291
ANEXO N. CADENA	292
ANEXO O. RINES	293
ANEXO P. BATERÍA	294
ANEXO Q. CARBURADOR	295
ANEXO R. ASIENTO BACQUET	298
ANEXO S. JUNTAS TRIPODE	300
ANEXO T.	302
ANEXO U. ANÁLISIS ANSYS	304
ANEXO V. MATERIALES	310

RESUMEN

TÍTULO: DISEÑO DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO FORMULA SAE Y CREACIÓN DE UNA GUÍA METODOLÓGICA PARA EL DISEÑO DE VEHÍCULOS DE CARRERA*

AUTORES: MIGUEL ENRIQUE MATEUS RICO
OSCAR PÉREZ BENÍTEZ**

PALABRAS CLAVES: Diseño de vehículo, Carreras, Formula SAE.

DESCRIPCIÓN:

Este documento provee una guía metodológica para el diseño de vehículos de carrera y una descripción del proceso de diseño de un vehículo prototipo Formula SAE bajo los parámetros de las normas FORMULA SAE COMPETITION.

La guía metodológica es una recopilación de información técnica sobre útiles aspectos de diseño que no están reunidos en nuestra literatura, tales como el problema impuesto por las competencias de carreras, comportamiento de las llantas, fundamentos de aerodinámica, dinámica de un vehículo de carreras, diseño de un vehículo de carreras, fundamentos de la dirección, fundamentos de la suspensión, mejora de un vehículo de carreras, relación piloto – vehículo, características deseables en el vehículo y puesta a punto. Como resultado final, se recopiló, tradujo e interpretó suficiente información técnica para desarrollar una guía fácil de leer por el lector inexperto y fácil de usar por aquellos interesados en desarrollar un proyecto de diseño, construcción y experimentación de un vehículo de carreras.

El diseño de un prototipo Formula SAE es un excelente ejercicio de aplicación que combina el conocimiento adquirido en el salón de clase y el adquirido analizando información técnica. Para el propósito de esta competición los estudiantes asumen que una industria les ha encargado producir un vehículo prototipo para su evaluación como ítem de producción. El mercado de ventas se dirige al corredor no profesional y el carro debe ser bajo en costo, fácil de mantener y confiable. Durante el proceso de diseño fue usado un proceso de selección de los sistemas por medio de un método de calificación de las variables que afectan la selección de cada sistema. Como resultado final, se diseñó un vehículo prototipo que cumple con los objetivos de la competición Formula SAE.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González Jaimes.

SUMMARY

TITLE: DESIGN OF A FORMULA SAE PROTOTIPE VEHICLE AND CREATION OF A METHODOLOGICAL GUIDE TO DESIGN RACE CAR VEHICLES*

AUTHORS: MIGUEL ENRIQUE MATEUS RICO
OSCAR PÉREZ BENÍTEZ**

KEY WORDS: Vehicle Design, Racing, Formula SAE.

DESCRIPTION:

This document provides a methodological guide to design race car vehicles and a description of the design process of a Formula SAE prototype vehicle under the parameters of FORMULA SAE COMPETITION STANDARDS.

The methodological guide is a compilation of technical information about useful design aspects which are not joined together in our literature, such as the problem imposed by racing, tire behavior, aerodynamic fundamentals, race car vehicle dynamics, race car design, steering fundamentals, suspension fundamentals, vehicle characteristics and set up. As a final result, it was gathered, translated and interpreted enough technical information to develop a guide easy to read for the unskillful reader and easy to use for those interested in developing a project of design, construction and experimentation of a race car.

The design of a Formula SAE prototype vehicle is an excellent exercise of application which combines the knowledge acquired in the classroom and the knowledge acquired analyzing technical information. For the purpose of this competition, the students are to assume that a manufacturing firm has engaged them to produce a prototype car for evaluation as a production item. The intended sales market is the nonprofessional racer, and the car must be low in cost, easy to maintain, and reliable. During the design process was used a selection process of the systems by means of average and qualification method of the variables that affect the selection of each system. As a final result, it was designed a prototype car that meets the goals of Formula SAE competition.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineer Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Isnardo González Jaimes.

INTRODUCCIÓN

“También será posible la construcción
de carruajes capaces de moverse
con una fuerza inconcebible
sin la ayuda de animales de tiro”

Cuando el filósofo e investigador inglés Roger Bacon (1219 – 1292) escribió esta frase no podía figurarse cómo y cuándo se iba a realizar su profecía, incluso pasaron quinientos años hasta que se emprendieran los primeros intentos que finalmente llevarían a la invención del automóvil, el cual, como reflejo de la evolución de la humanidad, ha estado en un continuo proceso de desarrollo, siendo uno de los símbolos de la armonía profunda que existe entre el arte y la tecnología, entre la ciencia y la moda, y por ello es la manifestación de una cultura de carácter universal.

Colombia no ha sido ajena a la historia del automóvil; acá llegaron los autos cuando apenas se inventaban, desarmados y a lomo de mula, con latas de gasolina y un chofer para que los operara, y poco a poco el mercado del automóvil se fue tomando al país siguiendo los derroteros de una economía de consumo internacional. Desafortunadamente, no se han establecido políticas que den un fomento suficiente al desarrollo de proyectos en el campo automotriz, de tal manera que solamente se hacen presentes algunos esfuerzos individuales de amantes de este campo y algunos esfuerzos colectivos hechos en instituciones educativas, tales como los proyectos llevados a cabo por el capítulo SAE de la Universidad Industrial de Santander.

Dada la acogida que actualmente tiene el automovilismo en nuestro país, se hace

importante mostrar que nuestra universidad continúa haciéndose presente en el desarrollo de proyectos en el campo automotriz, y la FORMULA SAE brinda la oportunidad de hacerlo. Se ha planeado realizar dos etapas, siendo cada una motivo de un proyecto de grado; la primera etapa de diseño preliminar, y la segunda etapa de diseño detallado, construcción y experimentación.

Se recopiló información suficiente como base para la creación de una guía metodológica de diseño de vehículos de carreras y para el diseño del vehículo prototipo FORMULA SAE UIS, en el cual se usó un proceso de selección de los sistemas por medio de un método de calificación de las variables que influyen en la decisión, para después analizar el dimensionado y disposición de los sistemas con ayuda del modelamiento en el computador

La etapa inicial de diseño –motivo de este proyecto de grado – crea bases sólidas, no solo para un diseño avanzado, la construcción y experimentación de un prototipo FORMULA SAE, sino también para ser una guía adecuada en el desarrollo de proyectos similares y en la evaluación de los ya existentes, convirtiendo a este trabajo en un importante manual sobre diseño automotriz.

1. GUIA METODOLOGICA PARA EL DISEÑO DE UN VEHÍCULO DE CARRERAS

1.1 EL PROBLEMA IMPUESTO POR LAS COMPETENCIAS DE CARRERAS¹

1.1.1 Objetivo técnico genera. El objetivo técnico general en las competencias de carreras es el logro de una configuración de vehículo aceptable en la interpretación práctica de las reglas, el cual pueda recorrer un trayecto dado en un tiempo mínimo (o a la más alta velocidad promedio).

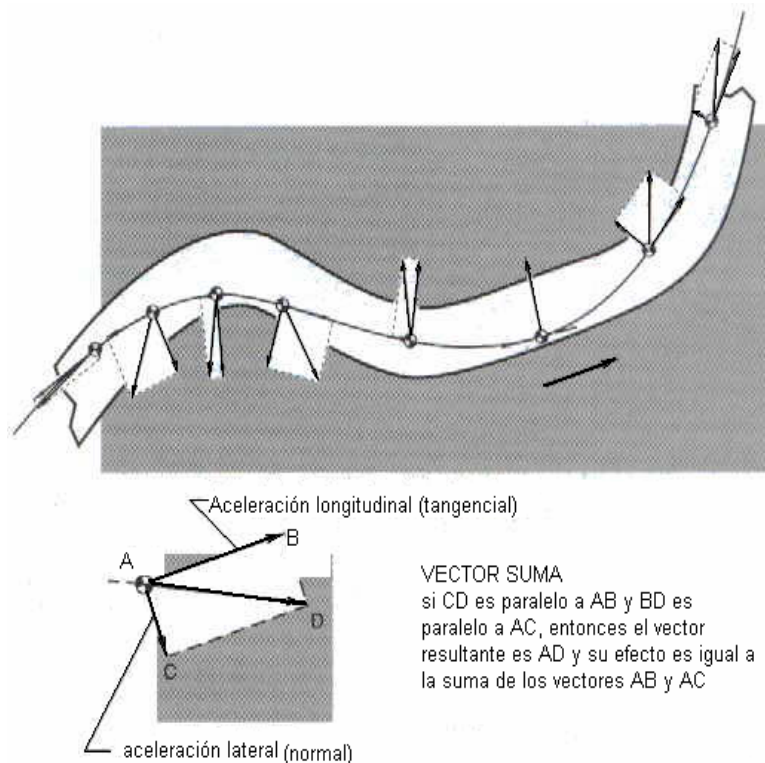
Los requerimientos de un automóvil de carreras son mejor expresados en términos de la aceleración. Esto podría ser anticipado porque el vector velocidad está constantemente cambiando en la carrera y la aceleración es, por definición, el cambio en la velocidad con el tiempo.

El no conocedor, además de una aceleración lineal en recta, conoce al frenado en línea recta como una aceleración negativa o deceleración. Los conocedores saben de una forma adicional - aceleración lateral -, la cual es asociada con el cambio en la dirección del vector velocidad con el tiempo. La aceleración lateral parece ser un concepto más difícil de entender que la aceleración en una línea recta, aunque es perfectamente evidente para el piloto. Como consecuencia de la aceleración longitudinal, es presionado hacia atrás contra el asiento cuando el vehículo incrementa la velocidad, y queda sostenido en el arnés durante el frenado, es decir, cuando la velocidad hacia adelante disminuye; cuando la velocidad lateral cambia es tirado hacia un lado. Ya que un entendimiento de la aceleración lateral es importante en las competencias de carreras, es bueno entender el proceso mediante el cual un vehículo sigue una trayectoria curva.

¹ MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p.3.

La aceleración del vehículo en curva es realmente la combinación de una aceleración longitudinal $\Delta V/\Delta t$ -donde ΔV es el cambio en la magnitud de la velocidad que ocurre en un tiempo Δt , ΔV se da en m/s y Δt se da en s -, y una aceleración lateral -dada por la relación v^2/R , donde V es la magnitud de la velocidad a lo largo de la trayectoria en m/s , y R es el radio instantáneo de la trayectoria en m -. La aceleración se da entonces en m/s^2 , aunque es común expresar en el medio automovilístico estas componentes de la aceleración en términos de la aceleración de la gravedad, valor conocido como un g de aceleración, por ejemplo, una aceleración de $2g$ significa que la velocidad está cambiando a una razón de $19,62m/s$ cada segundo.

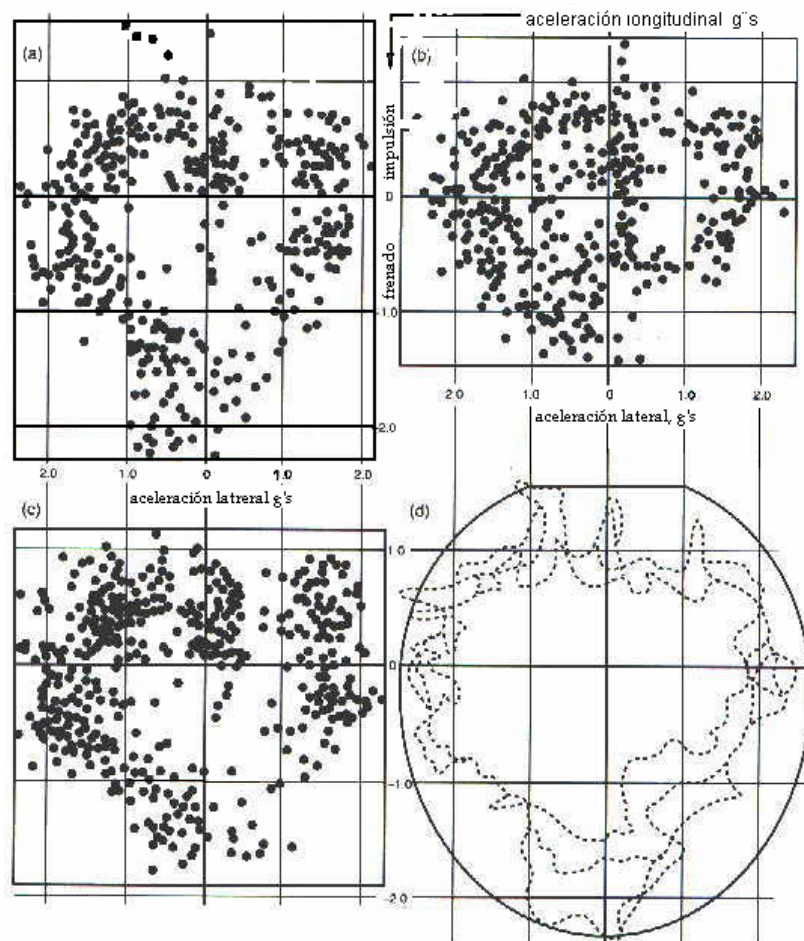
Figura 1. Representación de los vectores de aceleración.



MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale : SAE,1995. p. 9.

1.1.2 Diagrama “g-g”. Los cambios de la aceleración resultante a medida que el vehículo recorre un circuito han conducido al concepto del diagrama “g-g”. Registrando la información de acelerómetros laterales y longitudinales en el vehículo, puede ser hecho un gráfico del rendimiento funcional vehículo / piloto.

Figura 2. Mediciones “g-g” en vehículos de Formula 1.





MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p. 10.

Las figuras 2(a), 2(b) y 2(c) presentan los datos obtenidos en tales mediciones para tres vehículos diferentes en la misma competencia. Estos puntos de información indican las combinaciones de aceleración lateral y longitudinal que cada piloto usó al recorrer la misma porción de circuito.

Un análisis de los diagramas mostrará que los pilotos estuvieron la mayor parte del tiempo en los límites de aceleración utilizando en cierto modo diferentes técnicas de conducción, tales como hacer más énfasis en el frenado, viraje, o viraje y aceleración longitudinal combinadas. Sin embargo, los pilotos fueron limitados por la capacidad de aceleración del vehículo. Los puntos de información para los pilotos se reunieron en la figura 2(d). Como los pilotos alcanzaron el límite del vehículo, una frontera - línea a trazos- puede ser dibujada alrededor de estos puntos como la probable maniobrabilidad de la capacidad de aceleración del vehículo si fuera conducido idealmente, es decir, al máximo potencial del vehículo.

El problema impuesto por las competencias de carreras podría ahora ser resumido como el de estar la mayor cantidad de tiempo tan cerca como sea posible de la frontera “g-g”, la cual está cambiando. La parte del diagrama relacionada con la aceleración depende de las características del motor, del mecanismo de transmisión y a bajas velocidades, de la tracción. La parte del diagrama relacionada con el viraje y el frenado depende principalmente del coeficiente de fricción entre la llanta y la pista, el cual es afectado por la superficie de la pista, peraltes, inclinación, velocidad y muchos efectos aerodinámicos y de las llantas que son algo complejos e interrelacionados. Se concluye que las expectativas del diseño y construcción de un vehículo de carreras (y cualitativamente para cualquier vehículo) son:


 La provisión de las más grandes áreas de maniobrabilidad “g-g” del vehículo por todo el rango de condiciones de operación.


 La provisión de características de estabilidad y control del vehículo que permitan a un piloto experto el operar en o cerca de los límites de aceleración.


Históricamente cada innovación en el diseño de los vehículos de carreras ha dado como resultado la extensión de las fronteras de aceleración “g-g”.


1.2 GUÍA PARA EL DISEÑO DE UN VEHÍCULO DE CARRERAS


1.2.1 Aspectos generales de diseño. Un proceso de diseño óptimo debe tener en cuenta algunos aspectos básicos de diseño -ver Anexo A, Diseños basados en la x-bilidad- y consta de etapas de revisión y refinamiento. Es importante reconocer la relación entre los recursos disponibles y las expectativas para evitar frustraciones posteriores. Las reglas de la competencia son las fronteras entre las cuales el diseñador debe trabajar. Son muchos los objetivos a detallar:


 En cuanto al performance o desempeño, es necesario proyectar metas, admitiendo que puedan ser cambiadas durante el desarrollo.


 Respecto al manejo, es necesario ofrecer al piloto un vehículo apto para su conducción que obedezca con fidelidad a su control.

 Se imponen materiales ligeros y resistentes -ver Anexo B, Nuevos materiales en el automovilismo-; la parte más crítica es la estructura del habitáculo, que necesita de una buena resistencia para soportar cargas máximas.

 En cuanto a la comodidad del piloto hay que ofrecer una buena visión, un adecuado tamaño del habitáculo y una temperatura moderada en este.

 En cuanto a las llantas, su mala elección puede limitar el desempeño del vehículo porque son el contacto directo entre el vehículo y la pista.

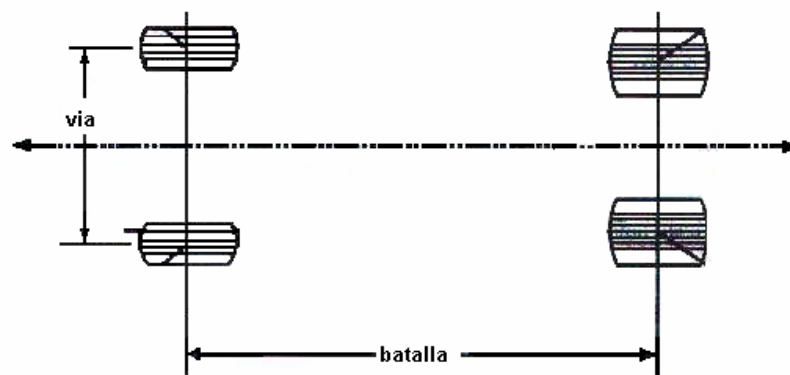
 Son útiles las modelaciones del vehículo en computador porque se pueden analizar muchos cambios en corto tiempo y con bajo costo.

 La electrónica tiene cada vez más importancia en los diseños-ver Anexo C-.


Un método de diseño balanceado comienza con la concepción general, se hace un diseño preliminar, después unas etapas de refinamiento, y finalmente se detalla hasta el nivel requerido. En cada etapa se presentan diferentes soluciones a un problema y se modifica el diseño hasta conseguir un nivel satisfactorio. Un diseño desbalanceado hace énfasis en una sola característica restándole importancia a las otras para cumplir mejor con las exigencias de determinada competencia.


Diseño preliminar. Su meta es tener una buena relación general entre los componentes del vehículo. Se comienza recolectando datos de los componentes y si no se tienen datos reales deben ser estimados. Los más importantes son el tamaño y peso de los componentes porque las dimensiones son usadas para hacer unos planos preliminares que muestren la posible ubicación de los componentes, y sus pesos son usados para estimar el peso total y la ubicación del centro de gravedad, de lo que depende la carga en las ruedas. Generalmente se comienza con la vista lateral, y al ir progresando ésta las otras vistas pueden comenzar a desarrollarse. Algunas de las principales consideraciones en esta etapa incluyen a la distancia entre ruedas, la distancia a la superficie de la pista, la forma general del vehículo, la accesibilidad para el trabajo de pits, un espacio suficiente para la suspensión, el tipo y forma de la estructura, el espacio para el piloto, la base de rodamiento -batalla- y el ancho de rodamiento -vía-.

Figura 3. Vía y batalla de un vehículo.




Un modelo (maqueta o modelo en computador) es usado para chequear interferencias y completar el proceso, así hay una buena idea del tamaño y distribución general en el vehículo, y se pueden hacer ajustes al diseño preliminar.


 **Diseño detallado.** Previamente el diseño preliminar debe cumplir con las especificaciones para tener disponibles los datos de las dimensiones generales y la ubicación de los componentes, la forma del cuerpo del vehículo, el peso y la ubicación del centro de gravedad, las curvas de desempeño del motor y de las llantas. Es posible que surjan en esta etapa problemas que obliguen a volver al diseño preliminar, en un proceso de retroalimentación que lleve finalmente a un diseño básico con un amplio margen de ajuste que permita al vehículo el ofrecer las condiciones requeridas para cada competencia después de su puesta a punto.

 **Efecto de los cambios en el diseño.** Hay dos tipos de cambios, los grandes cambios que mejoran el desempeño del vehículo (tales como un cambio de motor o de llantas), y los pequeños cambios que balancean el carro (tales como las pequeñas variaciones en la suspensión o la dirección), teniendo muy en cuenta que “cada cosa afecta a cada cosa”, es decir, un cambio hecho para mejorar un aspecto puede fácilmente degradar el comportamiento general.

1.2.2 Centro de gravedad. Al frenar en las rectas es transferida carga de las llantas traseras a las delanteras. Entre más alto el centro de gravedad, mayor es la transferencia, por eso se debe ubicar tan bajo como sea posible. Cuando se frena y se está dando una curva la carga sobre la rueda delantera exterior es alta, y si el centro de gravedad estuviera ubicado relativamente muy adelante la carga llegaría a ser muy alta. Si está ubicado atrás en un vehículo de tracción trasera la tracción disponible se incrementa, igual ocurre si está ubicado hacia adelante en un vehículo de tracción delantera, aunque los requerimientos para un buen desempeño del vehículo sugieren que en lo posible el centro de gravedad tienda a estar en el centro del vehículo, sin comprometer la tracción.


1.2.3 Motor².

 **Diámetro de cilindro y carrera.** Un cilindro está especificado por sus dimensiones y su carrera; el tamaño es el diámetro del cilindro (D); la carrera (L) es la distancia que recorre el pistón desde el punto muerto inferior hasta el punto muerto superior. Estas mediciones se utilizan para calcular el desplazamiento del pistón; un motor con un diámetro más grande que su carrera es denominado sobrecuadrado; un motor cuadrado tiene diámetro y carrera de igual tamaño. Hay una razón para que existan motores cuadrados y sobrecuadrados: una carrera más corta tiene menor pérdida por fricción porque los pistones y anillos se mueven en distancias menores; la carrera más corta reduce la altura necesaria del motor, característica de los motores de competición.

 **Desplazamiento del pistón.** Este es el volumen que desplaza el pistón al moverse del punto muerto inferior al punto muerto superior. Para determinar el desplazamiento del pistón se utiliza la formula:


$$Despl = \frac{(\pi \times D^2 \times L)}{4} \quad \text{Ecuación 1}$$


El desplazamiento total es la suma de los desplazamientos de cada pistón. El desplazamiento se da en centímetros cúbicos o en litros.

 **Relación de compresión.** Es la medida de cuanto se comprime la mezcla aire y combustible durante la carrera de compresión. La relación de compresión se determina dividiendo el volumen del cilindro y de la cámara de combustión cuando el pistón está en el punto muerto inferior, entre el volumen cuando el pistón está en el punto muerto superior. El volumen con el pistón en el punto muerto superior es el volumen libre; ese es el volumen que queda por encima del pistón en el punto muerto superior.

² CROUSE, William. Puesta a punto de motores. México: Alfaomega, 2002. p.20

Una relación de compresión más elevada comprime más la mezcla aire y combustible durante la carrera de compresión. Después del encendido, resulta una presión de combustión más elevada y el gas quemándose se expande a un volumen mayor. Esta relación de compresión más elevada ejerce más fuerza sobre el pistón durante una parte mayor de la carrera de potencia. Cada carrera de potencia produce más potencia que un motor similar con una relación de compresión menor. Esto hace que la relación de compresión elevada sea deseable, porque el motor puede producir más potencia. Sin embargo, el motor puede requerir gasolina de alto octanaje a fin de impedir la detonación.

 **Medición del rendimiento del motor.** La eficiencia volumétrica es la medida de que tan completo se llena el cilindro con la mezcla aire combustible durante la carrera de admisión. La eficiencia volumétrica sería del 100% si el cilindro se llenara en su totalidad. Hay varias maneras de mejorar la eficiencia volumétrica; una es utilizar válvulas de admisión más grandes. Otra es utilizar más de una válvula de admisión y de escape por cilindro. Otra forma es utilizar inducción forzada con un supercargador o turbocargador que presuriza el aire o la mezcla aire y combustible de entrada.

 **Par de torsión del motor.** En la figura 4 se muestra una curva de par de torsión. El par de torsión es la fuerza que resulta de la presión de la combustión que empuja hacia abajo los pistones. Cuando un pistón se está moviendo hacia abajo en la carrera de potencia, esta fuerza actúa por medio de la biela y se convierte en el par de torsión del cigüeñal. Mientras más elevada sea la eficiencia volumétrica y más elevada sea la presión de la combustión, mayor será el par de torsión.


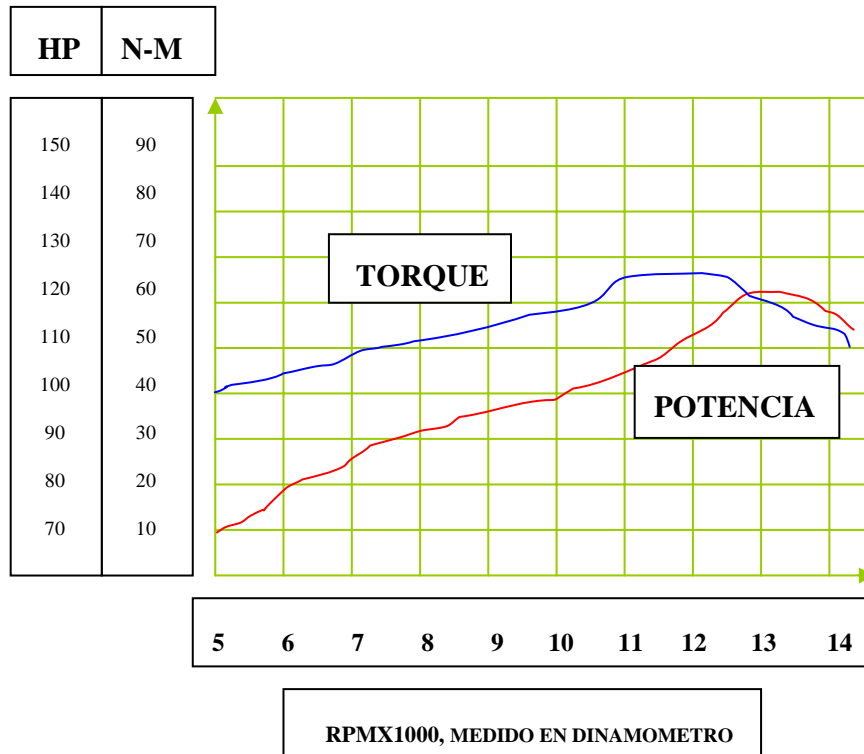
 **Potencia del motor.** La potencia del motor es la potencia disponible en el cigüeñal para hacer trabajo. La figura 4 muestra la curva de potencia de un motor. La unidad más común de medición para la potencia es el caballo de fuerza (HP).

Figura 4. Curva de performance motor Yamaha YZF R6




En el sistema métrico, la potencia de salida del motor se mide en kilovatios (Kw). Un caballo de fuerza es igual 0,746 kw. Se pueden calcular los caballos de fuerza si se conoce el par de torsión del motor y la velocidad (rpm). La fórmula es:

$$HP = \frac{\text{partorsión} \times rpm}{5252} \quad \text{Ecuación 2}$$


Medición de los caballos de fuerza. Los caballos de fuerza al freno (bhp) son la potencia disponible en el cigüeñal para ejecución de trabajo; se miden con algún tipo de freno que coloca una carga sobre el cigüeñal ². Los caballos de fuerza brutos se miden probando un motor básico, esto es, un motor al cual se le ha eliminado todo, excepto los elementos que necesita para operar. Los caballos de fuerza netos son la potencia entregada por un motor totalmente equipado. Los caballos de fuerza netos son la potencia que se entrega a la transmisión.

En un motor de 4 cilindros, la diferencia entre los valores brutos y netos es de casi 20%. Los caballos de pista son la potencia entregada a las ruedas motrices. Los caballos indicados (ihp) son la potencia desarrollada dentro del cilindro; se determinan midiendo las presiones. Los caballos indicados son siempre más elevados que los caballos al freno. Parte de la potencia desarrollada en los cilindros se pierde para vencer la fricción interna en el motor. Los caballos a la fricción (fhp) son la potencia requerida para vencer la fricción de las partes internas móviles del motor. La relación entre los bhp, ihp y fhp es:

$$bhp = ihp - fhp \quad \text{Ecuación 3}$$

 **Eficiencia del motor.** La eficiencia del motor es la relación entre su potencia real y su potencia teórica -potencia disponible si el motor operara sin pérdidas-.

 **Eficiencia mecánica.** Relación entre bhp e ihp : $Em = \frac{bhp}{ihp}$ Ecuación 4

 **Eficiencia térmica.** Relación entre la potencia producida y la energía del combustible quemado para producir dicha potencia.

 **Aspectos a tener en cuenta del rendimiento del motor.**

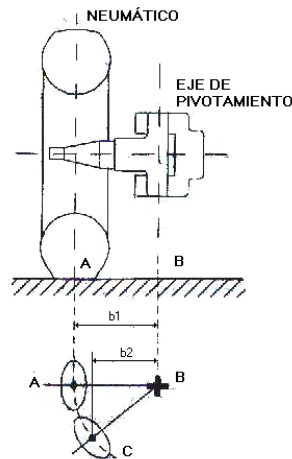
- ❖ Mientras mayor sea el desplazamiento más mezcla puede introducirse y las carreras de potencia serán más poderosas.
- ❖ El par de torsión determina la aceleración del vehículo.
- ❖ El número de cilindros depende de la cilindrada total y de la aplicación; para la misma cilindrada un motor deportivo dispondrá de más cilindros (para su alto régimen de giro) y es menor su relación s/d (carrera / diámetro).

1.2.4 Las ruedas. Son el nexo vehículo-pista gracias al cual se transmiten las órdenes de avance, frenado y dirección. A diferencia de un carro de calle, cuyas paredes u hombros deben tener mucha flexibilidad para absorber todos los baches del piso, las llantas de carreras tienen unas carcacas sumamente rígidas y casi indeformables para garantizar la perfecta pisada de la rueda en la pista cuando va en pleno apoyo en curva, o más importante aún, en el momento de su mayor esfuerzo, en la frenada. En un carro de calle, para evitar que la rueda se deforme y apoye torcida al andar rápidamente y tomar curvas forzadas, hay que aumentar la presión de inflado, mientras que en las llantas de carreras esa deformación natural es impedida por la carcaca, por lo cual las presiones que se manejan son bajas, teniendo una ventaja importante en seguridad porque en caso de pinchazo o ruptura la desinflada es mas progresiva y no se produce un estallido. El labrado de una llanta no ayuda en el agarre en pista seca, así que es mejor hacer la llanta completamente lisa para aprovechar la mayor superficie en contacto con el asfalto, de esto surgen las llantas slicks, excepcionales en seco pero mortales en lluvia donde el labrado recupera su importancia; las slicks llevan unas ranuras en su perímetro para verificar la cantidad y forma del desgaste de la llanta.

Los esfuerzos que pueden transmitir a la pista se limitan por las características de la llanta y la pista, y dependen del peso que soportan. Se observa el uso general de llantas anchas, con mayor adherencia en pista seca y movimientos de conducción más rápidos y positivos, mejorando la maniobrabilidad; el desgaste disminuye ya que la carga se dispersa sobre una mayor superficie de caucho en contacto con la pista, el peso suspendido no cambia y la presión por unidad de superficie de la huella de la llanta es menor; sobre pista húmeda puede no haber la suficiente fuerza para maximizar la superficie de la llanta en contacto con la pista, entonces las llantas muy anchas pueden hacer vehículos proclives al «aquaplaning» (resbalar sobre una capa de agua), con una consecuente pérdida de control.

 **Geometría de la rueda**³. La figura 5 muestra una rueda delantera:

Figura 5. Rueda con eje de pivotamiento vertical.

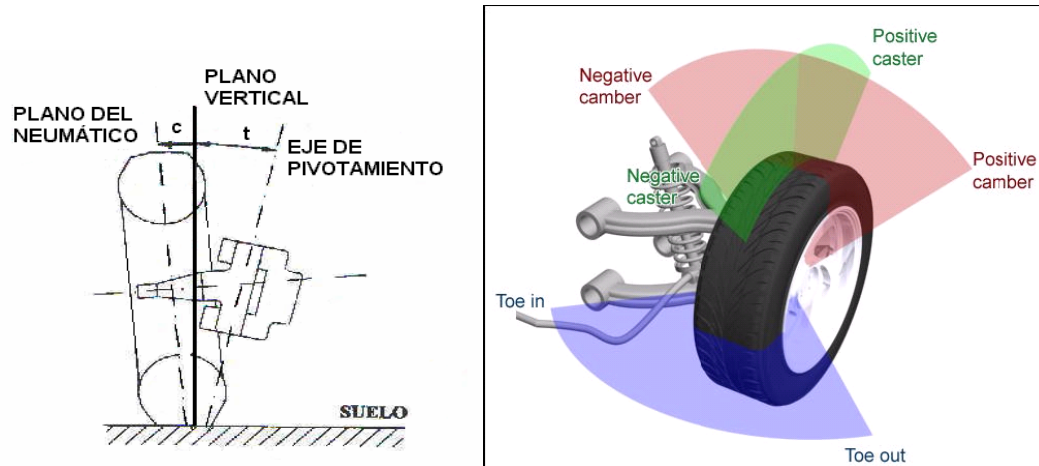


La distancia A-B es el brazo de palanca a través del cual se transmiten al eje de pivotamiento los esfuerzos que se originan en la rueda, por lo tanto, serán tanto mayores cuanto mayor sea esta distancia A-B; si el piloto quiere hacer girar la rueda, debe hacer que la mangueta gire alrededor del eje de pivotamiento y que la rueda recorra el camino A-C. La conclusión es que para ahorrar trabajo y esfuerzos innecesarios debería reducirse la distancia A-B; esto significa que en el ejemplo de la figura, la intersección de la prolongación del eje de pivotamiento con la pista (punto B) debería hacerse coincidir con la huella de la llanta. En la práctica esto se consigue aproximando el eje de pivotamiento a la rueda e inclinándolo- Figura 6-, formando el ángulo "t" con respecto al plano vertical, denominado inclinación del eje de pivotamiento o también salida o king-Pin. Se pueden obtener tres resultados: a) Que este punto de intersección con el suelo esté más al interior que el centro de la llanta - salida positiva -; al frenar, el par de fuerzas que se genera tiende a abrir la dirección, por lo que el vehículo se desestabiliza. b) Que el punto de intersección con el suelo esté más al exterior que el centro de la llanta -salida negativa -; al frenar, el par de fuerzas que se genera tiende a cerrar la dirección, por lo que ganamos estabilidad en frenadas.

³ FONT, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p.10.8.

El anterior es el reglaje habitual en competición. c) El punto de intersección con el suelo coincide con el punto medio de la llanta - salida neutra -; la estabilidad no cambia al frenar.

Figura 6. Ángulos de inclinación y caída.



También se inclina la rueda con respecto al plano vertical formando el ángulo “c”; esta inclinación también facilita el pivotamiento de la rueda en la medida que el punto A se aproxima más aún al B. Al ángulo “c” se le denomina caída y, en ocasiones, también camber. Su función es mejorar el agarre en las curvas al compensar la deformación de la llanta al hacer fuerza lateral en él. La mayoría de vehículos usan ángulos de inclinación y caída. Por lo general la caída es positiva (mangueta hacia abajo), pero la caída puede ser nula (rueda vertical) o incluso la mangueta puede estar ligeramente inclinada hacia arriba (caída negativa).

Figura 7. Angulo de caída.

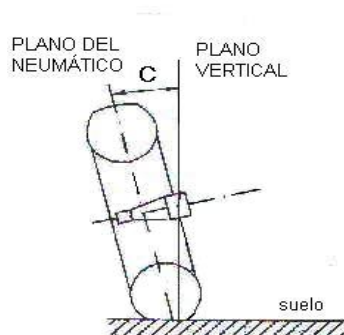
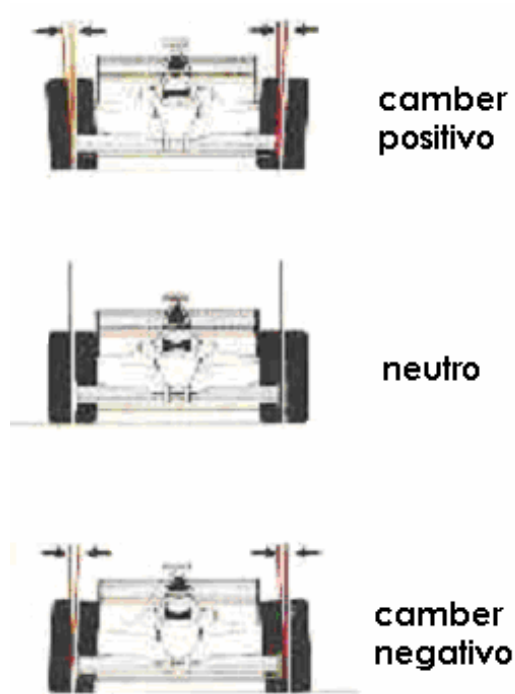
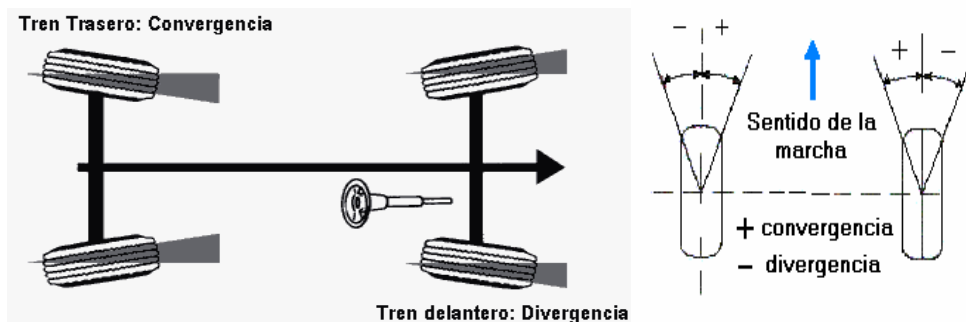


Figura 8. Variaciones del camber.



Por la inclinación de la rueda la zona de contacto no está centrada en la banda de rodamiento sino hacia el borde. Una caída excesiva influencia el desgaste porque provoca un derrapaje continuo de las ruedas; para compensar esto se da un nuevo reglaje: la convergencia, que consiste en cerrar las ruedas por la parte delantera y abrirlas por la trasera (positiva), de tal modo que la tendencia a abrirse producida por la caída queda neutralizada. Si es positiva se le denomina “toe-in”; cuando las ruedas directrices están abiertas por delante y cerradas por detrás, se dice que la convergencia es negativa, hay divergencia, o “toe-out”.

Figura 9. Ángulos de apertura.



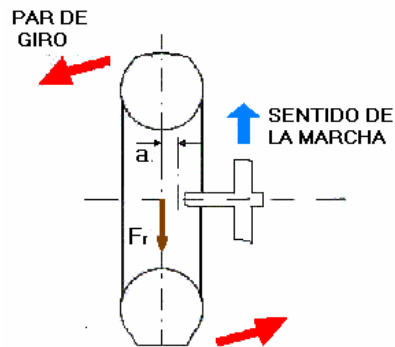
Parece lógico que las 4 ruedas perfectamente paralelas es la mejor solución, porque en recta producen la menor fricción posible. Entonces ¿por qué introducir convergencias?. El efecto en las ruedas delanteras es: una ligera convergencia facilita la estabilidad del vehículo con las irregularidades del terreno, la dirección se "autocorriges". Este es el reglaje habitual en los vehículos de serie. Una ligera divergencia facilita el giro, la conducción es más agotadora pero más efectiva. Es el reglaje empleado en competición.

En las ruedas traseras, el efecto es el contrario; por ello, los reglajes de competición incluyen una ligera divergencia en el tren delantero y, en algunos casos, una ligera convergencia en el trasero. Hay que tener en cuenta que cualquier convergencia o divergencia mejora el paso por curva pero introduce un poco de rozamiento extra, por lo que se pierde ligeramente en velocidad punta.

Resistencia a la rodadura. Cuando las llantas ruedan sobre una superficie, la goma se deforma para adaptarse a las pequeñas irregularidades (el "granulado" del asfalto). Esto permite a la goma "anclarse" microscópicamente al asfalto de la pista, lo que se conoce como agarre. Esto depende de 3 factores: 1) histéresis: si la rueda se deforma poco y se expande rápido, disminuye la resistencia al avance. Esto se puede lograr con un compuesto de goma que sea más duro, por eso unas ruedas de compuesto duro tienen más velocidad punta. 2) presión de inflado: una mayor presión hace que la huella se deforme menos. 3) radio de la rueda: las ruedas pequeñas tienen menos velocidad punta. Como conclusión se tiene que para disminuir la resistencia a la rodadura se necesita una presión de inflado alta, una goma dura y un diámetro grande, entonces, un compuesto duro tiene menos agarre pero resiste más vueltas, y el blando tiene mejor adherencia pero se desgasta más rápidamente.

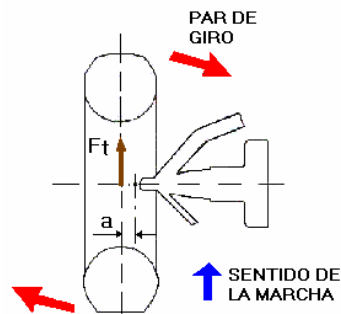
La figura 10 analiza una rueda delantera de un auto con eje trasero motriz, el cual transmite su empuje al chasis y éste por el eje delantero a las ruedas directrices, el eje tira la rueda y ésta por su resistencia a la rodadura tiende a retrasarse.

Figura 10. Resistencia a la rodadura ruedas directrices, tracción trasera.



Este fenómeno aumenta el efecto de la caída; con tracción delantera la resistencia a la rodadura es inferior a la fuerza de tracción y es la rueda la que “tira” del vehículo. F_r representa ahora la fuerza de tracción ejercida por la rueda (Figura 11) y el par de giro alrededor del eje de pivotamiento tiende a cerrar la rueda por la parte delantera; la tendencia de las ruedas a abrirse producida por la caída es contrarrestada, su efecto es similar al de una mayor convergencia positiva.

Figura 11. Resistencia a la rodadura de ruedas directrices, tracción delantera.



Se deduce que cuando las ruedas delanteras son solo directrices, la resistencia a la rodadura tiende a abrirlas por la parte delantera; cuando además son motrices, la fuerza de tracción tiende a cerrarlas. En general, podría decirse que con ruedas directrices solamente y caída positiva la convergencia deberá ser positiva (cerrada por la parte delantera); si las ruedas son directrices y motrices y la caída es positiva, la convergencia podría ser positiva o negativa, dependiendo del diseño.

Si las ruedas delanteras son solo directrices (no motrices) el suelo ejerce sobre

ellas una fuerza igual a la resistencia de la rodadura y en sentido opuesto al de la marcha. Esta fuerza ejerce un efecto de autoorientación cuando el eje de pivotamiento se sitúa por delante del punto de contacto sobre el suelo, característica que se aplica a la dirección de los vehículos dando cierta inclinación longitudinal al eje de pivotamiento independientemente de la inclinación lateral o “salida”. Al ángulo que forma el eje de pivotamiento con respecto al plano vertical se le denomina avance o “caster”; por lo general es positivo, lo cual significa que el extremo inferior del eje de pivotamiento está adelantado con respecto al superior.

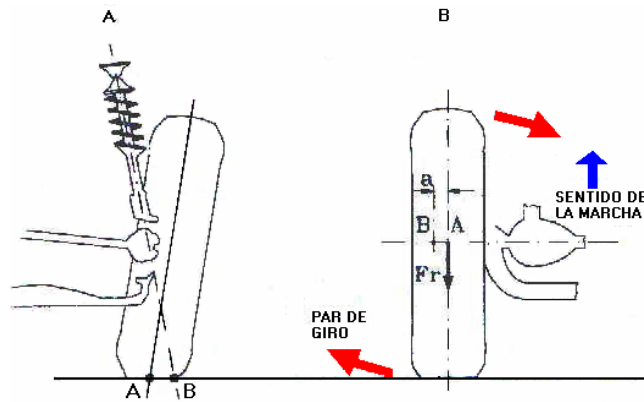
El par de alineación de la dirección está influenciado por el ángulo de inclinación del eje de pivote y por el avance; como consecuencia de la inclinación del eje de pivotamiento el propio peso del vehículo tiende a orientar las ruedas nuevamente en el sentido de la marcha; éste fenómeno unido al de avance determina el grado de tendencia a la auto alineación de la dirección. Un avance excesivo podría dar lugar a una dirección demasiado dura y con una clara tendencia a mantener la dirección de la marcha; un avance insuficiente podría producir una dirección muy suave pero poco estable. Si la inclinación del eje de pivote es grande puede ser necesario reducir al mínimo el avance para evitar una dirección con una tendencia excesiva a la autoalineación, y son cada vez más los vehículos con un ángulo de avance mínimo o incluso negativo. Casi en todos los vehículos el ángulo de inclinación del eje de pivotamiento es tal que su proyección sobre la pista no cae en la parte interior de la huella de la llanta, sino en el exterior -ángulo de pivotamiento negativo- y repercute en un mejor equilibrio en la frenada.

La figura 12 representa una rueda delantera con radio de pivotamiento negativo. Al accionar los frenos se producirá una resistencia a la rodadura $-F_r$ que será tanto mayor cuanto mayor sea la acción del freno y la adherencia de la llantas. Se producirá un par de giro alrededor del eje, pero al estar B en el exterior del plano de la llanta el sentido del par será inverso y tenderá a cerrar la rueda.

Ante fuerzas desiguales, la rueda de más resistencia se cierra más por la parte

delantera anulando la tendencia a virar bruscamente, así un desequilibrio al frenar (por ejemplo en lluvia) se compensa.

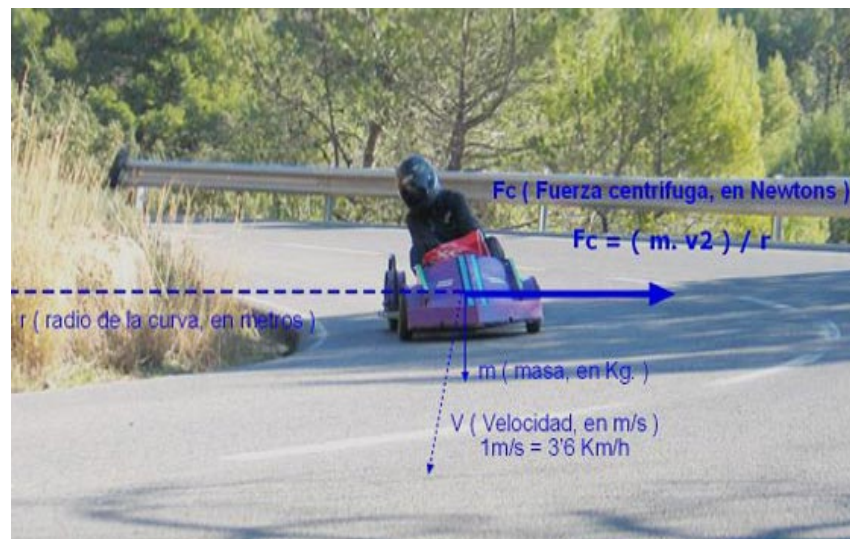
Figura 12. Radio de pivotamiento negativo.



Ancho de llanta. Una llanta muy ancha hace que los laterales de la banda de rodadura trabajen en exceso. Una llanta muy estrecha sobrecarga el centro.

Agarre en curva.

Figura 13. Fuerza centrífuga.




Competencia de carritos en descenso. 2004

La fuerza centrífuga, F_c , trata de sacar al vehículo de su trayectoria. De la fórmula (y del sentido común) se deduce que un vehículo "se va" más en una curva cuanto más pesa, cuanto menor es el radio de la misma (o sea, cuanto más cerrada es) y, sobre todo, cuanto más rápido va (en la fórmula, la velocidad está al cuadrado). Esta fuerza debe ser resistida por las llantas y su agarre a la pista.

Los principales factores que influyen en la capacidad de generar fuerza lateral - es decir, de agarrarse más en las curvas - son: 1) Dureza de la goma: una goma más blanda agarra más en curva. A modo de comparación, estas son las durezas en medida Shore (se mide con un durómetro) de varios tipos de llantas: Dragster: 25-45. Fórmula 1: 50-65. Gran Turismo: 60-75. Coche de serie: 65-80. La dureza es el número seguido de una "A" en el lateral de la rueda: 75A, 78A. 2) Presión de inflado: El máximo agarre lateral se consigue a una determinada presión. Por debajo de ella la llanta "flanea" en los apoyos y por encima de ella la huella se deforma y la parte central del mismo apoya más que los lados. 3) Peso soportado: A mayor peso soportado, más capacidad de agarre tiene la llanta. El Coeficiente de fuerza lateral es el cociente entre la fuerza lateral entre el peso soportado, $\mu_{Fl} = F_l / P$, también conocido como sensibilidad al peso y es un valor muy importante; en competición pura se sitúa por encima de 1,8 (A 1Kg. de peso soportado la llanta genera 1,8 Kg. de fuerza lateral). En una llanta de serie este μ_{Fl} se sitúa alrededor de 0,9. Lógicamente al aumentar el peso aumentamos también la fuerza centrífuga, por lo que en competiciones de automovilismo se busca aumentar el peso soportado a base de apoyo aerodinámico contra la pista, el cual no genera fuerza centrífuga. 4) Temperatura: Las llantas están diseñadas para trabajar a una temperatura determinada. Por debajo de ella el agarre es mediocre, por encima la llanta se degrada. Para elevar la temperatura de las llantas en la salida se pueden utilizar calentadores de competición. La temperatura en todo lo ancho de la banda de rodadura ha de ser la misma, con un aumento máximo del 10% en el interior de la banda de rodadura.

Una temperatura más elevada en una parte de la llanta nos indica que esa parte está trabajando demasiado. 5) Ancho de llanta: Una llanta muy ancha hace que los laterales de la banda de rodadura trabajen en exceso. Una llanta demasiado estrecha "abomba" el neumático sobrecargando la parte central.

 **Llantas para pista húmeda.** La parte delantera de la huella aplasta la capa de agua, que trata de escapar por los canales de la llanta. Lógicamente, este proceso requiere un tiempo, por lo que la parte delantera de la llanta literalmente "flota" sobre el agua, sin aportar ningún agarre. La parte central de la huella ya ha conseguido evacuar algo de agua, por lo que ya hay un cierto contacto entre la goma y el asfalto. Si la capacidad de desagüe es suficiente, la parte trasera ya contacta totalmente con el asfalto, aportando casi todo el agarre. Si no se puede desalojar esa agua sufriremos el temido aquaplaning, en el que la llanta flota sobre una capa de agua, con lo que el agarre es casi nulo.


Para aumentar el agarre de una llanta en pista húmeda se recomienda: contar con los canales de evacuación (longitudinales y diagonales) necesarios para sacar el agua de debajo de la llanta. Montar una llanta estrecha es mejor que una ancha por dos razones: Distribuye el peso del vehículo en menos superficie, por lo que la presión sobre la capa de agua es mayor, evacuándola con más rapidez. Acorta el camino que tiene que recorrer el agua por los surcos diagonales hasta el exterior de la llanta. Poner una llanta de goma blanda; de esta manera, al tener mayor histéresis, la goma se deformará más y hay más porción de huella en contacto con el asfalto. Inflar un poco más la llanta, al inflarla abrimos los canales de evacuación de agua para que trabajen mejor. Si la desinflamos, aumentamos la huella pero se cierran ligeramente los canales, con lo que logramos el efecto contrario al pretendido.


En resumen, la llanta ideal para una carrera con lluvia sería estrecha, de goma blanda, bien inflada y con buenos surcos en el dibujo.


1.2.5 La caja de cambios. Las cajas de los vehículos de competición deben explotar toda la potencia y el par motor que rinde la máquina; además, deben ser robustas para resistir la fuerza que transmiten, y tienen que ser de acción rápida. La caja de cambios multiplica el par de torsión que proporciona el motor para seleccionar las relaciones más apropiadas, lo que es vital para las carreras cuando se quiere que el motor funcione en su gama de revoluciones óptima dentro de cada marcha. Una proporción de marchas bien elegida explota plenamente la potencia del motor.


La preparación tiende a acercar la velocidad a la que se consigue el par motor máximo a la cual se produce el máximo de potencia; toda la potencia y el par motor utilizables se concentran en una banda de revoluciones estrecha. La preparación tiende a reducir la flexibilidad del motor, de modo que las proporciones de la caja de cambios deben estar escalonadas de forma que contribuyan a extraer toda la potencia y el par desarrollados por el motor para el mejor aprovechamiento. Los motores más preparados tienen aún más estrecha la banda. Es evidente que el carro tiene que ser capaz de funcionar en una gama de velocidades amplia; tiene que ser capaz de arrancar con rapidez y de mantener una velocidad máxima alta; con las proporciones de marcha demasiado cercanas se podría llegar a un punto en que la primera marcha fuera demasiado alta para arrancar desde la posición de parado o, por el contrario, habría «agujeros» evidentes en el espaciamiento de las proporciones. Un vehículo de competición, cuyo motor debe girar al límite de su potencia máxima, lleva cinco o seis marchas o velocidades, aunque también es posible aplicar cambios con un número reducido de marchas a vehículos destinados a correr en circuitos donde no existe mucha diferencia entre las velocidades mínima y máxima. Actualmente la mayoría de las cajas de competición son secuenciales, en las que los cambios siguen una secuencia que pasa de un cambio al inmediatamente anterior o posterior, con un mecanismo que es fácil de manejar electrónicamente por lo que se pueden controlar con botones puestos en el timón.


1.2.6 Movimientos del vehículo⁴.

 **Cabeceo.** Rotación en torno al eje transversal. Se hunde la parte anterior y levanta la posterior o viceversa. Movimiento de frenada y aceleración.

 **Balanceo.** Rotación en torno al eje longitudinal. Producido al dar curva.

 **Guiñada.** Rotación en torno al eje vertical por cambios de dirección.

 **Bailoteo.** Oscilaciones rectilíneas en el sentido del eje vertical del automóvil. Es un movimiento típico en pistas levemente onduladas.

 **Bandazos.** Es el movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje transversal. Este movimiento suele ser provocado por la acción del viento lateral.


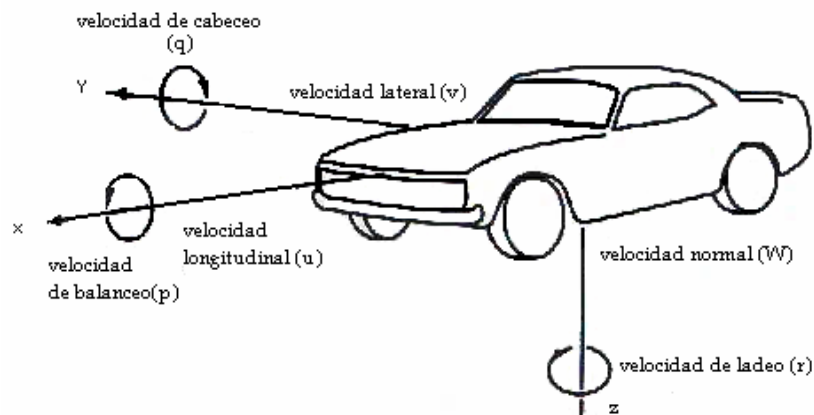
 **Vaivenes.** Es el movimiento oscilatorio rectilíneo en el sentido del eje longitudinal. Las causas principales se suelen encontrar en fallas del motor o en frenos en mal estado.

Figura 14. Sistema coordinado y movimientos del vehículo



⁴ MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p.116.

1.2.7 La dirección⁵. En una curva la trayectoria de una y otra rueda directriz no es la misma ya que cada una de ellas tiene distinto radio de giro; si la orientación de ambas ruedas fuera la misma en todo momento cada una giraría con respecto a un centro de rotación distinto, y una sería arrastrada por la otra puesto que las ruedas, al girar con centros de rotación distintos, tenderían a variar la distancia entre ellas y una de las ruedas (o las dos) sufriría un deslizamiento lateral que, además de suponer una mayor dificultad en el accionamiento de la dirección, provocaría un desgaste inaceptable en la llanta acortando su vida de forma drástica. Es por esto que las ruedas deben tomar orientaciones diferentes y tales que las prolongaciones de sus ejes se corten en un centro de giro común. Algo análogo debe suceder entre las ruedas traseras y delanteras ya que todo el vehículo tiene que girar sin desplazamientos relativos entre sus partes; esto implica que las 4 ruedas tengan en todo momento un mismo centro de rotación. Es de destacar que la rueda tiene una manera característica de girar y de adherirse que crea una trayectoria diferente de la impuesta (deriva) y que provoca que el vehículo gire en una trayectoria más cerrada (vehículo sobrevirador) o menos cerrada (vehículo subvirador) que la impuesta por el ángulo girado por las ruedas.

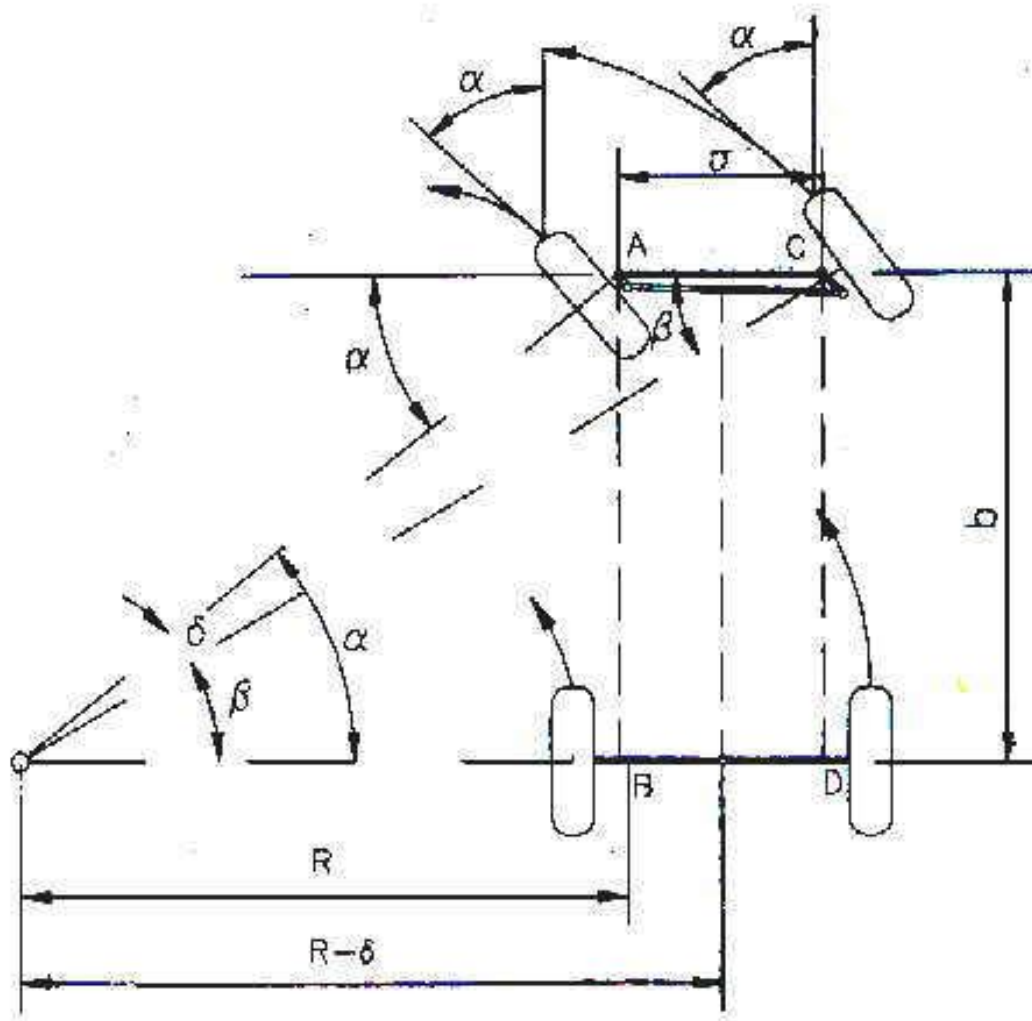
El sistema Ackermann ha sido el tradicionalmente usado para dar solución al anterior problema, e incluso se han hecho análisis adicionales como el de Jeantaud. En el sistema anteriormente usado, al girar un mismo ángulo las dos ruedas directrices las trayectorias recorridas por ambas no eran paralelas y, por lo tanto, las ruedas deslizaban en las curvas; para evitar el deslizamiento, y hacer que las ruedas recorran trayectorias paralelas concéntricas, es preciso girar las dos ruedas delanteras según dos ángulos progresivamente diferentes. La condición geométrica que debe cumplirse para conseguir este efecto se traduce a:

$$Co \tan \alpha - Co \tan \beta = \frac{Anchodevía(a)}{Batalla(b)} \quad \text{Ecuación 5}$$

⁵ FONT, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p.10.1.

Aunque no existe ningún mecanismo que se ajuste a esta condición geométrica de forma exacta, Jeantaud analizó cierta condición que se ajustaba de forma precisa; el análisis experimental ha mostrado que el viraje correcto se consigue con bastante aproximación cuando la orientación de los brazos de la dirección es tal que sus prolongaciones se cortan en la mitad del eje trasero del vehículo ⁶.

Figura 15. Geometría del cuadrilátero de Jeantaud.

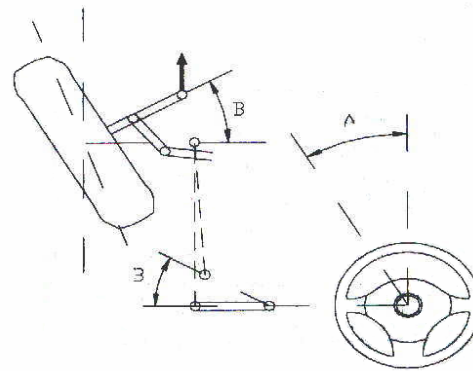


Font, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p: 10.7

Relación de desmultiplicación. En todo sistema direccional, la relación de desmultiplicación (R_d) viene determinada por la relación que existe entre el ángulo (A) descrito por el volante y el ángulo (B) obtenido en las ruedas directrices (Figura 16).

$$R_d = \frac{A}{B} \quad \text{Ecuación 6}$$

Figura 16. Relación de desmultiplicación.



Un mayor diámetro del volante da un menor esfuerzo a realizar, pero sus dimensiones vienen determinadas por el espacio disponible en el habitáculo.

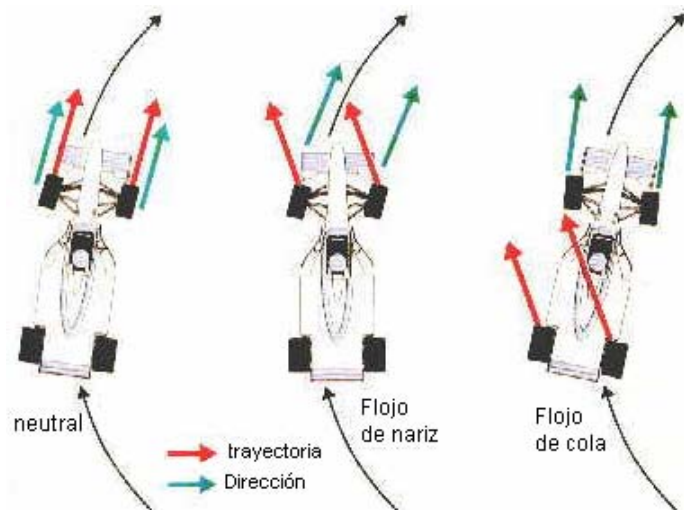
Dinámica de la dirección.


Deriva. Al entrar en la curva se actúa sobre el volante girando las ruedas un cierto ángulo, una vez giradas las ruedas se produce en la superficie de las huellas de las llantas delanteras una fuerza de la pista que es teóricamente perpendicular a cada rueda, por tanto dirigida hacia el centro de rotación y cuyo valor es tanto mayor cuanto mayor sean el ángulo girado y la adherencia de la llanta. La velocidad del vehículo y su tendencia a seguir en línea recta crea una fuerza de inercia (dirigida según la tangente a la trayectoria) y que actúa sobre la llanta deformándola y obligándola a seguir una trayectoria más ancha que se desvía de la teórica tanto más cuanto más elevada es la velocidad, y como consecuencia de la fuerza centrífuga.

Vehículo neutro. El ideal teórico son derivas iguales en las cuatro ruedas.

Vehículos subviradores y sobreviradores. Un vehículo subvirador es aquel en que la deriva delantera es mayor que la trasera –flojo de nariz-. Respecto al neutro el subvirador recorre con igual ángulo de giro una trayectoria más ancha y requiere entrar en las curvas con anticipación. Este comportamiento es habitual en los vehículos de tracción delantera. El comportamiento subvirador es considerado seguro en condiciones normales de conducción, pues solo requiere una corrección instintiva cerrando más la curva si la trayectoria resulta demasiado exterior. En un vehículo sobrevirador la deriva trasera es mayor que la delantera –flojo de cola-; mientras que el centro de rotación se desplaza hacia delante, las llantas traseras deben soportar una mayor fuerza centrífuga, esto aumenta su deriva y desplaza hacia delante su centro de rotación; la elevada fuerza centrífuga que se ha acumulado sobre las ruedas traseras supera a la adherencia de la llanta provocando un trompo en el vehículo (derrape en las ruedas traseras). Para corregir un comportamiento de este tipo es preciso recurrir al contraviraje, es decir, girar las ruedas delanteras en sentido contrario al de la curva. Aunque sea peligroso para un usuario común, puede llegar a ser manejable con un piloto experto, y más apropiado para efectuar curvas de radio pequeño a gran velocidad.

Figura 17. Comportamiento direccional del chasis.



 **Dirección de competición.** La geometría Ackermann indica que la rueda interior gira alrededor de un círculo más pequeño que la exterior. Esta geometría es la que se usa en los vehículos de serie, es más cómoda para conducir, y reduce el desgaste de las llantas.

Las bieletas de dirección –brazos de la mangueta- pueden ser de tres maneras:

Convergentes; si la prolongación de las bieletas se cruza en el eje trasero, se tiene una geometría Ackermann. Esto hace que el inicio de la curva sea más rápido (el vehículo "se mete" bien en las curvas).

Se van abriendo las bieletas, con lo que el cruce de la prolongación de las mismas se produce por detrás del eje trasero, pudiendo llegar incluso a ser paralelas.

Si se exagera este efecto, la prolongación de las bieletas se cruce delante del vehículo; esto es el efecto Anti-Ackermann.

En competición, donde las cargas laterales en las curvas son muy elevadas, entrar en una curva muy rápido con una geometría Ackermann hace que el inicio de la curva sea muy bueno, pero, la rueda exterior soporta ahora la mayor parte de peso. Esto hace que el vehículo sobrevire a altas velocidades.

Las bieletas paralelas, o incluso la geometría Anti-Ackermann, hacen que aunque al vehículo le cueste un poco más entrar en la curva, en el momento de máximo apoyo la rueda exterior esté más girada, con lo que se genera más ángulo de deriva y por consiguiente más agarre lateral. Si se exagera puede producirse el efecto contrario, que el vehículo sobrevire, y haga un trompo.

La experiencia de los expertos en el tema muestra que también, dependiendo del tipo de conducción, un mismo vehículo puede comportarse como subvirador o sobrevirador.

1.2.8 La suspensión. Es el conjunto de órganos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal. Al chocar con un obstáculo, la rueda asciende y comprime un elemento elástico (resorte, ballesta o aire comprimido). Es lo que se llama "suspensión". Estos resortes se pueden cambiar según la dureza buscada. En algunos casos, también se pueden pre-comprimir para aumentar su dureza sin tener que cambiarlos. Esto es conocido como precarga. La dureza de un resorte se mide mediante la constante de dureza K. Indica cuántos Kg. Se le aplican para comprimirlo 1 cm.

Figura 18. Compresión y extensión de la suspensión.



www.autosport.com

Si sólo se usaran resortes, tras un obstáculo la suspensión rebotaría sin control; para evitarlo se añade una amortiguación que frena este movimiento. La amortiguación de compresión frena el movimiento de hundimiento. La amortiguación de extensión frena el movimiento de extensión del resorte. Normalmente, la amortiguación se realiza mediante un pistón lleno de aceite que tiene que pasar a través de un orificio muy fino. Si el amortiguador es regulable, este orificio se puede agrandar o estrechar externamente como si fuera un pequeño grifo. Las suspensiones están diseñadas para que en reposo, y bajo el peso del vehículo y el piloto, se hundan en parte de su recorrido. Esto es el prehundimiento o sag; si hay demasiado sag, se pierden centímetros útiles de recorrido de la suspensión. Si hay poco sag, la suspensión no será efectiva cuando se encuentren agujeros u obstáculos en el asfalto.


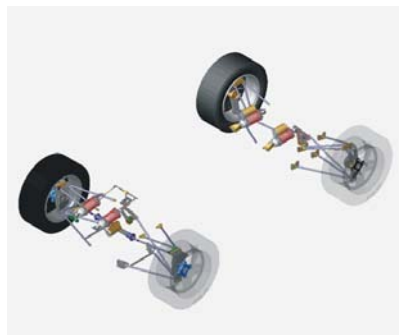
 **Masa suspendida y no suspendida.** En cualquier vehículo con suspensión, se distinguen dos partes: Masa suspendida, que es todo aquello soportado por la suspensión: chasis, piloto, etc. (M en la figura 23). Masa no suspendida: La parte del vehículo que se mueve al encontrar obstáculos: ruedas, frenos y suspensión (R en la figura 23). La masa no suspendida ha de ser lo más ligera posible para que la suspensión sea más efectiva al tener menos inercias.

Figura 19. Masa no suspendida de un vehículo de competición.



www.autosport.com


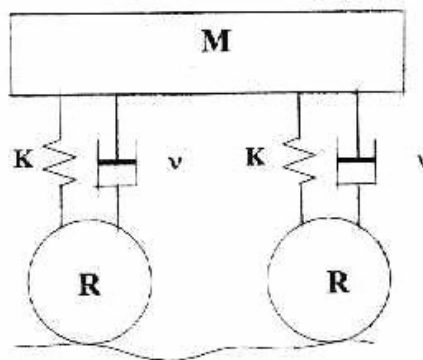
 **Mecanismo de la suspensión.** Es el conjunto de elementos elásticos (K en la figura 23) y viscosos (ν de la figura 23) interpuestos entre las masas no suspendidas y las suspendidas confiriendo a esta unión un comportamiento flexible y amortiguado.

Figura 20. Esquema representativo de la suspensión.



Font, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p. 10.54.

La acción combinada de las llantas y el sistema elástico de la suspensión absorbe las irregularidades generando oscilaciones que serán más grandes cuanto más “blanda” sea la suspensión; estas oscilaciones de las masas no suspendidas deben amortiguarse rápidamente para asegurar el contacto permanente de la rueda con la pista, función encomendada a los sistemas de amortiguación.

 **Frecuencia natural y periodo.** La ecuación utilizada es⁶:

$$f_n = (1/2\pi) \cdot (980 \cdot K / M) \quad \text{Ecuación 7}$$

f_n = Frecuencia natural en Hertz (ciclos por segundo)

K = Constante de dureza del resorte en Kg / cm.

M = Masa suspendida sobre esa rueda en Kilogramos.

La siguiente tabla muestra las frecuencias en las suspensiones habituales.

Tabla 1. Frecuencias de oscilación de la suspensión.

	Frecuencia de oscilación de la suspensión (Hz)
Carro de serie	1,2
Carro deportivo	1,3 – 1,5
Carro de competición	1,6 – 3,2
F-1	5 – 6

www.koni.com

6 MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p.761.

¿Que tanta amortiguación debe proporcionar la suspensión?: Si amortigua poco oscilará durante demasiado tiempo tras un bache; el vehículo simplemente absorbe el obstáculo y lo devuelve unos metros más adelante. Esto no sirve de nada. Si la amortiguamos mucho, la suspensión no actuará correctamente ante varios obstáculos seguidos (rizados en el asfalto, etc.); se quedará hundida y se volverá a extender demasiado tarde, cuando ya hemos pisado otro obstáculo.

La siguiente tabla muestra algunos datos sobre el reparto de amortiguación:

Tabla 2. Reparto de amortiguación en compresión y extensión.

	% Compresión	% Extensión
Carro de serie	25-30	75-70
Carro deportivo	40-45	65-60
Carro de competición	50-60	50-40

www.koni.com

En un vehículo de serie, la suspensión busca principalmente la comodidad: el amortiguador de compresión está bastante abierto (es fácil de comprimir) y el de extensión está más cerrado (vuelve más lentamente); de esta manera se absorben los obstáculos pequeños y la amortiguación de extensión más lenta evita la sensación de "bamboleo", como cuando se viaja en barco; sin embargo, tiene el inconveniente de que al trazar una curva con bastante velocidad, la suspensión se hunde con facilidad, con lo que el vehículo se inclina hacia el lado exterior de la misma, perdiendo entonces precisión en la trazada de la curva.

Una suspensión de competición posee una amortiguación de compresión más cerrada, cuesta más hundirla pero el piloto "siente" mejor las curvas y se evitan en

mayor medida los desplazamientos de peso a la rueda exterior, mejorando el agarre y la precisión; en contrapartida, se tiene menos confort.

La amortiguación en extensión se abre ligeramente para mejorar la velocidad de reacción ante impactos repetitivos. No se debe exceder al abrirla ya que se sufre el temido efecto "rebote".

La experiencia demuestra que el margen de comodidad para una persona es de 1 a 2 oscilaciones por segundo (60 a 100 oscilaciones por minuto). Se puede calcular la flexibilidad adecuada para cada vehículo aplicando la fórmula⁷:

$$N = \frac{1}{2\sqrt{\Delta y}} \quad \text{Ecuación 8}$$

N = Frecuencia que debe estar entre 60 – 100 $\frac{Hz}{\text{minuto}}$


Δy = Flecha o cedimiento (en metros) que experimenta el sistema bajo carga estática.

A la hora de diseñar, el primer paso consiste en la suposición de las condiciones extremas de trabajo; los criterios de diseño de los componentes son una combinación de la experiencia de los diseñadores y los datos obtenidos en ensayos realizados a vehículos dotados con elementos de medida ensayados en condiciones reales de pista y en simuladores mecánicos. Las conclusiones sobre la influencia en el cuerpo humano de las vibraciones a las que pueda estar expuesto cuando se encuentre circulando con un vehículo son que el campo en el cual son aceptables está restringido a frecuencias comprendidas entre 1 y 3 Hz.


Cuanto más ligeros son los elementos relacionados en el contacto con la pista

⁷ FONT, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p.11.5.

respeto a la carga que gravita sobre cada rueda, tanto mejor es el contacto de la llanta con la pista. Cuanto más tiempo está la llanta en contacto con la pista más aumenta su adherencia. En un auto de carreras se exige una gran adherencia en todas las posiciones, gran velocidad en las curvas y elevadas aceleraciones laterales además de una gran precisión de conducción, aunque resulte duro, rígido y poco confortable; todo esto se consigue con suspensiones de rótulas esféricas, gran rigidez de los elementos de las suspensiones, un mecanismo de la dirección sencillo, y una barra estabilizadora eficaz.

 **Barras estabilizadoras.** En una curva la acción de la fuerza centrífuga origina un par de vuelco que carga las ruedas exteriores y descarga las interiores; este fenómeno provoca problemas de adherencia y estabilidad. La barra estabilizadora se encuentra anclada en la estructura uniendo las dos ruedas del mismo tren y su misión es oponerse al par de vuelco mediante una rigidez torsional, de forma que los movimientos de balanceo del vehículo sean admisibles según criterios de estabilidad y confort.

En la gran mayoría de los casos son elementos metálicos de sección circular. Las barras son básicamente barras de torsión que enlazan transversalmente los brazos oscilantes de dos ruedas opuestas. Así, si en una curva un lado tiende a subir y el otro a bajar, se retuerce la barra estabilizadora y su esfuerzo de torsión limita la inclinación de la carrocería. El mismo efecto se produce cuando una de las ruedas encuentra un obstáculo, creando al bajar o subir la rueda un par de torsión en la barra que hace que el chasis se mantenga en posición horizontal.

 **Suspensiones independientes.** Están destinadas a vehículos de carácter deportivo; los principales beneficios son la mejora en las condiciones de estabilidad y manejabilidad. Con la suspensión independiente se disminuye la altura del centro de gravedad.

1.2.9 Los frenos⁸. El frenado de un vehículo se realiza con el fin de disminuir o anular la velocidad del mismo, para lo cual debe ser absorbida toda o parte de su energía cinética por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor. Se puede decir que el sistema frenante de un vehículo debe absorber la energía cinética de translación del mismo en el menor tiempo posible.

Además de los mecanismos propios del sistema de frenos al movimiento del vehículo también se oponen: 1. La resistencia aerodinámica del aire. 2. La resistencia a la rotación de las ruedas y 3. Los rozamientos internos de las piezas de transmisión, las cuales llegan a ser importantes cuando la velocidad del vehículo es alta (como en el caso de un vehículo de competición).

La acción frenante actúa sobre el vehículo a través de dos acoplamientos de fricción dispuestos en serie: el primero son las pastillas y el disco –en el caso de los frenos de disco- o tambor y zapatas- en frenos de tambor, y el segundo entre la llanta y la pista a través del coeficiente de adherencia.

En la acción de frenado la energía cinética del vehículo se disipa a través del rozamiento del material de fricción del sistema de frenos, siempre y cuando la fuerza de rozamiento inducida en la huella de la llanta sea igual o menor que su adherencia –igual al peso que soporta la rueda por un coeficiente que depende del estado de la llanta y de la pista-, puesto que de lo contrario la rueda se bloquea y el momento de frenado es menor. Cuando la fuerza de frenado aplicada a una rueda es inferior a la fuerza de impulsión en la misma, la resultante es positiva por lo que el vehículo se sigue desplazando pero con menor velocidad, pero si se da el caso contrario la resultante es negativa, lo que origina que la rueda se bloquee y se produzca el arrastre de la misma, necesiándose una mayor distancia de frenado porque solo está actuando la fricción entre la llanta y la pista.

⁸ FONT, José. Tratado sobreautomóviles. México: Alfaomega, 2001. p.121

El frenado en curva es más peligroso por ser tanto mayor como mayor sea la velocidad del vehículo ya que aumenta la fuerza centrífuga, transversal, que combinada con la fuerza de impulsión o frenado crea una resultante que se compara con la adherencia para determinar el derrape.

Considerando en las cuatro ruedas la misma adherencia si se suponen iguales las llantas y la pista, la fuerza de frenado se distribuiría por igual entre las ruedas delanteras y traseras en función del peso que soportan.

En el reparto de la fuerza de frenado hay que tener en cuenta que en el momento del frenado y por efecto de la inercia aparece una fuerza que desplaza al conjunto de los elementos suspendidos hacia delante, entonces parte del peso se desplaza de las ruedas traseras a las delanteras, con lo cual se aumenta la adherencia de estas al suelo y se debe aplicar entonces una mayor fuerza de frenado en estas.

El peso transferido al eje delantero por lo general es de aproximadamente el 20% del peso del vehículo.

Además de las pérdidas de trayectoria por bloqueo de ruedas, también se observa que en toda frenada el vehículo tiende a describir una trayectoria ligeramente curva, esto debido principalmente a las irregularidades existentes en los mecanismos de freno de ambos lados del vehículo -produciéndose por la diferencia de las fuerzas de frenado resultantes un momento- o las llantas -por la diferencia de las derivas que también producen fuerzas de frenado diferentes--, siendo un efecto que aumenta con la velocidad.

En una curva cada rueda tiene una adherencia distinta a la de las otras tres. Esto es debido a la descarga del eje posterior y sobrecarga del anterior y a la descarga de las ruedas interiores a la curva y sobrecarga de las exteriores. Por esto es más difícil para el piloto el frenar en curva.

Dos términos que evalúan el desempeño de los frenos son la eficacia y la inestabilidad.

La eficacia de un freno se puede indicar por el par que produce para cierto esfuerzo sobre el pedal, en función del coeficiente de rozamiento de las superficies de fricción, las variaciones dimensionales de los frenos y las condiciones ambientales.

La inestabilidad de un freno se expresa por la variación del par de frenado bajo el efecto de los factores que influyen en él como por ejemplo la variación del coeficiente de rozamiento por efecto de la temperatura. Se observa que cuanto mayor es la eficacia, mayor es también su inestabilidad.

Comparando los sistemas de frenado utilizados, el freno de disco es menos eficaz pero más estable, lo que se manifiesta en menores desequilibrios de la frenada, diferencias de funcionamiento entre frío y caliente menos acusadas, así como entre bajas y altas velocidades.

La estabilidad también conduce a la fidelidad, que se refiere a que la eficiencia del sistema es independiente de la temperatura. Con respecto a esta característica, el freno de disco tiene mayor fidelidad que el freno de tambor porque no presenta dilatación del espesor del disco y su forma no se altera con la temperatura.


El freno de disco consta básicamente de dos “pastillas” o pequeñas placas forradas con material de desgaste friccional, las cuales sujetan el disco; las pastillas son presionadas contra el disco por unos pistones desplazados debido a la presión hidráulica enviada al estribo por el cilindro principal. Sus ventajas son el conseguir un frenado más potente –pero exige una mayor presión hidráulica, y su peso y volumen menores constituyen una ventaja a nivel de la suspensión, puesto que contribuyen a disminuir el peso de las masas no suspendidas.

1.2.10 Aerodinámica. Uno de los desarrollos más importantes de los vehículos de competencia ha sido la aplicación de los principios de la aviación para generar, mediante alerones, un apoyo adicional hacia el piso. Los diseñadores buscaron hacer vehículos con formas más benévolas contra la resistencia al avance y lo primero fue pasar de áreas planas y piezas cuadradas a elementos redondeados; en ese momento el objetivo fundamental era alcanzar mayor velocidad y no se pensaba tanto en el consumo de combustible, una variable que más tarde habría de generar también cambios en las formas de los autos de calle.

Se dice que la forma ideal de un cuerpo para que cause la menor fricción y resistencia al moverse dentro del aire es la gota de agua. La explicación es simple; el agua toma la forma del medio en el cual se mueve y, por lo tanto, ilustra perfectamente la simetría y el flujo del aire ideal a su alrededor. Así fueron muchos de los primeros vehículos de carreras que evolucionaron en la aerodinámica: redondeados adelante y con una cola puntuda. Sin embargo, el desarrollo de los vehículos de carreras nunca siguió el canon estricto de la aerodinámica, inclusive, siguen un contrasentido técnico y conceptual (como en las competencias tipo Formula) porque si de buscar el máximo rendimiento se trata, el dejar las ruedas destapadas no es correcto pues estas aumentan el área bajo influencia de la resistencia del aire.

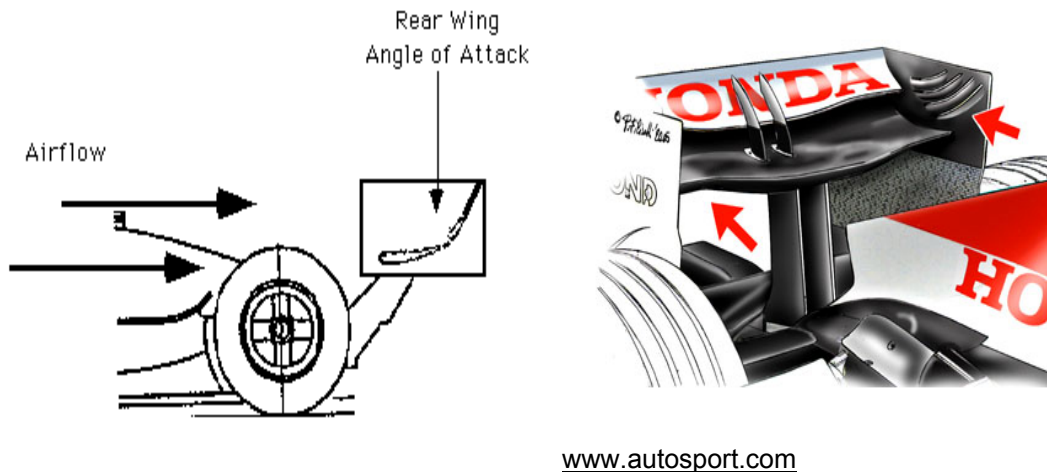
Realmente los vehículos aerodinámicamente más avanzados y veloces no son los Formula sino los prototipos, que están destinados a otro nivel de carreras donde demuestran que sus velocidades terminales son mucho más altas que las de los Formula. Hay otra consideración; las llantas mejoran su adherencia a medida que se aumenta el peso sobre ellas; como los vehículos de carreras son livianos es difícil conseguir que se transfieran cantidades importantes de peso a las ruedas en momentos críticos como el viraje porque físicamente ese peso no está en el vehículo, así que se aprovecha la resistencia de aire para que por medio de alerones sea creado un peso falso que mejore la adherencia del vehículo a la pista.

Mientras más apoyo dan los alerones, es mejor la adherencia del vehículo a la pista, pero, en lo opuesto, todo ese apoyo castiga de manera importante la velocidad, de tal manera que los diseñadores analizan una gran cantidad de formas aerodinámicas para sus vehículos con la irremplazable ayuda de las pruebas en un túnel de viento, el cual es una instalación en la que el vehículo es probado bajo condiciones que simulan los flujos de aire que afectarían al vehículo en la competencia, para así encontrar una combinación efectiva entre adherencia y velocidad, buscando el compromiso ideal de ambas variables.

 **Efecto ala.** Este efecto depende de la superficie del ala y de su inclinación. La cara superior, o extrados, es más recta, mientras que la cara interior, o intrados, es más curva. El Teorema de Bernoulli afirma que el aire que pasa pegado al ala circula más rápido en la cara con más recorrido (la inferior, que es más curva), que en la de menos recorrido (la superior, que es más recta). Se puede decir que el aire pretende llegar a la vez sea cual sea el lado del ala que recorre. El Teorema de Bernoulli afirma también que una velocidad más alta del aire genera a su vez una presión más baja. Resumiendo: en la cara inferior del ala se crea una baja presión (un leve vacío) y en la cara superior se genera una alta presión; el ala es “succionada” hacia abajo, ya que el aire trata de ir de las zonas de alta presión a las de baja, empujando el ala.

En caso de no contar con un túnel de viento, se puede recurrir a perfiles ya analizados, como los ofrece el antiguo código NACA –en el anexo K se muestra un ejemplo-; si se utiliza un perfil NACA, el código ofrece sus valores de C_x y C_y . C_x es el coeficiente de resistencia al avance; mide qué parte de la fuerza aerodinámica frena el avance; es la componente horizontal de la fuerza aerodinámica; hay que reducirlo. C_y es el coeficiente de sustentación; mide qué parte de la fuerza aerodinámica “aplasta” al vehículo contra el suelo; es la componente vertical (hacia abajo) de la fuerza; hay que aumentarlo. La Fuerza aerodinámica se obtiene multiplicando el coeficiente por la superficie del alerón.

Figura 21. Alerón trasero.



Hay 3 elementos que mejoran el rendimiento de los alerones: Efecto Gurney: Consiste en una pequeña pestaña que se añade al final del alerón y que evita que se desprenda la capa límite, disminuyendo las turbulencias y mejorando la eficacia. Placas laterales: Se ha visto que, en un alerón, el aire trata de pasar de la parte superior a la inferior, aplastando al vehículo contra la pista; el problema es que por los extremos laterales del alerón el aire se escapa y llega debajo dando un pequeño rodeo, es decir, sin aplastar; para evitarlo se colocan unas pequeñas placas verticales en los extremos laterales. Posición: El apoyo aerodinámico puede ser multiplicado por un simple efecto de palanca según su posición; es decir, más vale tener un alerón más pequeño pero alejado del eje. Lograremos el mismo apoyo con menos resistencia al avance.

Es también muy utilizado el famoso "Efecto Suelo". Consiste en hacer que el fondo del vehículo no sea plano, sino que se vaya elevando con una forma curva hasta ser alto por detrás; de esta manera aprovechamos este efecto alerón con el aire que circula por debajo del vehículo; se genera un vacío debajo del vehículo que lo "aplasta" contra la pista. Para intensificar este efecto se pueden hacer dos cosas: 1) Colocar faldillas en los laterales que eviten perder este vacío que succiona hacia la pista. 2) Colocar difusores en la parte trasera.

1.2.11 Ergonomía aplicada al diseño de un vehículo⁹. La ergonomía o ingeniería de los factores humanos trata de los problemas y procesos comprendidos en los esfuerzos del hombre por diseñar productos y ambientes óptimos en beneficio del ser humano; aunque el interés inicial estaba centrado en el campo de la aviación y de los vehículos espaciales, también se han efectuado incursiones en el diseño de otros aspectos tales como herramientas, máquinas y para nuestro interés, en los automóviles.

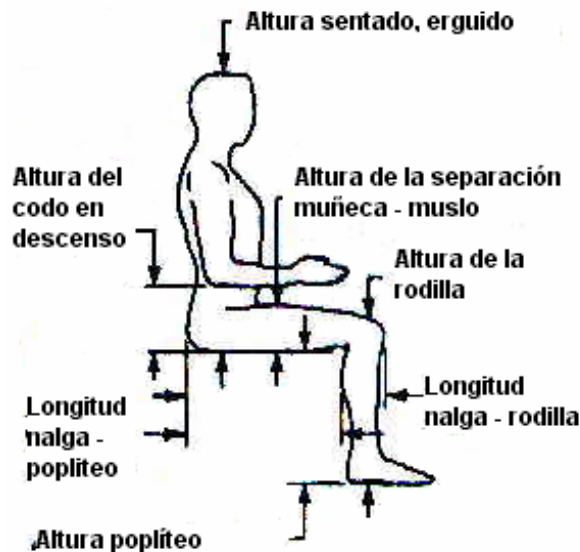
Se considera un sistema constituido por hombre y máquina como una combinación de uno o más seres humanos y uno o más componentes físicos que actúan recíprocamente para efectuar, a partir de unas entradas de energía dadas, una producción deseada⁹. Al contemplar el diseño de un automóvil se debería exponer en términos precisos las especificaciones antes de ponerse a diseñar. Algunas de estas especificaciones pueden ser de naturaleza propia de la ingeniería (por ejemplo la potencia) en tanto que otras pueden depender de los factores humanos por ejemplo, las dimensiones físicas del piloto.

Unas características esenciales de los sistemas hombre – máquina son sus inputs y outputs. El input en un sistema consta de los ingredientes que son necesarios para lograr el resultado deseado, como objetos físicos o materiales, información, energía, o una combinación de los anteriores; el output es el resultado o la consecuencia del sistema. Cuando el sistema en cuestión tiene varios subsistemas, el output de un componente sirve frecuentemente como input de otro. Por el modo de operación y la naturaleza física, un automóvil se clasifica como un sistema mecánico, con operador controlado, partes físicas muy interdependientes formando componentes y ensambles y energía proporcionada por la máquina, tal que la función del operador es, esencialmente, la de control a través del uso de mecanismos modificadores.


⁹ Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.10.

Es de gran importancia en un diseño el análisis antropométrico; la antropometría y los campos de la biomecánica afines a ella tratan de medir las características físicas y las funciones del cuerpo. Se dan en términos generales dos clases de mediciones de las dimensiones del cuerpo: las estructurales y las funcionales; las dimensiones estructurales del cuerpo se toman con el cuerpo de los sujetos en posiciones fijas (estáticas) estandarizadas, y se han seleccionado unas dimensiones representativas, que se muestran a continuación.

Figura 22. Diagrama de algunas características dimensionales.



La efectividad de la combinación automotriz hombre – máquina puede aumentarse grandemente tratando al piloto y al vehículo como un sistema unificado. En este caso, deben considerarse los instrumentos como extensiones de los sistemas nervioso y perceptivo del piloto, los controles como extensiones de las manos, y los pies como simples herramientas. En general, cualquier control que sea difícil de alcanzar u operar, cualquier asiento que induzca una mala postura o incomodidad, así como cualquier obstrucción innecesaria de la visión, puede contribuir directamente a un accidente.

 **Consideraciones ergonómicas.** La fase inicial de la aplicación de la ergonomía en el diseño de un vehículo debería ser un análisis previo de todos los aspectos de diseño en que interviene el comportamiento humano, o un análisis operacional del trabajo.

La siguiente lista es una descripción de las principales consideraciones a tener en cuenta en el análisis:

Análisis operacional de trabajo.


- Requisitos de manejo
- Área del piloto dentro del vehículo
- Características de los controles

Fase de estructuración de planos.

- Predicción de la operación
- Limitaciones humanas
- Anticipación de errores

Etapas de modelos.

- Tamaño físico del piloto
- Requisitos de habilidad
- Consideraciones de edad
- Esfuerzo fisiológico
- Estructuras de interferencia.

 **Especificaciones para el diseño ergonómico de un vehículo.** Las características específicas del diseño de un vehículo que merecen la atención son:


Trazo del espacio de trabajo, con acomodación espacial y asiento.

Diseño y disposición de los controles.

Diseño y disposición de los instrumentos.

Diseño del vehículo para dar la máxima protección al piloto en un accidente.

Requisitos de los márgenes de seguridad correspondientes.

 **Dimensiones corporales.** Para asegurar la distribución apropiada del espacio de trabajo deben conocerse las dimensiones tanto del piloto como del vehículo.

Las dimensiones corporales necesarias para establecer las dimensiones del espacio de trabajo y localización de los controles son:

El alcance máximo del brazo sin alterar la posición del cuerpo.

La extensión de estos alcances con movimiento del tronco o del cuerpo.

Nivel ocular del hombre en la posición sentada.

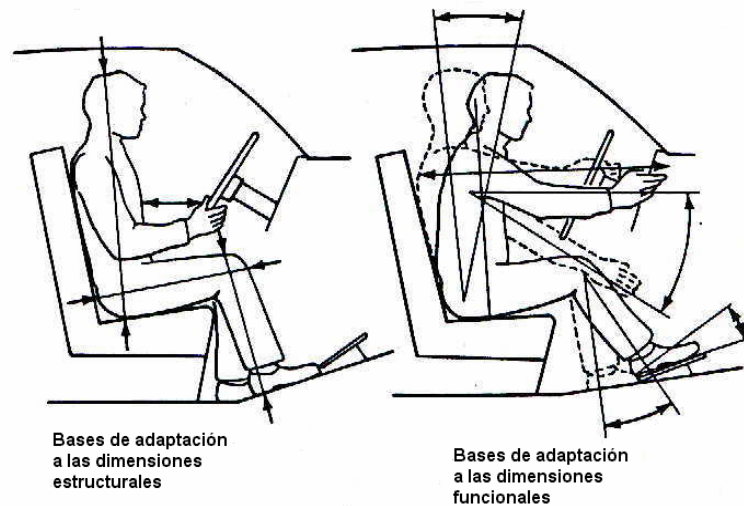
Dimensiones del cuerpo en la posición de operación.

Alcances de la pierna obtenibles sin alterar la postura.

Las dimensiones funcionales del cuerpo se toman a partir de las posiciones del cuerpo resultantes del movimiento y son, probablemente, mucho más útiles para la

mayoría de los problemas de diseño.

Figura 23. Diferencias dimensionales en el diseño de una cabina.



Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.15.

La utilización de las dimensiones estructurales tiende a centrarse en las separaciones entre las dimensiones del cuerpo y lo que le circunda, mientras que la utilización de las medidas funcionales tiende a centrarse en las funciones de las operaciones a realizar. En cuanto a la aplicación de datos antropométricos, existen ciertos principios que pueden ser relevantes, y cada uno resulta apropiado a determinado diseño. El primero de estos es el diseño para individuos extremos, según el cual el diseño se acomoda a individuos que están a uno u otro extremo de alguna característica antropométrica, en la suposición de que tal diseño también puede acomodarse a toda la población, por ejemplo, tomar una dimensión mínima se emplea generalmente para establecer divisiones, como en el caso de puertas; también podemos tomar dimensiones máximas, como en el caso en el que si un operador que tiene un brazo de alcance funcional corto puede alcanzar un control, seguro las personas de brazos más largos pueden hacerlo.

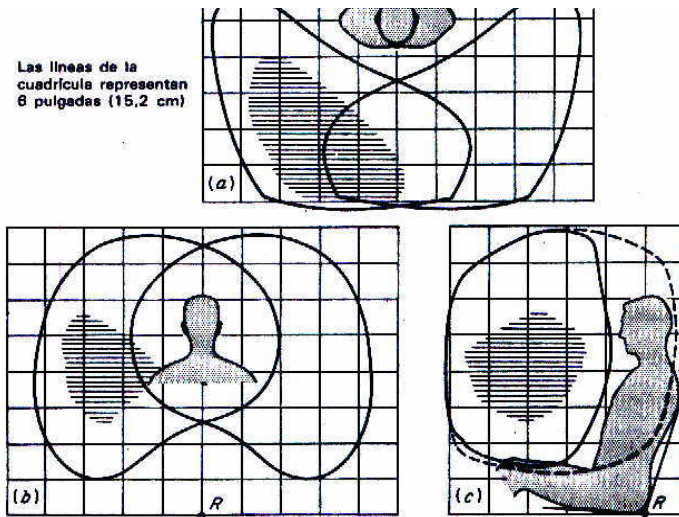
El segundo tipo de diseño es el de promedios adaptables, en el cual determinadas

características deberían ser preferentemente adaptables a fin de que puedan acomodarse a las personas de diferentes tamaños. El último tipo de diseño es el diseño para la media, aunque el hablar del hombre “medio” es algo ilusorio, pues en los dominios de la antropometría humana hay muy pocas personas, si las hay, a las que realmente podríamos calificar como medios en todos y cada uno de los aspectos, sin embargo se defiende el empleo de los valores “medios” para ciertos tipos de diseños para los que no resulta apropiado diseñar fijándose en los valores extremos o bien no es factible prepararlos para unos promedios adaptables.

El espacio de trabajo humano puede abarcar muchas situaciones físicas diferentes, como la del piloto en el habitáculo, caso que puede tratarse como el de un espacio de trabajo para personal sentado; este espacio se denomina “envoltura del espacio de trabajo” teniendo en cuenta las actividades que han de realizarse y los tipos de personas que van a utilizar el espacio, entonces se tienen en cuenta los resultados de algunos estudios antropométricos de importancia. El primero de estos estudios es la distancia de alcance, la cual impondría unas restricciones sobre el espacio en el que el personal sentado podría llevar a cabo, de forma conveniente, determinadas funciones manuales.

Otro de los estudios de importancia es el de los efectos del trabajo manual sobre la envoltura del espacio de trabajo, para el cual se usa el análisis fotográfico con el que se obtienen unos datos medios que caracterizan las diferentes áreas funcionales del espacio tridimensional de los individuos, y se desarrollan cinetosferas o líneas de movimiento, que combinadas forman estrofosferas o regiones comunes a todos los movimientos de la mano, que serían probablemente la región óptima de los diferentes tipos de manipulaciones; en la siguiente figura se muestra la estrofosfera resultante de una investigación.

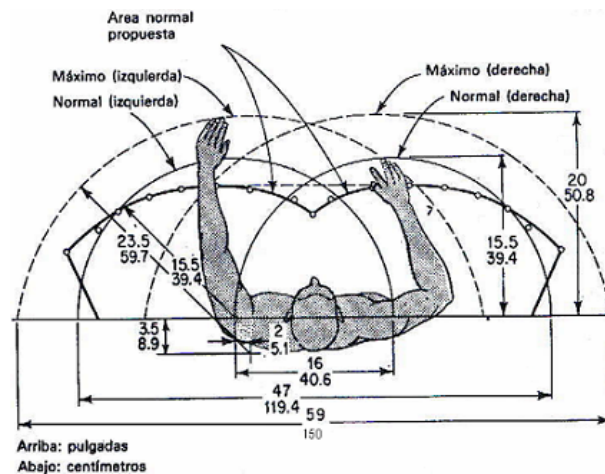
Figura 24. Diagrama de la estrofosfera para una persona sentada.



Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.20.

Un piloto efectúa una actividad manual en un plano aproximadamente horizontal, para el cual se proponen: un área normal alcanzada al extender el antebrazo con la parte superior del brazo en posición natural; un área máxima alcanzada al extender el brazo a partir del hombro; se propone una tercer área combinada.

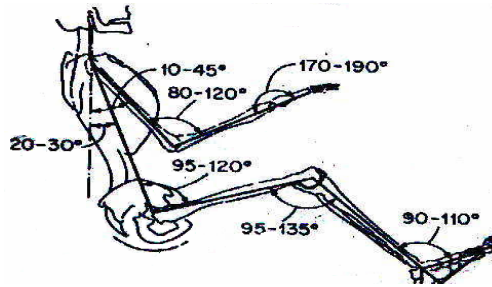
Figura 25. Áreas de trabajo en un plano horizontal.



Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.23.

La siguiente figura muestra los ángulos propuestos para un asiento con postura deseable, aunque en algunos vehículos de competición varían para permitir al piloto estar en una posición más “acostada” indicada por el diseño del auto.

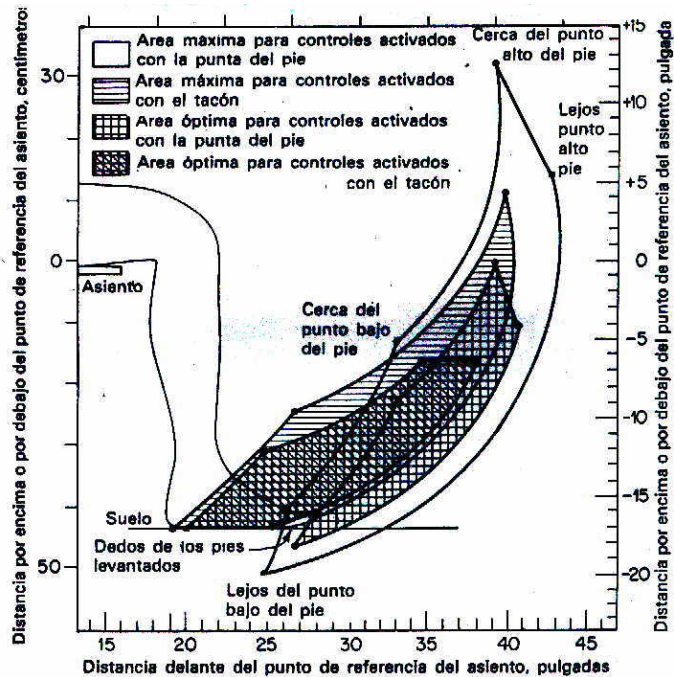
Figura 26. Ángulos adecuados para la postura corporal.



Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.30.

Para los pedales se tienen unas zonas (óptima y máxima); la máxima exige un movimiento considerable tanto del muslo como de la pierna, o de ambos a la vez, y debería evitarse en pedales de uso frecuente, como los pedales de un vehículo.

Figura 27. Áreas óptima y máxima para pedales.

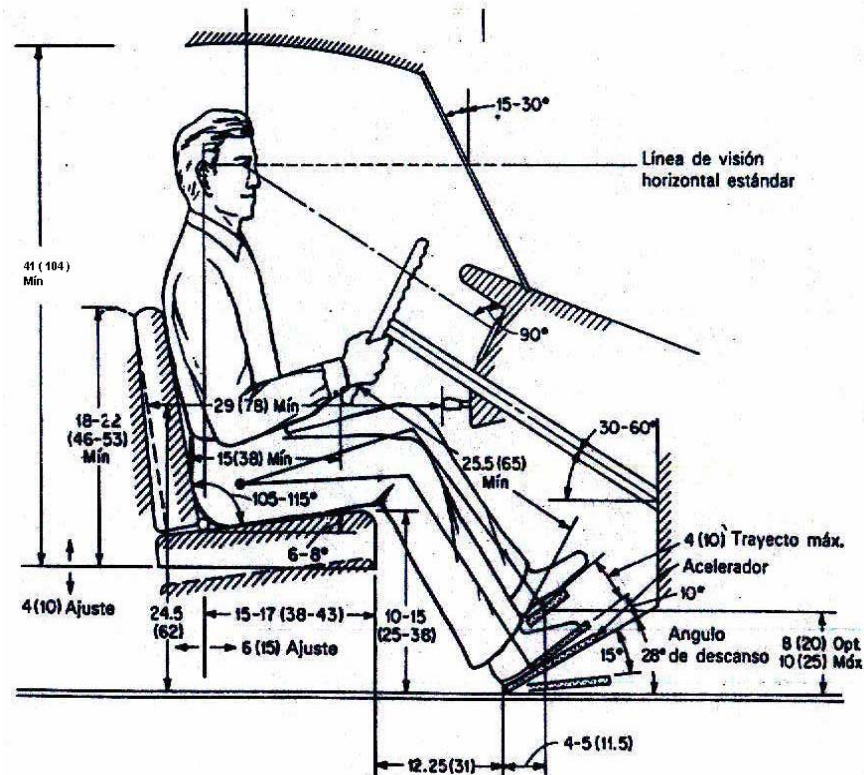


Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.40

Para aplicar una fuerza considerable el pedal, preferiblemente, debería estar bastante alejado; esto lo muestra un estudio con las fuerzas máximas medias para pedales de freno con la pierna en posición “normal” y en posición extendida (con la pierna bastante alejada del asiento); también se muestra que las fuerzas son superiores cuando el ángulo del pie sobre el pedal está entre los 15° y los 35° a partir de la vertical. El espaciamiento de los instrumentos de control debe basarse en la combinación de factores antropométricos y en la precisión de los movimientos psicomotores normales que se hacen durante el uso de los instrumentos; sobre la base de diversos estudios se recomiendan unas distancias entre pedales de 10 cm.

Dimensiones recomendadas para la cabina de un vehículo. A continuación se muestran unos valores recomendados para el diseño de cabinas.

Figura 28. Características de diseño recomendadas para cabinas.





Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.48.


1.3 MEJORAMIENTO EN EL RENDIMIENTO VEHÍCULAR.


1.3.1 Mejora de un vehículo de carreras. Conocida en el medio como “trucaje”. El trucaje es una operación cuya finalidad es la de lograr el mayor performance de los vehículos, superando los problemas inherentes a una mayor potencia y velocidad; es especialmente una labor donde se le da un poco más de importancia a la experiencia de los resultados por encima de los cálculos matemáticos.


Los aspectos generales de trucaje son:

 **Aumento de la relación de compresión.** Es la que produce los más generosos aumentos de potencia. Existen cuatro métodos exitosos: el primero es el rebajar la culata, fresándola y luego rectificándola, pero hay que tener cuidado de no hacer rebajes que no den espacio suficiente a las válvulas o al pistón, y además el motor no puede volver a su compresión original. El segundo es usar pistones más altos o con salientes que permitan disminuir el volumen de la cámara de combustión. El tercero se conoce como levantar el pistón, y se consigue poniendo pistones con una mayor distancia entre el orificio del bulón y la superficie superior. El cuarto consiste en hacer culatas que sustituyan a las originales.


 **Sobrealimentación del motor.** Se introduce a presión el aire dentro del cilindro en vez de esperar a que la presión atmosférica lo haga, para hacer un llenado completo del cilindro y supercargarlo de mezcla para poder elevar en cualquier momento el régimen de giro.


 **Variaciones en el sistema de admisiones.** Si al motor se le sobrealimenta o se le aumenta la relación de compresión, es necesario permitir un mayor caudal a la entrada de la mezcla, lo que se consigue con modificaciones en el asiento de las válvulas, el aumento del diámetro de la válvula, o mejoras en el múltiple de admisión como ser pulido.


 **Mejoras en la distribución.** Por medio de la modificación adecuada de las levas se logra que la válvula de admisión se abra antes de lo previsto en el diagrama de distribución del motor, todo esto para tener un perfecto llenado del cilindro.


 **Adaptación de la dosificación de combustible.** Como quien realmente proporciona la potencia es el combustible, al motor trucado hay que procurarle una mezcla convenientemente dosificada y en la cantidad que el motor requiera.

En motores carburados se busca aumentar el número de carburadores o usar carburadores compuestos. En motores inyectados, se ajusta el control electrónico del sistema.

 **Supresión de los filtros de aire.** Son un obstáculo para la buena respiración del motor, y si la competencia se hace en un circuito libre de polvo, pueden reemplazarse por unos cilindros cónicos a modo de trompetas con una rejilla para detener impurezas.

 **Vaciado del cilindro.** Se rectifican los cilindros para ganar las tolerancias que se han dispuesto de fábrica para posteriores rectificaciones, lográndose un aumento en la cilindrada que lleva a un aumento de la potencia.

 **Rectificación de piezas.** Esto se hace para equilibrar las nuevas fuerzas de inercia, porque cuanto más rápido es el motor, más ligeras deben ser las piezas. Se acostumbra rectificar el volante, el cigüeñal, y los pistones.

 **Revisión de los frenos y la suspensión.** El aumento de la velocidad requiere un sobredimensionamiento de los frenos para lograr la mayor superficie de frenado posible. En cuanto a la amortiguación, es conveniente usar amortiguadores de mayor tamaño.

1.3.2 Relación piloto vehículo. En la vida real el comportamiento del vehículo y las habilidades del piloto están inseparablemente conectadas; el piloto proporciona la inteligencia de la entidad “piloto- vehículo”, mientras que el vehículo proporciona las fuerzas de maniobra.

Se puede decir que la realidad de estabilidad y control del vehículo solo se puede conseguir experimentando el vehículo, de tal manera que las sensaciones al conducirlo representan para el piloto, con su nivel de experiencia, la realidad de los movimientos del automóvil; el resto, como hablar o escribir sobre el comportamiento de un vehículo, es una aproximación a la realidad.

La ingeniería requiere de la compilación y comunicación de la información para especificar, diseñar y conseguir ciertas características en un vehículo, pero para conseguirlas se necesita del desarrollo de estructuras lógicas las cuales están basadas en cierto grado en las abstracciones, para obtener un “entendimiento” mental del detalle deseado.

La idea es primero clarificar los conceptos básicos en un nivel simple, estos llevaran después a un nivel más real, por eso primero se analiza el rango lineal de operación para después analizar el rango no lineal de operación por medio de la experimentación.

Tal y como se observa en las diferentes competencias, el éxito en una carrera no depende exclusivamente de un buen carro o de un buen piloto, tiene que ser una combinación del buen desempeño de ambos, y el trabajo del ingeniero se concentra en ofrecer al piloto las mejores condiciones del vehículo para que se acomode a su manejo o a la estrategia de la carrera, de tal manera que sus diseños deben ser resultado de sus conocimientos técnicos y de su experiencia en pista.

1.4 DINAMICA BÁSICA DE UN VEHICULO.

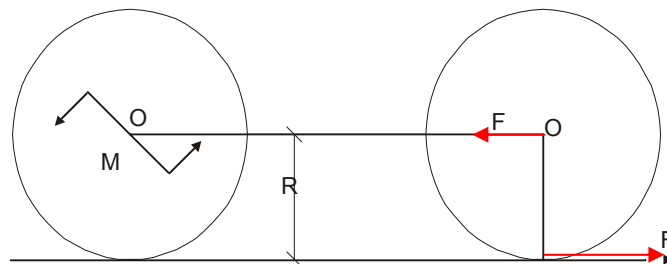
A continuación se muestra un análisis básico de la dinámica de un vehículo para dar una idea de cuales son las resistencias al avance. En el anexo D se hace un análisis detallado que sigue las indicaciones de la SAE en su norma j670.

La definición del conjunto motriz de un vehículo, para cumplir con unas exigencias determinadas (prestaciones), requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación¹⁰. Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

Resistencia por rodadura	R_r
Resistencia por pendiente	R_p
Resistencia por inercia	R_j
Resistencia por el aire	R_a

La suma de las resistencias, simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza F de empuje en el eje motriz; esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el par motor M , que después es sustituido por un par equivalente F - F

Figura 29. Fuerza de empuje



¹⁰ CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos. México: Alfaomega, 2005. p.17.

La fuerza F del par, aplicada en el punto de contacto rueda – pista, permite impulsar al vehículo hacia delante. La potencia en la rueda, cuando la velocidad es V , es:

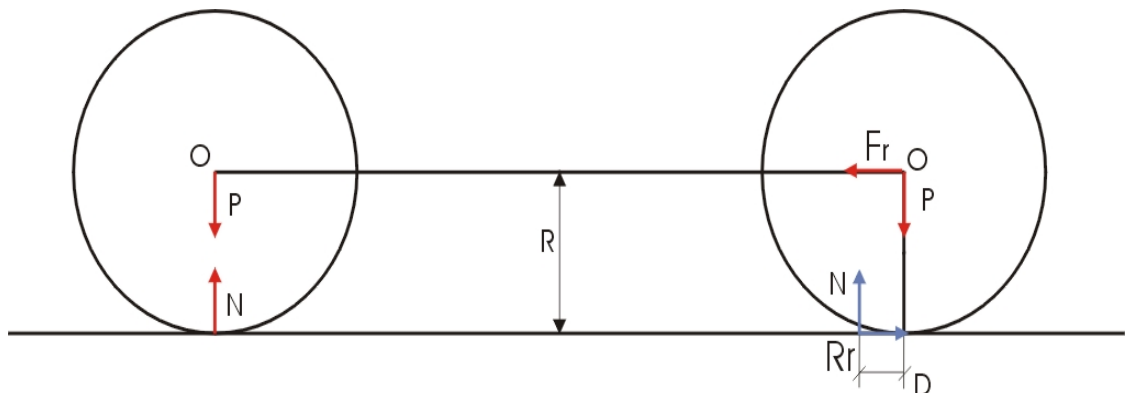
$$W_r = F \cdot V \quad \text{Ecuación 9}$$

Es inferior a la que en ese momento da el motor, W_m , debido a las pérdidas por rozamientos e inercias en la transmisión, W_{tr} , por lo que:

$$W_r = W_m - W_{tr} \quad \text{Ecuación 10}$$

Resistencia por rodadura, R_r . Cuando la rueda está estática, la reacción de la pista al peso está en la misma vertical que este, sin embargo, cuando rueda, dicha reacción avanza una distancia “ D ” (extremo de la huella), dando lugar a un momento resistente que ha de ser equilibrado. Por lo tanto, parte del valor de la fuerza F vence a la resistencia por rodadura. La resistencia por rodadura es independiente de que la rueda sea portadora (sólo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor).

Figura 30. Análisis de fuerzas en una rueda portadora.



Para que el sistema de fuerzas (F_r, P, R_r y N) esté en equilibrio, la resultante de N y R_r , ha de ser igual y opuesta a la correspondiente de F_r y P .

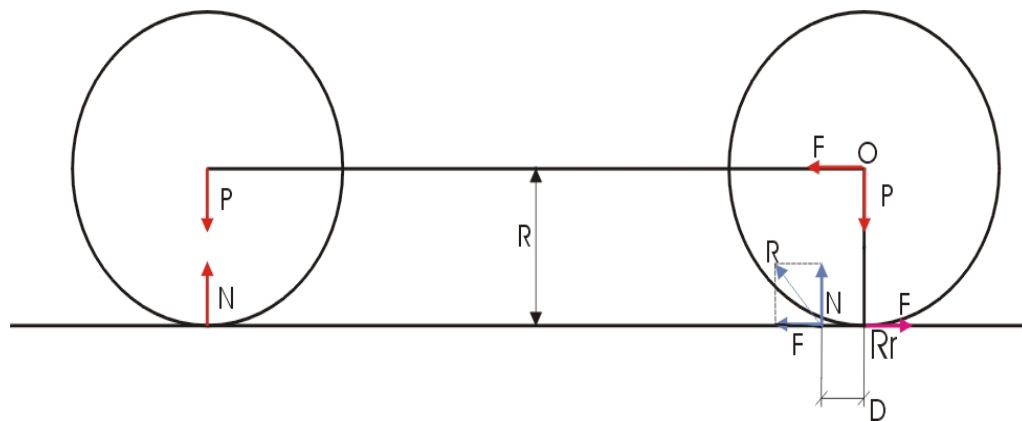
Tomando momentos respecto al centro "o":

$$N \cdot D = R_r \cdot r ; \quad R_r = N \cdot \frac{D}{r} = P \cdot \frac{D}{r} \quad \text{Ecuación 11}$$

Los valores de r (radio dinámico de la llanta) y "D", son fijados por el fabricante de la llanta.

Si las condiciones anteriores son adversas, la resistencia a la rodadura puede aumentar, con el consiguiente mayor consumo para una misma prestación.

Figura 31. Análisis de fuerzas en una rueda motriz.



Al igual que en la rueda sólo portadora, el punto de aplicación de la resistencia por rodadura, está desplazado "D" en el sentido de la marcha. En el sistema, además de las fuerzas verticales P y N , se tiene en el eje y en la pista a la fuerza de empuje F , y se tiene una resistencia a la rodadura R_r .

En el supuesto de que exista simultaneidad de todas las resistencias posibles:

$$F = R_r + R_a + R_p + R_j \quad \text{Ecuación 12}$$

Tomando momento respecto al centro de la rueda "o":

$$(F - R_r) \cdot r + N \cdot D = F \cdot r \quad \text{Ecuación 13}$$

Como:


$$N = P \quad \text{Ecuación 14}$$

Se tiene que, al igual que en las ruedas portadoras:

$$R_r = \frac{D}{r} P \quad \text{Ecuación 15}$$

A $\frac{D}{r}$ se le llama coeficiente de resistencia a la rodadura suele indicarse por f . La resultante R (reacción de la pista), obtenida de N y F , tiene un valor variable según el valor de sus componentes.


El valor de f no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye ésta, la temperatura, el estado del suelo, el tipo de llanta, pudiéndose de forma empírica obtener f en función de aquellos. Valores de este coeficiente pueden llegar a ser inferiores incluso a los 12 Kg/ton . La resistencia por rodadura es mayor que la debida al aire hasta una cierta velocidad, siendo a partir de ésta siempre menor, esa frontera está alrededor de los 80 Km/h .

 **Resistencia por pendiente, R_p .** Es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente.

$$R_p = P \cdot \text{sen} \alpha \quad \text{Ecuación 16}$$

Como los ángulos son pequeños, el seno y la tangente son similares, por lo que $R_p = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$. De forma habitual, la pendiente se expresa como x metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontalmente:

$$R_p = P \frac{x}{100} \quad \text{Ecuación 17}$$

 **Resistencia por inercia, R_j .** Está originada por un incremento de la velocidad.

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde M es la masa del vehículo y j la aceleración que ha de adquirir, por ejemplo, para adelantar a otro:

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad \text{Ecuación 19}$$

V_1 = Velocidad inicial.

V_2 = Velocidad final.

t = Tiempo invertido para pasar de V_1 a V_2

Resistencia por el aire, R_a . Es la fuerza aerodinámica longitudinal. Es caracterizada por la ecuación:

$$R_a = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A \quad \text{Ecuación 20}$$

Donde:

C_D = Coeficiente de arrastre aerodinámico.

A = Área frontal del vehículo.

ρ = Densidad del aire.

Cuando la dirección del viento es contraria a la del movimiento del vehículo, la velocidad usada en la ecuación es:


$$V = V_v + V_w \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde:

V_v = Velocidad del vehículo.

V_w = Velocidad del viento.

Cuando el viento va en la misma dirección; las velocidades se restan.

 **Adherencia a la pista.** Cuando se aumenta el par motor, la fuerza F en la llanta aumenta, e igualmente su reacción, pudiendo dar lugar a que la resultante R se incline tanto, que la tangente del ángulo que forma con la vertical, llegue a igualar al coeficiente de rozamiento μ entre pista y llanta. De superarlo, la rueda empieza a patinar. En este instante la resistencia por rodadura desaparece. Como la fuerza R_r es contrarrestada por parte de la fuerza F aplicada en el eje, la fuerza F aplicada en la pista es utilizada sólo para impulsar al vehículo. A la fuerza (límite) se le llama adherencia y su valor viene dado por:

$$A = P \cdot \mu \quad \text{Ecuación 22}$$

Cuando F es mayor que A , la rueda patina.

2. DISEÑO DE UN VEHÍCULO PROTOTIPO FORMULA SAE

2.1 LA SAE Y SUS COMPETENCIAS

2.1.1 SAE (Society of automotive engineers). La SAE es una sociedad internacional dedicada al fomento de la movilidad por medio de la investigación, desarrollo, diseño, manufactura y utilización de vehículos terrestres, marítimos, aéreos y espaciales. Una de las actividades más importantes de la organización son las series de diseño, que ponen al universitario en acción cuando diseña, construye y prueba un vehículo. Entre estas competencias está la Formula SAE.

2.1.2 Formula SAE (FSAE). El objetivo de esta competencia es dar al estudiante la oportunidad de desarrollar el proyecto de un pequeño vehículo de carreras estilo Formula, asumiendo que se va a producir para ser vendido a pilotos aficionados. Se han establecido unas normas de cumplimiento – anexo H – y no se permite la colaboración de expertos en el campo automotriz, lo cual es certificado por un faculty advisor de SAE – el faculty advisor del capítulo SAE-UIS es el Ingeniero Jorge Luis Chacón-.

Figura 32. Equipo Formula SAE.




2.1.3 Recomendaciones para un equipo Formula SAE. Hay una definición simple y útil para lo que es un vehículo de carreras: es aquel que no tiene algo que no sea requerido por las reglas o algo que no lo haga ir más rápido.


Esta definición da dos importantes preguntas para contestar cuando se están tomando decisiones de diseño: ¿Esto es requerido por las reglas?, ¿Hará ir más rápido al vehículo?; el contestarlas ayuda a decidir entre las diferentes alternativas o soluciones.


Es frecuente el equivocarse al decidir cuál parte del vehículo es la más importante. Algunos argumentan que es el motor, otros que la carrocería, otros que la suspensión, y la verdad es que ninguna es la más importante; un vehículo de carreras sin potencia no es competitivo; un vehículo de carreras que no tome bien las curvas no es competitivo; un vehículo de carreras que no frene bien no es competitivo y puede causar un accidente; un vehículo de carreras que no termine la competencia no es competitivo.


Un vehículo de carreras es un conjunto de sistemas integrados. Debe acelerar, frenar y girar bien. Debe ser económico de construir. Un vehículo de carreras es un sistema complejo que intenta resolver un problema complejo: ganar.

 **Concepto de simplicidad.** La idea es hacer un vehículo tan sencillo como sea posible. Una clave es el reusar buenos diseños. La principal razón para mantener diseños sencillos y con pocas partes es que representaría ahorro en la construcción, lo que se hace muy importante en la presentación económica del proyecto.

Entre más piezas se tengan y entre más complejas sean, es mayor el tiempo de ensamblaje y mayores los costos. Además, si en el momento de la competencia es necesario hacer ajustes, son más fáciles de hacer si los sistemas son sencillos.

 **Importancia del análisis de la segunda ley de Newton.** En un vehículo de carreras se busca maximizar la aceleración (aceleración = fuerza /masa), pero como la fuerza es limitada por la potencia del motor, la manera de hacer el vehículo más rápido es minimizar la masa.

 **Disposición e integración de los sistemas.** Es común el comenzar a seleccionar los sistemas a usar sin tener en cuenta el montaje de estos en el vehículo y su integración en el diseño general. A muchos les pasa que diseñan los componentes principales y después se dan cuenta que habían olvidado cosas por no darles importancia y que después no tienen en donde ponerlas, habiendo sido más fácil el haber planeado su disposición desde un comienzo. Por eso desde las primeras etapas de diseño hay que planear la ubicación de los elementos, sean grandes o pequeños, todos son importantes.

 **Recomendaciones para equipos principiantes.** Es frecuente que un nuevo equipo trate su proyecto como el de construcción de un complejo vehículo de “Formula Uno” y pierda su visión del objetivo, un vehículo de “Formula SAE”. Es importante darse cuenta que es casi imposible construir un carro ganador en el primer intento, y en cambio es muy fácil fallar en el intento si no se siguen los objetivos o se tienen aspiraciones inalcanzables.

Hay que tener en cuenta que siempre hay más de una solución correcta, entonces la tarea es encontrar la solución que mejor se ajuste a los objetivos del equipo. Para que un equipo diseñe su primer vehículo Formula SAE (como es el caso del FSAE – UIS), lo mejor es un chasis de estructura tubular de acero. Para el sistema de suspensión, es mejor usar un sistema de suspensión convencional fácil de entender. Las dos soluciones más adecuadas para el tamaño de las ruedas son las de rines R10 Y R13. Una de las elecciones más importantes en el proceso de diseño es la de elección de las llantas, debido a que las fuerzas de aceleración, viraje y frenado tienen su efecto en la zona de contacto entre la llanta y la pista. Antes de comprar cosas, hacer planos o cortar tubos, debe ser desarrollado un

plan detallado, porque la planeación y manejo del proyecto es el más importante componente logístico. Si hay algo en común que tienen los equipos ganadores es un buen plan. Otro aspecto importante de la planeación técnica es la ergonomía. El vehículo no tendrá éxito si es difícil de manejar. Un carro FSAE exitoso debe tener unas buenas características de manejo y ser predecible al conducir. En general, el aspecto más importante a tener en cuenta es que el vehículo cumpla con los requerimientos de las reglas establecidas para la Formula SAE.

2.2 DISEÑO FORMULA SAE UIS -FSAE UIS.

2.2.1 Descripción general. -Los cálculos hechos se encuentran en el Anexo I, y los planos en el Anexo M-.

Figura 33. Modelo a escala del diseño Formula SAE UIS.



1. **Etapa variable de propulsión.** Grupo motopropulsor de la motocicleta Yamaha YZF R6: motor (123 Hp), embrague (multidisco), caja (6 cambios).
2. **Etapa fija de propulsión.** Cadena de competición 525 RX, sprocket adaptado a la carcasa de un diferencial Torsen, juntas trípode y unos semiejes.
3. **Dirección.** Sistema de 6 eslabones tipo kart.
- 4 y 5. **Suspensiones delantera y trasera.** Son del tipo SLA (short long arm).
6. **Amortiguadores.** KONI RACING 2812, de longitud ajustable.
- 7 y 8. **Frenos delanteros y trasero.** Discos y mordaza de la motocicleta Suzuki SPACE y Suzuki TS respectivamente.
9. **Ruedas.** Llantas GOODYEAR G-18 Gatorback 20×13×5,5.
10. **Chasis.** Estructura tubular de acero ASTM A53 grado B 11/4”
11. **Ductos laterales para ventilación.**

Tabla 3. Dimensiones generales Formula SAE UIS.

Característica	Medida
Peso:	235 Kg.
Base de rodamiento (batalla):	1750 mm
Ancho de vía delantero:	1300 mm
Ancho de vía trasero:	1250 mm
Longitud total:	2870 mm
Altura total:	1150 mm

2.2.2 Grupo motopropulsor. – Anexo K, catálogos-. –Anexo M, plano 4- Comprende una fuente de potencia, el motor, una etapa de transmisión variable para transformar la potencia del motor –montaje transversal- y una etapa de transmisión fija para llevar la potencia transformada a las ruedas traseras.

Para cumplir con el principal requerimiento de las normas FSAE sobre el grupo motopropulsor (desplazamiento de hasta 610 cc) se analizaron las diferentes alternativas, optando por el uso del grupo motopropulsor de una motocicleta de carreras de la categoría 600cc.

El paso siguiente fué el de analizar el desempeño de las motocicletas de la categoría 600cc, también conocidas como superbikes. Se hizo una comparación entre las superbikes más exitosas (Honda CBR 600 RR, Kawasaki ZX – GRR, Suzuki GSX – R600, Yamaha YZF R6), y se tomaron las curvas de desempeño de los motores para decidir cual ofrece el mejor performance. La tabla 4 muestra esta comparación:

Tabla 4. Performance de motores de superbikes.

	<i>Honda</i> <i>CBR 600 RR</i>	<i>Kawasaki</i> <i>ZX – GRR</i>	<i>Suzuki</i> <i>GSX – R600</i>	<i>Yamaha</i> <i>YZF R6</i>
Potencia	117 Hp a 13000 rpm	108 Hp a 12500 rpm	110 Hp a 12500 rpm	123 Hp a 13000 rpm
Torque	66 Nm a 11000 rpm	66 Nm a 10500 rpm	65 Nm a 11000 rpm	68,5 Nm a 12000 rpm

Evaluando las características de las alternativas disponibles, se tomó la decisión de usar como base el grupo motopropulsor de la motocicleta YAMAHA YZF R6, (por su mejor performance) del cual se muestran a continuación sus aspectos generales:

Motor.

Figura 34. Motor Yamaha YZF R6.



- *Tipo de motor:* Cuatro cilindros en línea, cuatro tiempos
- *Desplazamiento:* 600 c.c.
- *Díámetro x carrera:* 65.5 mm x 44.5 mm
- *Relación de compresión:* 12.4 : 1
- *Válvulas:* DOHC(doble árbol de levas en la cabeza), 4 válvulas por cilindro
- *Potencia:* 123 HP A 13000 rpm
- *Torque:* 68.5 Nm a 12000 rpm

Los sistemas básicos para la operación del motor son:

■ **Sistema de Combustible.** Suministra a los cilindros la mezcla combustible que se quema para producir potencia. Está formado por dos subsistemas:

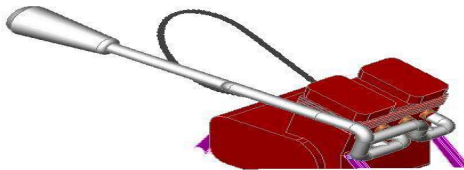
- *Subsistema de suministro.* Entrega combustible del tanque al sistema de dosificación. Se diseña un tanque (aluminio) de 2 galones de capacidad, sujeto a la pared antifuego, y los elementos standard son la bomba controlada por el módulo electrónico y sus tuberías de conexión de llenado y de alimentación.
- *Subsistema de Dosificación.* Dosifica la cantidad necesaria de combustible

para el motor. El combustible dosificado se mezcla con el aire que entra en el motor para formar la mezcla aire – combustible, cuya relación cambia con el cambio de las condiciones de operación del motor afectando su potencia. Para cumplir con las normas FSAE el pedal del acelerador debe conectarse por medio de cable a la válvula del estrangulador (mariposa); en el FSAE UIS se plantea el uso de un carburador de cuerpo compuesto –una garganta por cilindro- para una dosificación más eficiente.

- **Sistema de admisión.** El múltiple de admisión del motor Yamaha YZF R6 lleva la mezcla de aire y combustible de la válvula del estrangulador a los puertos de admisión en la cabeza de cilindros.

- **Sistema de escape.** Para eliminar el gas de escape y reducir el ruido de la combustión se usa un múltiple de escape terminado en un arreglo 4 en 1, es decir, los escapes de los 4 cilindros son recogidos a través de un tubo recolector que se conecta a un único silenciador. La forma del múltiple evita interferencias y cumple con las características de ubicación de la norma FSAE. (punto de salida a no más de 70 cm de la pista ni 70 cm después de la línea del eje trasero).

Figura 35. Escape FSAE UIS.



- **Sistema de Encendido.** El sistema original del motor es un CDI (encendido electrónico por descarga capacitiva); debe instalarse un interruptor de encendido de tipo rotatorio en el aro principal de la estructura del vehículo para cumplir con especificaciones FSAE –con el fin de que una persona pueda apagar el motor

desde afuera-; un módulo electrónico –disponible comercialmente- controla el tiempo y orden de encendido (1 – 3 – 4 – 2) y la dosificación del combustible con base en las señales de un sensor de presión del múltiple de admisión (la cual cambia con la apertura del acelerador) , un sensor de presión barométrica (para ajustar el avance de encendido de acuerdo a la altura sobre el nivel del mar), un sensor de posición del cigüeñal (que mide la posición del pistón), un sensor de posición de la mariposa de admisión (para ajustar la cantidad de aire de admisión), manejados con un software que viene incluido en el Kit del módulo.

Figura 36. Modulo de control Electrónico MOTEC.



www.motec.com

- **Sistema de arranque.** Hace girar al cigüeñal aproximadamente a 200 rpm, es decir, lo suficientemente rápido para arrancar el motor. El sistema original del motor, también es accionado por el interruptor de encendido.
- **Sistema de enfriamiento.** Se usa el sistema original Yamaha YZF R6, pero se ubica el radiador de tal manera que quede en contacto directo con el aire que entra por los pontones laterales de la carrocería, tomando la precaución de instalar unas rejillas contra impurezas.
- **Etapa variable de transmisión.** La ponderación del cumplimiento de los requerimientos por parte de las diferentes alternativas es la siguiente:

Tabla 5. Ponderación de los requerimientos de la transmisión.

Elemento	Variable	Peso
Peso	1	80
Costos previstos para la fabricación o consecución	2	60
Disposición comercial o técnica	3	60
Cantidad de componentes	4	40
Facilidad de montaje	5	40
Resistencia y durabilidad	6	40

La siguiente tabla muestra la calificación:

Tabla 6. Calificación de las variables de la etapa variable de transmisión.

Alternativas	Variables					
	1	2	3	4	5	6
Embrague y caja de cambios	9	5	6	7	7	7
Transmisión automática	8	4	6	6	6	6
CVT y caja de cambios	7	4	6	5	5	6

La ponderación fue la siguiente:

Tabla 7. Ponderación de la etapa variable de transmisión.

Alternativas	Promedio Ponderado
Embrague y caja de cambios	6,937
Transmisión automática	6,125
CVT y caja de cambios	5,625

De la evaluación anterior se decide que los elementos para la etapa variable son:

- **Embrague.** Integral con el motor; es de tipo multidiscos -La superficie de

fricción es más grande para que el desgaste sea menor y el torque mayor-.

■ **Caja de cambios.** La caja de cambios Yamaha YZF R6 tiene las mejores relaciones de transmisión para su motor -Anexo K-. Los cambios son hechos usando un solenoide que acciona una palanca que permite el cambio secuencial (característico del sistema de cambios de la Yamaha YZF R6).

🛠️ **Etapa fija.** La ponderación del cumplimiento de los requerimientos es:

Tabla 8. Ponderación de los requerimientos de la etapa fija.

Requerimiento	Variable	Peso
Peso	1	80
Costos previstos para la fabricación o consecución	2	60
Disposición comercial o técnica	3	60
Cantidad de componentes	4	40
Facilidad de montaje	5	40
Resistencia y durabilidad	6	40

La siguiente tabla muestra la calificación:

Tabla 9. Calificación de las variables de la etapa fija de transmisión.

Alternativas	Variables					
	1	2	3	4	5	6
Engranajes	6	6	7	6	6	8
Sprockets y cadena	8	8	7	7	7	7
Poleas y banda	8	8	7	7	6	6
Diferencial						
Sencillo	6	8	8	7	7	6
Bloqueo	6	7	7	6	6	8
Torsen	8	7	7	7	6	8

La ponderación fue la siguiente:

Tabla 10. Resultados de la ponderación de la etapa fija de transmisión.

<i>Alternativas</i>	<i>Promedio ponderado</i>
<i>Engranajes</i>	6,437
<i>Sprockets y cadena</i>	7,437
<i>Poleas y banda</i>	7,187
<i>Diferencial</i>	
<i>Sencillo</i>	7,000
<i>Bloqueo</i>	6,625
<i>Torsen</i>	7,250

A partir de los resultados de la evaluación anterior, se decide que los elementos convenientes para la etapa fija son sprockets y cadena, y un diferencial TORSEN.

En el momento en que el vehículo hace un viraje a alta velocidad la transferencia de carga transversal provoca que la rueda trasera interior quede menos cargada, de tal manera que si el carro no tiene algún tipo de diferencial de bloqueo podría sufrir dificultades de tracción. Por eso se ha seleccionado para el FSAE – UIS un diferencial TORSEN -Anexo K-.

Figura 37. Carcasa diferencial TORSEN.



Cuando se hace girar la carcasa del diferencial, se transmite ese movimiento a unos satélites que arrastran por medio de sus estrías a los semiejes que van a las ruedas.

En cuanto una fuerza es aplicada por la pista a las ruedas, los satélites

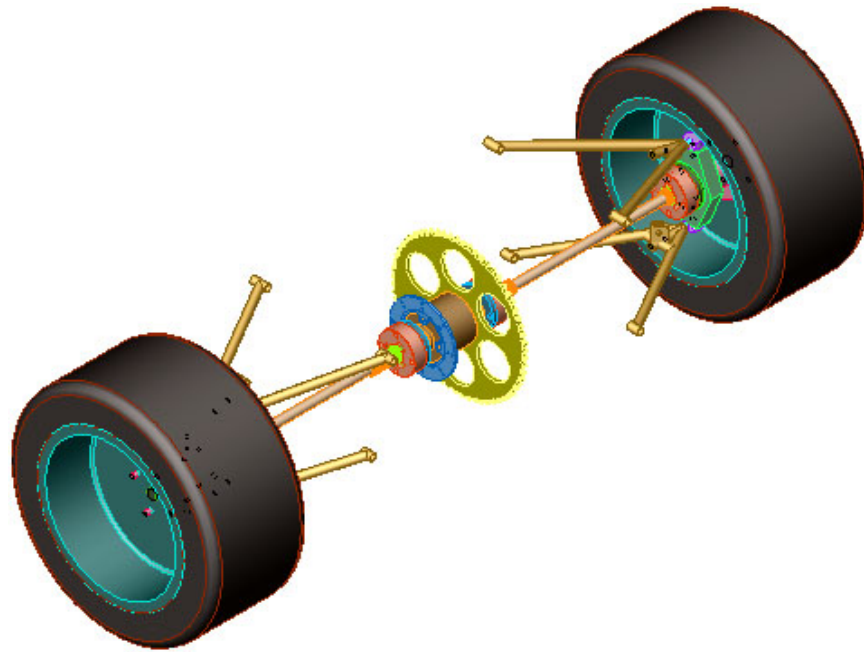
relacionados con el semieje de la rueda con menor adherencia se bloquean enviando más torque a la rueda con más adherencia, consiguiendo así que ninguna de las dos se deslice. Por eso este diferencial es conocido como TORSEN, torque sensing, es decir, sensible al torque resistente en las ruedas, de tal manera que se consigue más tracción que en un diferencial convencional y sin problemas de deslizamiento, ideal para su uso en un vehículo de carreras.

La transmisión del movimiento de la caja de cambios al diferencial se hace por medio de una cadena, así que es necesario adaptar una corona dentada o sprocket a la carcasa del diferencial. Las ventajas de la transmisión por cadena son el eliminar complejidades de fabricación, un menor peso, un menor costo, y un menor mantenimiento. El Sprocket trasero es de 72 dientes, el sprocket delantero que toma el torque del motor es de 14 dientes, y una cadena de competición –525 RX- para el tipo de aplicación (alta velocidad). La carcasa del diferencial se adapta –se le hacen agujeros roscados- para ajustarse a las dimensiones del sprocket trasero y del disco de freno solidarios.

2.2.3 Tren trasero.–Anexo M, Plano 5-. La junta homocinética a usar es la trípode, por ser una junta que puede permitir un cierto deslizamiento de los ejes, lo que le permite adaptarse a los movimientos de la suspensión, y es especialmente indicada en ruedas motrices con suspensión independiente, como es el caso del FSAE UIS; los ejes fueron diseñados basados en los cálculos para vida infinita según el criterio de Misses – Goodman –Anexo I-, y en las dimensiones del diferencial y de las juntas homocinéticas de trípode. También se diseñaron los soportes del diferencial, de la suspensión trasera, y la maza o cubo de la rueda.

Ruedas motrices. Se seleccionaron unas llantas GOODYEAR EAGLE G - 18 Gatorback 20×13×6,5 - Anexo K-, diseñadas para este tipo de competencia, y unos rines de aluminio KODIAK 13×5,5 -similares a las ruedas delanteras-.

Figura 38. Tren trasero FSAE.



2.2.4 Dirección. –Anexo M, Plano 6-. La ponderación del cumplimiento de los requerimientos de las variables por parte de las diferentes alternativas es la siguiente:

Tabla 11. Ponderación de los requerimientos de la dirección.

Requerimientos	Variable	Peso
Peso	1	80
Costos previstos para la fabricación o consecución	2	60
Disposición comercial o técnica	3	60
Cantidad de componentes	4	40
Facilidad de montaje	5	40
Resistencia y durabilidad	6	40
Autoalineación	7	20
Armonía con la suspensión	8	20

La ponderación es la siguiente:

Tabla 12. Calificación de las variables de la dirección.

<i>Alternativas</i>	<i>Variables</i>							
	1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Tornillo sin fin</i>	6	7	6	6	7	8	8	7
<i>Eslabones</i>	7	8	8	7	7	7	7	7
<i>Piñón cremallera</i>	6	7	7	7	7	8	8	7

Tabla 13. Resultados de la ponderación de la dirección.

<i>Alternativas</i>	<i>Promedio Ponderado</i>
<i>Tornillo sin fin</i>	6,666
<i>Eslabones</i>	7,333
<i>Piñón cremallera</i>	6,944

A partir de los resultados de la evaluación anterior, se decide que el sistema de dirección más conveniente es el de eslabones, tal como la dirección de un Kart.

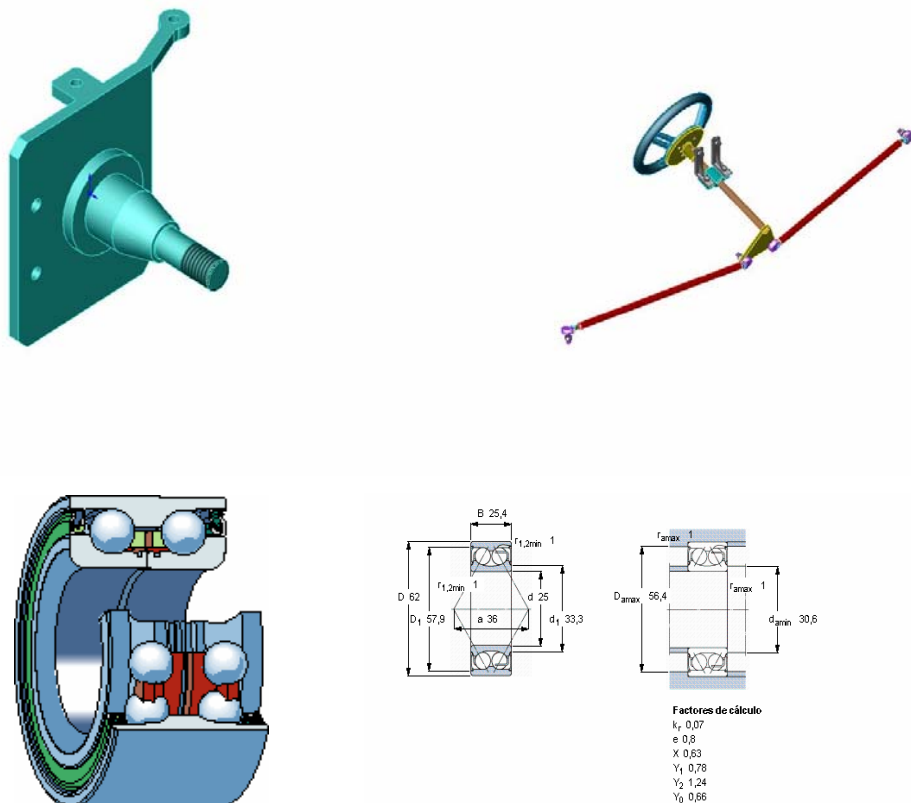
Para garantizar un viraje correcto, la orientación de los brazos de la mangueta es tal que sus prolongaciones imaginarias se cortan en la mitad del eje trasero.

El sistema de dirección a usar es de eslabones por la sencillez de su mecanismo de dirección, la simplicidad de montaje -su bajo peso, la sencillez de los elementos-, y como consecuencia, unos costos bajos. Estas consideraciones hacen que la relación de desmultiplicación pueda ser cambiada fácilmente. La columna de la dirección está dimensionada para satisfacer los requerimientos de ergonomía y de dimensiones del habitáculo.

De la mangueta –que también es apoyo de la suspensión y freno delanteros- se buscaba un caster positivo – extremo inferior del eje de pivotamiento adelantado

con respecto al superior – y un camber negativo – mangueta ligeramente inclinada hacia arriba – para conseguir estabilidad direccional y ayudar a las ruedas a retornar a su dirección frontal después de un giro. El material recomendado para su construcción es el acero SAE 4340. Los rodamientos usados en la mangueta –al igual que en el resto de piezas giratorias en el vehículo, por recomendación SKF- son de hileras de bolas con contacto angular.

Figura 39. Dirección FSAE.



2.2.5 Suspensión delantera. –Anexo M, Plano 6- . La ponderación del cumplimiento de los requerimientos de las variables por parte de las diferentes alternativas es la siguiente:

Tabla 14. Requerimientos de la suspensión delantera.

Requerimiento	Variable	Peso
Relación carga suspendida contra carga no suspendida	1	80
Costos previstos para la fabricación o consecución	2	60
Disposición comercial o técnica	3	60
Cantidad de componentes	4	40
Facilidad de montaje	5	40
Resistencia y durabilidad	6	40
Comportamiento de camber y caster	7	20
Reacciones en la dirección	8	20

La siguiente tabla muestra la calificación:

Tabla 15. Ponderación de los sistemas de suspensión delantera.

Alternativas	Variables							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Delantera								
Short long arm	8	7	8	8	9	8	8	6
Brazo colgante	8	6	8	8	7	8	9	7
Mc pherson	7	5	7	6	9	8	8	7

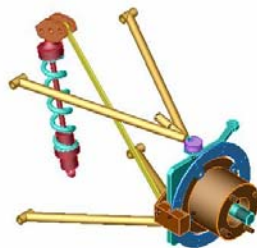
La ponderación fue la siguiente:

Tabla 16. Resultados de la ponderación de la suspensión delantera.

<i>Alternativas</i>	<i>Promedio ponderado</i>
Delantera	
Short long arm	7,833
Brazo colgante	7,555
Mc pherson	6,944

A partir de los resultados de la evaluación anterior, se decide que el sistema más conveniente para la suspensión delantera es el short long arm. Se diseñó una suspensión independiente tipo SLA, caracterizada por brazos colgantes en forma de A –hechos de tubería estructural 4130 de diámetro 5/8 “, siendo más corto el superior y más largo el inferior para reducir las variaciones en el ángulo de caída provocadas por los movimientos verticales de la suspensión, evitando así el desgaste de la llanta y la posible pérdida de la adherencia; además, con esta suspensión se reduce la masa no suspendida, lo que redundará en una mayor estabilidad del vehículo. Se instala también una barra estabilizadora entre ambas suspensiones delanteras.

Figura 40. Suspensión delantera FSAE.



2.2.6 Suspensión trasera. –Anexo M, Plano 5-. La ponderación de los

requerimientos por parte de las diferentes alternativas es la siguiente:

Tabla 17. Requerimientos de la suspensión trasera.

Requerimientos	Variable	Peso
Relación carga suspendida - carga no suspendida	1	80
Costos previstos para la fabricación o consecución	2	60
Disposición comercial o técnica	3	60
Cantidad de componentes	4	40
Facilidad de montaje	5	40
Resistencia y durabilidad	6	40
Comportamiento de camber y caster	7	20

Tabla 18. Ponderación de los sistemas de suspensión trasera.

Alternativas	Variables						
	1	2	3	4	5	6	7
Trasera							
Eje sólido	4	7	7	8	7	9	8
Brazo colgante	9	9	9	9	7	8	8
Short long arm	9	9	9	9	9	7	8
Mc pherson	8	6	7	7	9	8	8

La ponderación fue la siguiente:

Tabla 19. Resultados de la ponderación de la suspensión trasera.

Alternativa	Promedio ponderado
Trasera	
Eje sólido	5,833
Brazo colgante	7,666
Short long arm	7,777
Mc pherson	6,611

A partir de los resultados de la evaluación anterior, se decide que el sistema más

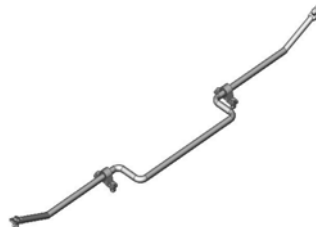
conveniente para la suspensión trasera es el short long arm.

Figura 41. Suspensión trasera FSAE.



2.2.7 Barras estabilizadoras. Necesarias para oponerse al par de balanceo generado en una curva por la fuerza centrífuga, el cual carga las ruedas exteriores y descarga las interiores provocando problemas de adherencia y estabilidad. En el FSAE UIS se tiene una barra enlazada a los brazos de la suspensión de las dos ruedas opuestas y anclada a la estructura, para que la inclinación de la carrocería se vea limitada por el esfuerzo de torsión transmitido a la barra –barra de acero 1045 de diámetro $\frac{1}{2}$ “.

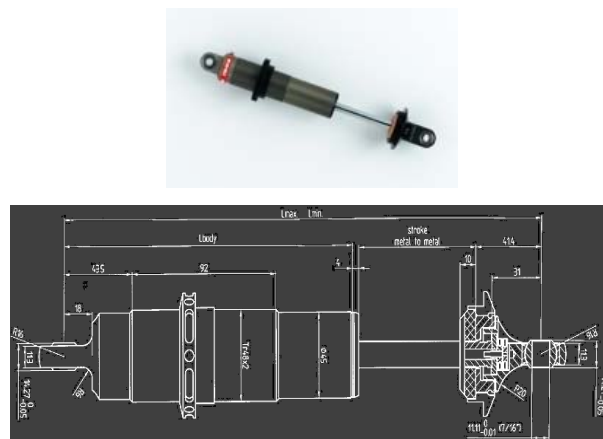
Figura 42. Barra estabilizadora FSAE.



2.2.8 Amortiguadores. Encargados de absorber las vibraciones de los resortes,

convirtiéndose en calor la energía cinética de la masa oscilante. Los amortiguadores de doble efecto –llamados así por recoger el efecto de compresión y reacción del resorte- ideales para su uso en el FSAE UIS son los KONI RACING serie 2812 por estar diseñados para cumplir con requerimientos similares a los de un FSAE, y son de fácil adaptación al brazo inferior de la suspensión y a la estructura tubular.

Figura 43. Amortiguador FSAE – KONI 2812-



www.koni.com

2.2.9 Frenos. La ponderación del cumplimiento de los requerimientos de las variables por parte de las diferentes alternativas es la siguiente:

Tabla 20. Importancia de las variables del sistema de frenos.

Requerimientos	Variable	Peso
Seguridad del sistema	1	90
Peso	2	80
Costos previstos para la fabricación consecución	3	60
Disposición comercial o técnica	4	60
Facilidad de montaje	5	40
Cantidad de componentes	6	40
Vida útil	7	20

La ponderación es la siguiente:

Tabla 21. Ponderación de los sistemas de frenos.


Alternativas	Variables						
	1	2	3	4	5	6	7
Suplemento de energía							
Accionamiento muscular	7	8	9	8	8	8	8
Accionamiento asistido	9	6	4	7	6	6	8
Sistema de transmisión							
Transmisión mecánica	6	6	9	8	8	8	8
Transmisión hidráulica	9	8	7	9	9	7	7
Transmisión neumática	8	7	7	9	9	6	7
Disposición de frenos							
2 delanteros y 2 traseros de disco	9	6	5	6	5	6	9
2 delanteros y 2 traseros de tambor	8	6	5	5	7	6	6
2 delanteros de disco y 2 traseros de tambor	8	6	5	4	6	6	8
2 delanteros de tambor y 2 traseros de disco	8	6	5	4	6	6	8
2 delanteros de disco y 1 trasero de disco en el diferencial	7	9	7	4	6	7	9
2 delanteros de tambor y 1 trasero de tambor en el diferencial	5	9	8	5	7	7	6
2 delanteros de disco y 1 trasero de tambor en el diferencial	6	9	7	4	6	7	8
2 delanteros de tambor y 1 trasero de disco en el diferencial	5	9	8	4	5	7	8

Los resultados de la ponderación son:

Tabla 22. Resultados de la ponderación de los sistemas de frenos.

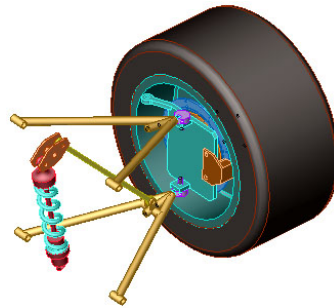
Alternativas	Promedio ponderado
Suplemento de energía	
<i>Accionamiento muscular</i>	7,512
<i>Accionamiento asistido</i>	6,641
Sistema de transmisión	
<i>Transmisión mecánica</i>	7,282
<i>Transmisión hidráulica</i>	8,179
<i>Transmisión neumática</i>	7,641
Disposición de frenos	
<i>2 delanteros y 2 traseros de disco</i>	6,435
<i>2 delanteros y 2 traseros de tambor</i>	6,128
<i>2 delanteros de disco y 2 traseros de tambor</i>	6,102
<i>2 delanteros de tambor y 2 traseros de disco</i>	6,102
<i>2 delanteros de disco y 1 trasero de disco en el diferencial</i>	6,948
<i>2 delanteros de tambor y 1 trasero de tambor en el diferencial</i>	6,743
<i>2 delanteros de disco y 1 trasero de tambor en el diferencial</i>	6,666
<i>2 delanteros de tambor y 1 trasero de disco en el diferencial</i>	6,590

A partir de los resultados de la evaluación anterior se decide que el sistema de frenos más conveniente es el de 2 frenos delanteros de disco y 1 freno de disco trasero en el diferencial. Este sistema es dividido en dos circuitos para cumplir con los requerimientos de las normas FSAE. Se destaca el uso de frenos de disco cuya acción más enérgica lleva a menores tiempos de frenado y por consiguiente menores distancias de parada.

 **Circuito delantero.** Este circuito acciona a un freno de disco –Figura 47,

color azul- en cada rueda; los discos seleccionados son los de la motocicleta Suzuki Space – 20 cm –, que cumplen con los requerimientos de espacio; también se usan de esta motocicleta sus mordazas de accionamiento –Anexo M, Plano 6-.

Figura 44. Ubicación del freno en el tren delantero FSAE.



Circuito trasero. Este circuito solo acciona a un freno de disco (para aligerar peso); el disco está atornillado a la carcasa del diferencial, para que al ser frenado actúe en ambas ruedas traseras. Se usa el disco y la mordaza de la motocicleta Suzuki TS (30 cm) –Anexo M, Plano 5-.

Figura 45. Ubicación del freno en el tren trasero FSAE.



2.2.10 Chasis.

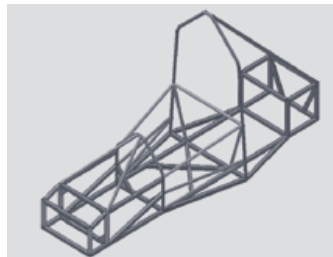
Estructura tubular. Fueron varias las etapas de refinamiento de la estructura. En la primera se analizaba el cumplimiento de los requerimientos de las normas FSAE –www.sae.org-.

Figura 46. Requerimientos FSAE para la estructura tubular.



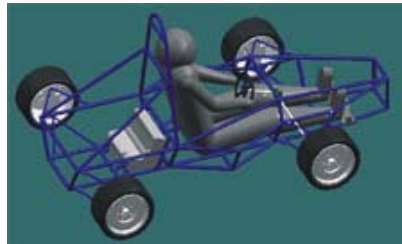
La segunda etapa fue la del posicionamiento de los sistemas del vehículo.

Figura 47. Estructura de soporte de los sistemas.



Después se analizaron las dimensiones de la estructura del habitáculo para cumplir con los requerimientos ergonómicos y de seguridad del piloto.

Figura 48. Análisis ergonómico de las dimensiones del habitáculo.



Fue útil el uso de una estructura real – de un vehículo todoterreno construido en asocio con estudiantes del SENA- porque permitió que fueran comprobados experimentalmente estos requerimientos con pilotos de diferentes dimensiones, para que pudieran ser evaluados parámetros tales como el confort, el cuál no puede ser evaluado con el análisis CAD.

Figura 49. Prueba ergonómica en estructura real.



Con la idea general de la estructura, el paso siguiente es el análisis de su resistencia a unas posibles cargas de volcadura, usando una simulación basada en el método de elementos finitos –con el uso del software ANSYS-. Así se pueden observar los elementos críticos con necesidad de algún refuerzo, y también los elementos que posiblemente no sean necesarios para garantizar la resistencia estructural. Aunque comercialmente el acero más disponible es el 1018, para esta estructura es mejor utilizar un acero 4130, con módulo de elasticidad de 200×10^9 y un módulo de young de 0,29. Las cargas a utilizar en el análisis son las recomendadas por la organización Sport Car Club of América, la cual aconseja fuerzas relacionadas a una aceleración de 5 g:

Tabla 23. Fuerza de prueba de la estructura del vehículo.

Magnitud	Valor
Masa del vehículo (con piloto)	305 Kg.
Aceleración 5 gravedades	$49.05 \frac{m}{s^2}$
Fuerza $m \cdot a = 315 \text{Kg} \cdot 49.05 \frac{m}{s^2} =$	14960 N

La dirección de esta fuerza toma ángulos recomendados cuyos valores son $\theta_x = 80.55^\circ$, $\theta_y = 34.83^\circ$ y $\theta_z = 56.82^\circ$, de tal manera que los componentes de fuerza son determinados de la siguiente manera:

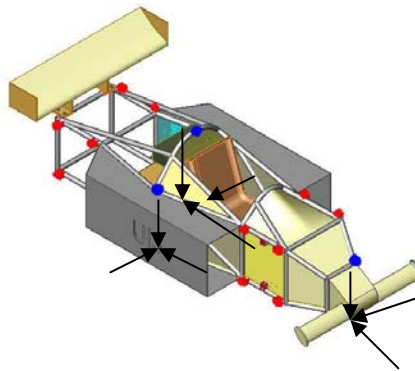
$$F_x = FCos \theta_x = 2334 \text{ N}$$

$$F_y = FCos \theta_y = 12252 \text{ N}$$

$$F_z = FCos \theta_z = 8153 \text{ N}$$

Estas fuerzas se consideran como de impacto severo actuando sobre los vértices de la estructura del vehículo. En la siguiente figura se muestran las restricciones – en rojo- que se ubican en los puntos de sujeción de las suspensiones- y los puntos de aplicación de la fuerza de impacto –vértices de la estructura-.

Figura 50. Puntos de restricción o aplicación de fuerzas.



La etapa final es la de refinamiento de la estructura obtenida de los anteriores análisis – con una rigidez torsional de 1500 lbf-ft/deg- para finalmente ofrecer una estructura ligera, resistente, segura y ergonómica para el piloto, y adecuada para el buen desempeño de los sistemas.

Figura 51. Fuerzas y restricciones sobre la estructura FSAE

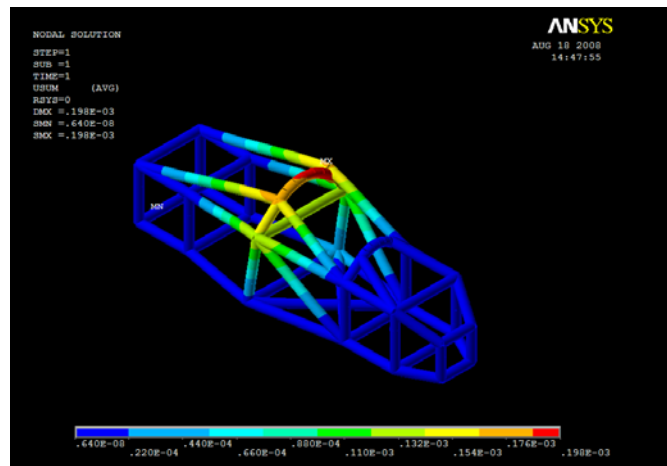
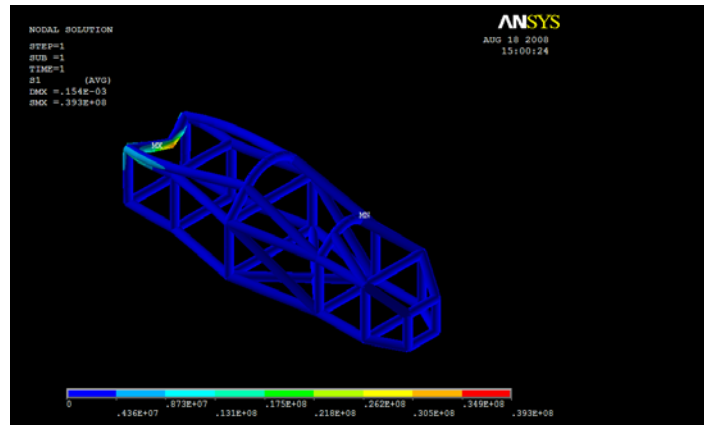


Figura 52. Análisis de esfuerzos en la estructura FSAE.



La estructura definitiva se muestra a continuación:

Figura 53. Estructura trasera.

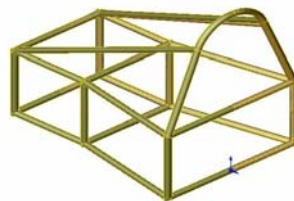
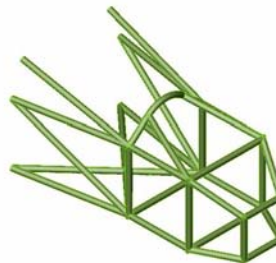


Figura 54. Estructura delantera.




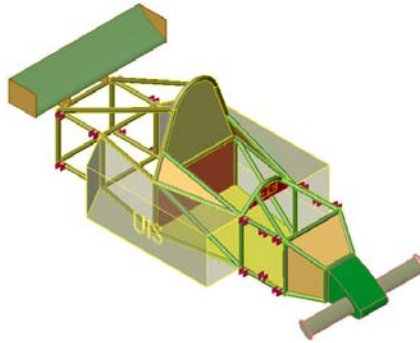
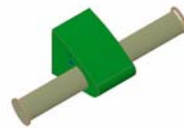
 **Carrocería.** El uso de la fibra de vidrio permite una cubierta liviana y resistente. El proceso adecuado para hacer la carrocería es el de moldeo por aspersión, con una fibra de vidrio tipo R, por ser de gran resistencia.

Figura 55. Carrocería FSAE.



- **Zona de aplastamiento.** Se ajusta a la parte frontal de la estructura tubular para que soporte pequeños impactos y para que sirva de superficie de ataque aerodinámico, para lo cual también se le agregan unos pequeños alerones con placas laterales. El material adecuado es la fibra de vidrio tipo R.

Figura 56. Nariz.



Habitáculo. El habitáculo es dimensionado con base en los requerimientos ergonómicos del piloto –ver sección 1.2.11-. Los sistemas en contacto son:

Asiento. Se selecciona un asiento de competición tipo bacquet –asiento en fibra de vidrio muy usado en los karts- por ser de fácil consecución y adaptabilidad al espacio disponible en el habitáculo, además es fácil buscar los ángulos corporales adecuados –Figura 29- variando las alturas de los apoyos del bacquet .

Figura 57. Asiento bacquet.



Volante. La posición adecuada para un buen agarre del volante debe ubicarlo en la zona de maniobrabilidad óptima para los brazos –ver Figura 28-. Por requerimientos de espacio se seleccionó un volante de kart – Anexo K-.

Figura 58. Volante FSAE.



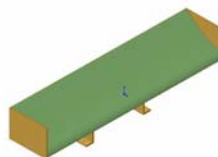
Pedales. El tamaño, la posición y la distancia entre los pedales del acelerador y del freno siguen recomendaciones ergonómicas –ver Figura 30-. Se construyen en aluminio para hacerlos más ligeros.

Figura 59. Pedal FSAE.



Aerodinámica. El uso de alerones trae consigo un componente de resistencia al avance del vehículo, pero al generar también carga vertical descendente mejora el agarre y estabilidad, así que en el FSAE se instalan alerones delanteros y trasero –hechos de fibra de vidrio- con placas laterales para mejorar el “aplastamiento” contra la pista.

Figura 60. Alerón trasero.



2.3 GUÍA METODOLÓGICA DEL PROYECTO FSAE UIS.

2.3.1 Metodología del proyecto FSAE UIS. El FSAE UIS sería considerado por la organización FSAE como un “rookie”, término con el que se conoce a las universidades que por primera vez compiten, y por lo observado en los años anteriores saben que los primeros intentos de participación de una universidad no son muy exitosos, de tal manera que para garantizar que el proyecto FSAE UIS tenga un relativo éxito en su primera participación deben seguirse unos pasos que permitan organizarlo bien:

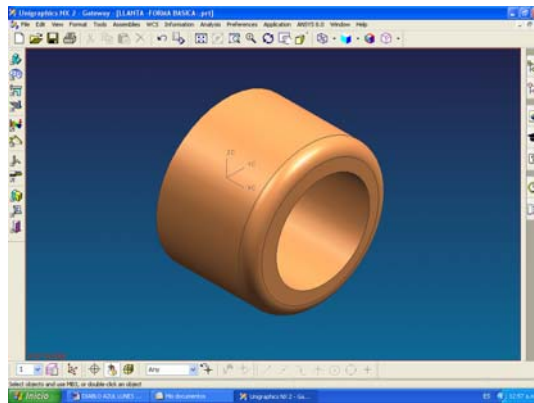
- Establecer un plan organizativo.
- Formar equipos de trabajo para cada sistema.
- Valorar los recursos disponibles.
- Valorar las habilidades de los miembros de los equipos.
- Analizar el presupuesto.
- Crear un fondo de consecución de capital.
- Establecer unas fechas para las entregas de diseños, fabricación, documentación y proceso de embarque del vehículo.

2.3.2 Metodología del diseño FSAE UIS. En cuanto a su diseño general, un vehículo FSAE sigue también unas etapas:

- Familiarizarse con las reglas de la competencia.
- Con base en los requerimientos de la competencia, hacer una preselección de los elementos principales del vehículo.
- Analizar cada opción preseleccionada.
- Por medio de un método de calificación de variables con el que se les asigna un nivel de importancia según los requerimientos, son seleccionadas las alternativas a usar en el vehículo.
- Se define cuales elementos van a ser comprados y cuales diseñados.

- Deben ser definidas las dimensiones de los elementos comprados por medio de una medición directa, o en caso de no ser posible deben buscarse los catálogos.
- Se hace un bosquejo preliminar de la ubicación de los elementos en el vehículo para ir definiendo su estructura de soporte.
- Con base en las recomendaciones para el diseño ergonómico de vehículos, y una prueba de las posiciones corporales que ofrecen confort, se hace el bosquejo preliminar del habitáculo.
- Las dos anteriores estructuras – la de soporte de los sistemas y el habitáculo- en conjunto, dan una idea general de cómo debe ser el chasis del vehículo.
- Se definen el ancho de vía y la batalla deseados del vehículo, aunque durante el proceso de diseño es bastante probable que sufran cambios debido al reposicionamiento de los sistemas del vehículo.
- Definido el tamaño de la llanta, el tipo de suspensión y el ancho de vía, se diseña la mangueta que será apoyo del sistema de freno delantero, de las barras de dirección, de los brazos de la suspensión y, por supuesto, de la rueda, y después se determinan las longitudes de los brazos de la suspensión y sus puntos de sujeción a la estructura tubular.
- Del tren trasero son establecidas las dimensiones de las ruedas, la carcasa del diferencial y las juntas homocinéticas. Las dimensiones variables son las de las mazas de apoyo de las ruedas y las suspensiones traseras, y las longitudes de los semiejes de transmisión. Además también es variable su distancia con respecto al grupo motopropulsor –definida por los requerimientos del espacio disponible o del sistema de transmisión sprocket-cadena del vehículo-.
- Con la ayuda de un CAD –SOLIDWORKS, en el caso del FSAE UIS-. Además de hacer diseños de piezas – para lo cual también es necesario estar apoyado en los cálculos matemáticos-, se analiza la integración de los elementos en los sistemas, y de los sistemas en el vehículo, para evitar las interferencias.

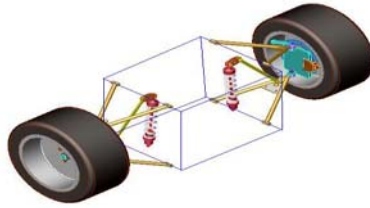
Figura 61. Simulación de una llanta.



- Con la certeza del posicionamiento de los sistemas, se puede definir la estructura tubular.
- Finalmente, con los sistemas principales y secundarios –por ejemplo, la batería, o el tanque de combustible- establecidos, el siguiente paso es detallar el diseño final.

El chasis (estructura tubular y carrocería) es la base sobre la cual todo debe integrarse. Aparecen tres aspectos críticos en su diseño: las dimensiones del habitáculo, las dimensiones del grupo motopropulsor, y los puntos de unión de la suspensión. Las dimensiones del motor son las más fáciles de obtener y el trabajo por hacer es establecer los puntos de montaje. Para determinar las dimensiones del habitáculo se tuvo en cuenta la ergonomía, tratando de hacerlo confortable y poniendo el peso del piloto tan bajo como fuera posible. Un modelo de tamaño natural es usado para que personas de diferente tamaño probaran las posiciones del asiento, volante y pedales. La suspensión debe ser definida para luego adaptar el chasis a lo que la suspensión requiera.

Figura 62. Análisis suspensión – chasis.



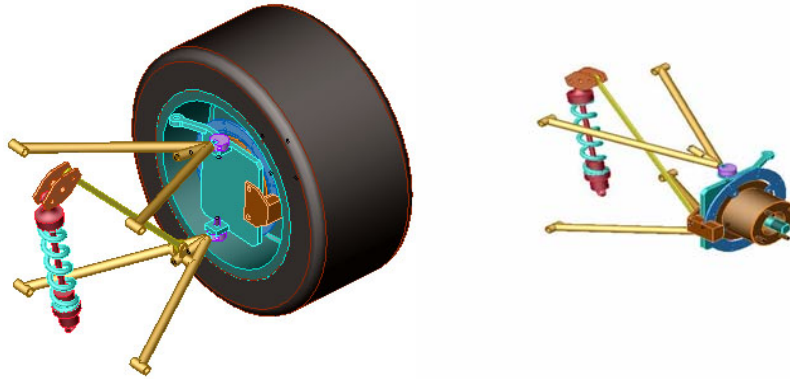
Hay que tener presente que el vehículo se define de afuera hacia adentro, es decir, se definen las llantas y después los elementos que las integran al resto del vehículo (las mazas, discos de freno, sistema de dirección) y ya después la suspensión y sus puntos de unión al chasis. En este punto se comienza con el análisis de la disposición de los elementos menores, tales como el tanque de combustible o la batería para así tener una estructura algo definida. Como son muchas las partes compradas, el desafío es conseguir las de un tamaño apropiado para un vehículo tan liviano como el FSAE.

En cuanto a las partes manufacturadas, se busca al diseñarlas que sean fáciles y económicas de fabricar, sin descuidar los requerimientos de resistencia y funcionalidad. La carrocería fue diseñada de manera que presentara un buen aspecto estético, además de ofrecer otras cualidades técnicas como bajo peso, entradas y salidas de aire, y algo de manejo aerodinámico en su parte frontal y trasera.

Cada vehículo es único pues es producto del criterio personal del diseñador, pero todos los diseños tienen en común el comenzar con un boceto preliminar, continuar con la selección y ubicación e integración de los elementos, analizar su resistencia, y hacer pruebas experimentales en un prototipo.

2.3.3 Ensamble general FSAE UIS.

Figura 63. Ensamble delantero FSAE.



Azul: Freno.

Marrón: Mordaza del freno.

Verde: Mangueta.

Fucsia: Rótula.

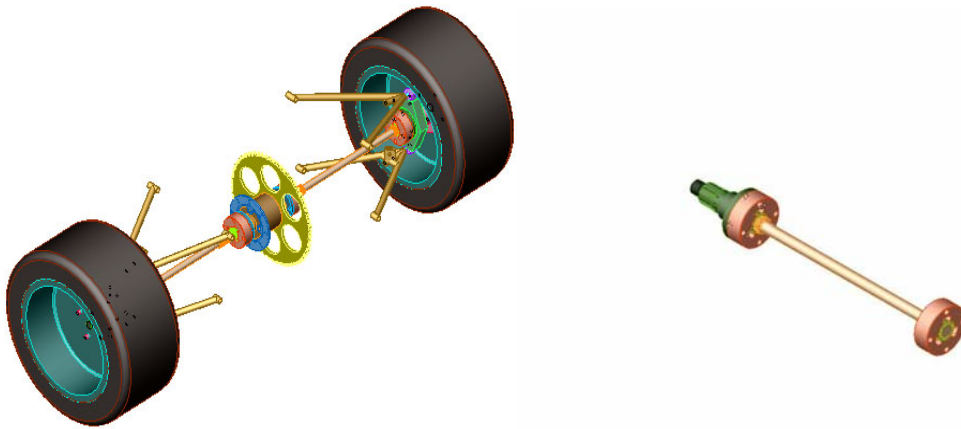
Amarillo: Brazo de la suspensión.

Verde limón: Barra accionadora del amortiguador.

Rojo: Amortiguador.

El conjunto llanta- rin esta sujeto a una maza – en color ocre, y que tiene sujeto a ella el disco de freno- que gira por medio de unos rodamientos de hileras de bolas con contacto angular alrededor de la mangueta, la cual es apoyo de la mordaza del freno y de las juntas esféricas de los extremos de la barra de dirección y los brazos de la suspensión. El ensamble se complementa con los elementos que hacen parte del sistema de dirección –Figura 39-.

Figura 64. Ensamble trasero FSAE.



Verde grama: Placa apoyo suspensión.

Naranja: Junta.

Fucsia: Rótula.

Amarillo: Brazo suspensión trasera.

Habano. Semieje trasero.

Marrón. Diferencial.

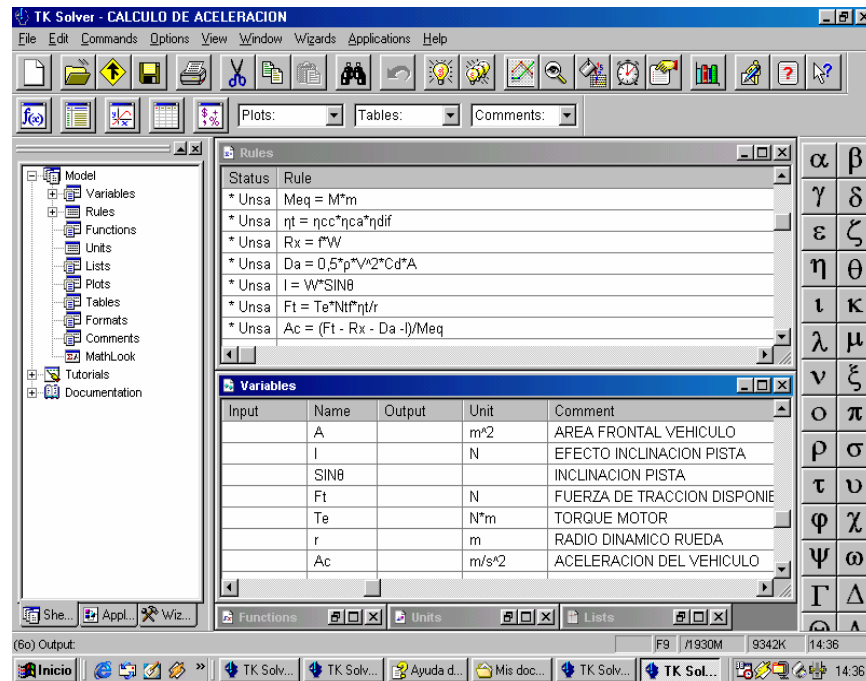
Verde limón: Sprocket conducido.

Azul: Freno trasero.

El tren trasero tiene como pieza central la carcasa del diferencial, la cual tiene ensamblados el disco de freno trasero y el sprocket que recibe por medio de una cadena el par de giro del motor. El diferencial transmite su movimiento a las ruedas traseras por medio de unos ejes que conectan al diferencial por un extremo y a la maza trasera por el otro, por medio de juntas trípode. La maza que sujeta al rin trasero gira por el movimiento transmitido por los ejes. La suspensión trasera se apoya en una placa - Figura 41 -, dentro de la cual gira la maza por medio de un rodamiento de hileras de bolas con contacto angular.

2.3.4 Cálculos del diseño FSAE UIS. En el anexo I se presentan las ecuaciones y valores utilizados para hacer los cálculos de diseño, y aprovechando el software TK SOLVER 5.0 se hicieron unas plantillas para facilitar el cambio de las variables

Figura 65. Aplicación de TK SOLVER



A continuación se presenta un breve resumen de algunos de los cálculos hechos:

 **Aceleración de 0 a 100 Km/h.** La ecuación a utilizar es:

$$a_x = \frac{\left(\frac{Te \cdot Ntf \cdot \eta_{tf}}{r} - Rx - D_A - Wsen\theta \right)}{(m + m_r)}$$

N_{icc} = Relación de reducción caja de cambios = 2,58 –marcha más alta-

$$N_{ica} = \text{Relación de reducción cadena} = \frac{\text{Dientes - sprocket - trasero}}{\text{Dientes - sprocket - delantero}} = \frac{72}{14} = 5,14$$

$$N_{tf} = \text{Relación de reducción total} = N_{icc} \times N_{tca} = 2,58 \times 5,14 = 13,26$$

$$M = \text{Factor de masa} = 1 + 0,04 + (N_{tf})^2 = 1 + 0,04 + (13,26)^2 = 1,48$$

$$m = \text{Masa del vehículo con piloto} = 305 \text{ Kg} \quad m_r = \text{Masa equiv. al efecto inercia}$$

$$M = \frac{m + m_r}{m} = 1,48$$

$$T_e = (\text{Torque del motor}) = 68,5 \text{ N-m} \quad N_{tf} = (\text{Relación de transmisión}) = 13,26$$

$$\eta_{tf} = \text{Eficiencia total transmisión} = \eta_{caja} \times \eta_{cadena} \times \eta_{diferencial} = 0,99 \times 0,98 \times 0,99 = 0,96$$

$$r = \text{Radio dinámico de la rueda} \quad r_e = \text{Radio estático de la rueda} = 0,251 \text{ m}$$

$$r = 0,9 \times r_e = 0,226 \text{ m}$$

$$W = \text{Peso total del vehículo} = W_v + L_A = 2992,05 \text{ N} + 517,79 \text{ N} = 3509,83 \text{ N}$$

$$W_v = \text{Peso del vehículo} = m \cdot g = (305 \text{ Kg}) \cdot (9,81 \text{ m/s}^2) = 2992,05 \text{ N}$$

$$L_A = \text{Carga vertical aerodinámica} = L_{ad} + L_{at} = 517,78 \text{ N}$$

$$L_{ad} = \text{Carga aerodinámica vertical alerón delantero} = (1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_{Ld} \cdot A = 57,53 \text{ N}$$

$$L_{at} = \text{Carga aerodinámica vertical alerón trasero} = (1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_{Lt} \cdot A = 460,25 \text{ N}$$

$$R_x = \text{Resistencia a la rodadura (N)} = f \cdot W$$

$$f = \text{Coeficiente de rodadura} = 0,012 \quad R_x = (0,012) \cdot (3509,83 \text{ N}) = 42,12 \text{ N}$$

$$D_A = \text{Arrastre aerodinámico} = (1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A = 523,54 \text{ N}$$

$$\Theta = 1,5^\circ$$

$$W \cdot \text{sen}\Theta = (3509,83 \text{ N}) \cdot (\text{sen } 1,5^\circ) = 91,88 \text{ N}$$

$$a_x = \frac{\left(\frac{(68,5 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (13,26) \cdot (0,96)}{(0,226 \text{ m})} - 42,12 \text{ N} - 523,54 \text{ N} - 91,88 \text{ N} \right)}{(451,4 \text{ Kg})} = 7,09 \text{ m/s}^2$$

Esto representa alcanzar de 0 a 100 Km/h en 3,92 segundos.

 **Proyección del motor.** La potencia en las ruedas (HP_r) es:

$$HP_r = \frac{(m) \cdot (a_x) \cdot (V_{\text{proyectada}})}{746}$$

Hay que calcular la aceleración para una velocidad mayor a 160 Km/h. Para la 5ª marcha de la caja se tiene:

$$N_{icc} = 1,15$$

$$N_{ica} = 5,14$$

$$N_{if} = 1,15 \times 5,14 = 5,91$$

$$M = 1 + 0,04 + (5,91)^2 = 1$$

$$m + m_r = 1,13 \text{ m} = 1,13 \cdot (305 \text{ Kg}) = 343,95 \text{ Kg}$$

$$W = 2992,05 \text{ N} + 1191,67 \text{ N} = 4183,72 \text{ N}$$

$$R_x = (0,012) \cdot (4183,72 \text{ N}) = 50,20 \text{ N}$$

$$D_A = 1204,91 \text{ N}$$

$$W \cdot \text{sen}\Theta = (4183,72 \text{ N}) \cdot (\text{sen } 1,5^\circ) = 109,52 \text{ N}$$

$$a_x = \frac{\left(\frac{(68,5N \cdot m) \cdot (5,91) \cdot (0,96)}{(0,226m)} - 50,20N - 1204,91N - 109,52N \right)}{(343,95Kg)} = 1,03 \text{ m/s}^2$$

Un FSAE debe alcanzar velocidades en el rango de 180 Km/h, así que:

$$HP_r = \frac{(305Kg) \cdot (1,03m/s^2) \cdot (50m/s)}{746} = 20,64 \text{ HP}$$

La relación entre la potencia de las ruedas HP_r y la del motor HP_m es:

$$HP_m = (HP_r) \cdot (N_{tf}) \cdot (\eta_{tf}) = (20,64 \text{ HP}) \cdot (5,92) \cdot (0,96) = 117,30 \text{ HP}$$


El motor Yamaha YZF R6 da 123 HP; la potencia disponible en las ruedas es de:

$$HP_r = \frac{HP_m}{(N_{tf}) \cdot (\eta_{tf})} = \frac{123HP}{(5,92) \cdot (0,96)} = 21,64HP$$

Y la velocidad que podría alcanzarse es de:

$$V_{\text{Proyectada}} = \frac{(746)(HP_r)}{(m)(a_x)} = \frac{(746)(21,64HP)}{(305Kg)(1,03m/s^2)} = 51,38 \text{ m/s}$$

Es decir, se puede alcanzar una velocidad de 185 Km/h.

 **Performance de frenado.** Las cargas de frenado en los ejes delantero y trasero, para una deceleración D_x de 0,8 g, respectivamente son:

$$W_f = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x = W_{fs} + W_d \qquad W_r = \frac{b}{L} \cdot W - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot D_x = W_{rs} - W_d$$

Donde L es la batalla, c y b son las distancia del C.G a los ejes delantero y trasero.

$$W_f = \frac{(0,7875m)}{(1,75m)} \cdot (4183,72N) + \frac{(0,37m)}{(1,75m)} \cdot \frac{(4183,75N)}{g} \cdot (0,8g) = 2609,44N$$

$$Wr = \frac{(0,9625m)}{(1,75m)} \cdot (4183,72N) - \frac{(0,37m)}{(1,75m)} \cdot \frac{(4183,75N)}{g} \cdot (0,8g) = 1574,28 \text{ N}$$

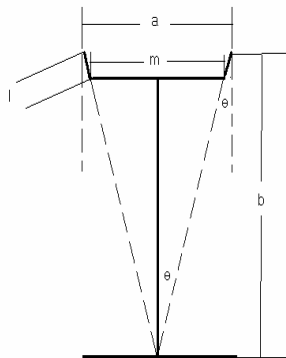
La distancia de parada es: $sD = \frac{v_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{v_0^2}{2D_x} = \frac{(51,38m/s)^2}{2 \cdot (7,85m/s^2)} = 168,1 \text{ m}$

Y el tiempo de parada es: $ts = \frac{v_0}{D_x} = \frac{51,38m/s}{7,85m/s^2} = 6,55 \text{ s}$

Hay que tener en cuenta que el tiempo estimado de reacción de una persona son 0,75 segundos, de tal manera que el tiempo total de parada sería de 7,3 segundos, y la distancia total de parada sería de 206,63 m.

Trapezio de la dirección. Para cumplir con la geometría de Jeantaud se busca que las prolongaciones de los brazos se corten en el eje trasero:

Figura 66. Dimensiones del trapezio de la dirección FSAE.



Del trapezio se ve que : $Tan\theta = \frac{a/2}{b} = \frac{a}{2b}$ Donde θ es el ángulo de orientación de los brazos de la dirección.

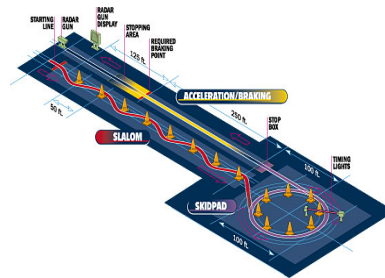
$$a = 700\text{mm}$$

$$b = 1750\text{mm}$$

$$\theta = 11,31^\circ$$

La competencia FORMULA SAE evalúa dinámicamente a los vehículos en unas pruebas realizadas en una pista especialmente diseñada para tal fin.

Figura 67. Pista de evaluación dinámica.



www.sae.com

Las características dinámicas a evaluar son la capacidad de aceleración y la capacidad de frenado. También se evalúa el desempeño en una prueba de larga duración junto con los otros vehículos, además de una evaluación de la presentación y costos del vehículo.

2.3.5 Análisis económico FSAE UIS. El costo total del prototipo se calcula con base en una guía de costos mediante procedimientos y formatos establecidos por la SAE –ver anexo J –, en los cuales además de especificar los costos, se especifica si el elemento puede fabricarse, modificarse, o comprarse standard comercialmente.

Tabla 24. Costo del prototipo FSAE UIS.

Reporte de costos FSAE UIS	
Sección	Costo (USD)
Sistema de frenos	600
Motor y transmisión	9550
Chasis	4265
Instrumentos y electrónica	3195
Misceláneos	505
Sistema de dirección	1140
Suspensión	1565
Ruedas	2605
Total : 23.425	

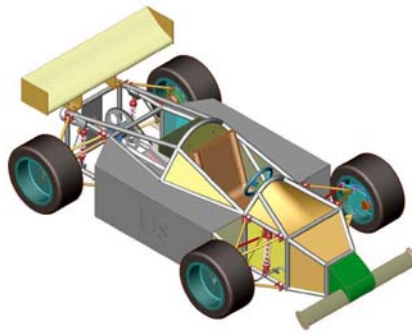
Este costo, representado en pesos, son aproximadamente \$ 46.850.000; se supone que como ítem de producción, el vehículo costaría el 70% del prototipo. El costo total cumple con el requerimiento de costos de la norma Formula SAE. Habría una gran dificultad en la consecución de piezas debido a su importación, así que en el diseño en lo posible se buscó el utilizar elementos de consecución nacional.

2.3.6 Presentación final del FSAE UIS. Como uno de los objetivos del proyecto es dar a conocer el diseño a la organización SAE, se les envió por internet un collage de presentación y las características técnicas del vehículo. Como respuesta, la organización SAE, a través de su representante Steve Daum, se mostró complacida de saber que en la Universidad Industrial De Santander se están dando los primeros pasos para una futura participación en la competencia, extendiendo su invitación a ir a la competencia del año entrante a conocer el ambiente de la competencia, para después llevar un vehículo construido por la UIS –Anexo J-.

Figura 68. Collage de presentación FSAE UIS.



UIS CHAPTER, COLOMBIA, 2008

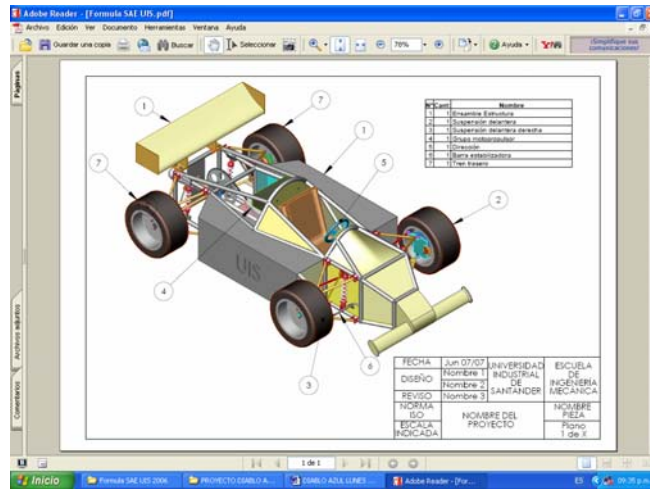


FORMULA SAE DESIGN



Los planos son organizados por vistas, superior, frontal y lateral, y por subsistemas, entre los que se tienen: grupo motopropulsor, tren trasero, tren delantero, suspensión, dirección.

Figura 69. Ejemplo de los planos del FSAE.



Los planos pueden verse en el anexo L.

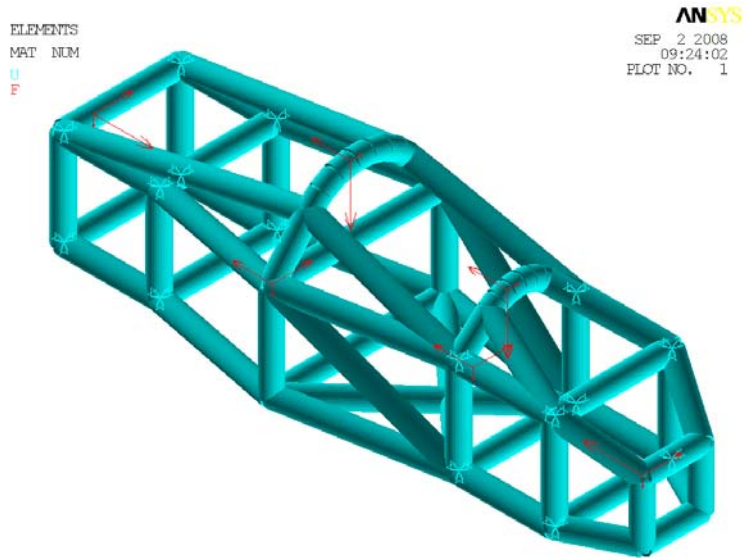
Este es el primer diseño de un vehículo Formula SAE que se hace en el país, así que, además de darse a conocer para resaltar lo importantes que son este tipo de proyectos en la universidad, puede ser el primer escalón para una futura participación de un vehículo construido en la universidad en la competencia FSAE.

Figura 70. FSAE UIS.



2.3.7 Presentación análisis ANSYS.

Figura 71. Cargas puntuales.



$F_x = 8100\text{N}$, $F_y = 12250\text{N}$, $F_z = 2300\text{N}$

Figura 72. Deformación de elementos para EC1+1+2+3+4.

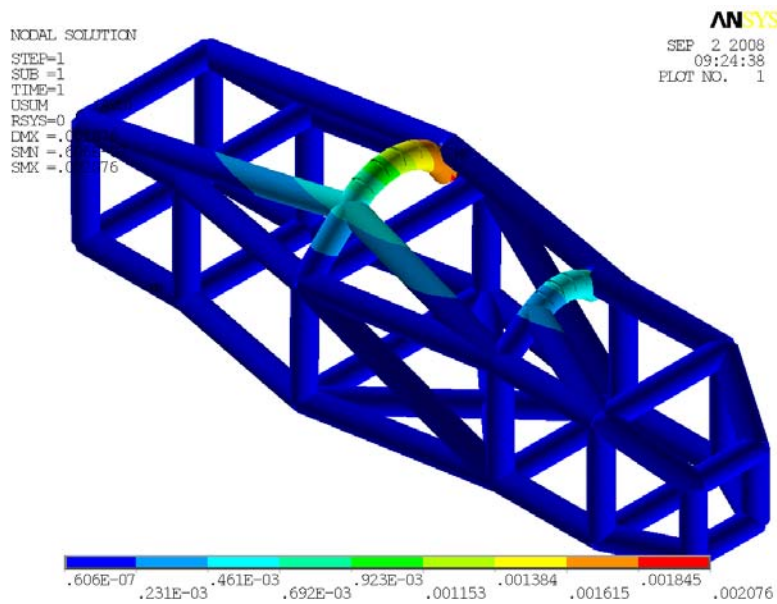


Figura 73. Esfuerzo Equivalente para EC3.

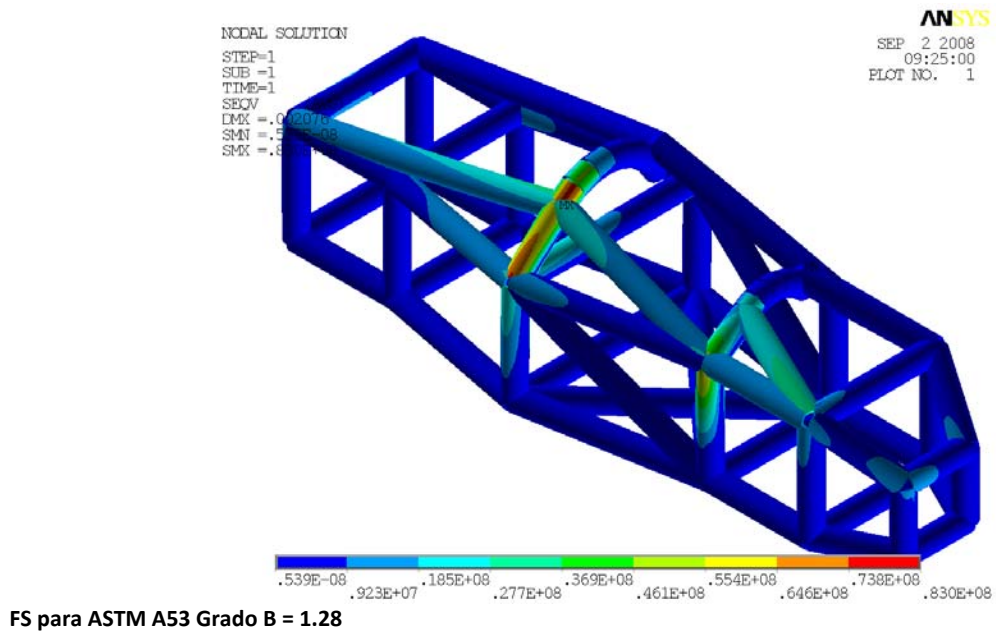


Figura 74. Refuerzo fronta y posterior de Carga 5.

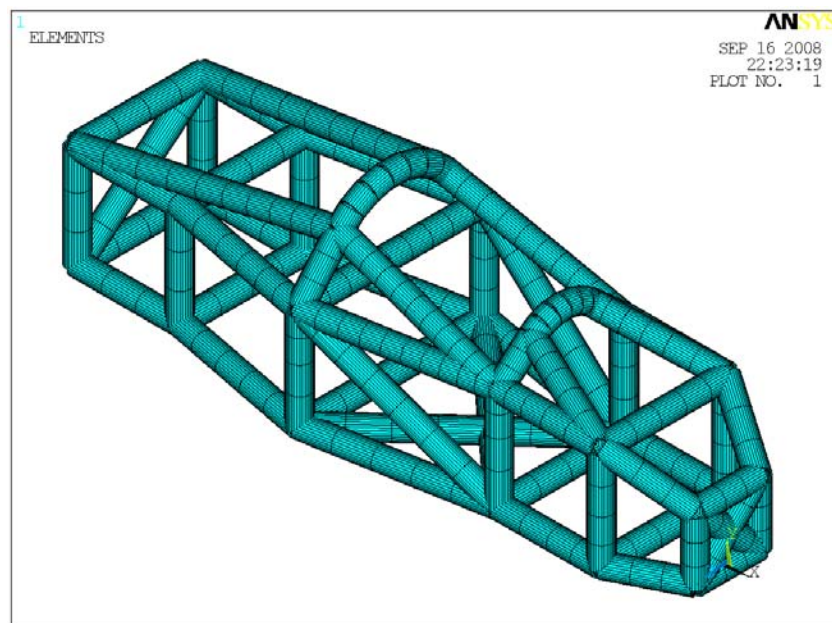


Figura 75. Deformación de los elementos para el EC4 con Modificación.

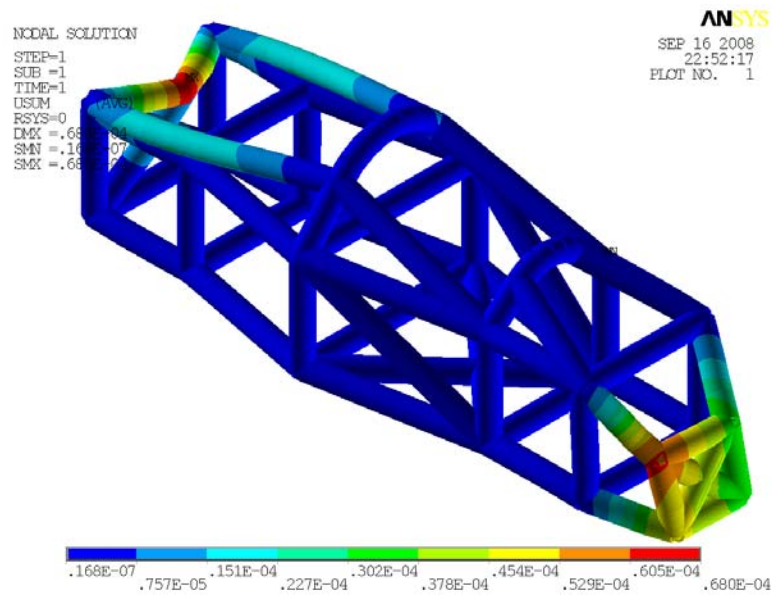


Figura 76. Equivalente para EC4, FS para ASTM A53 Grado B = 5.2.

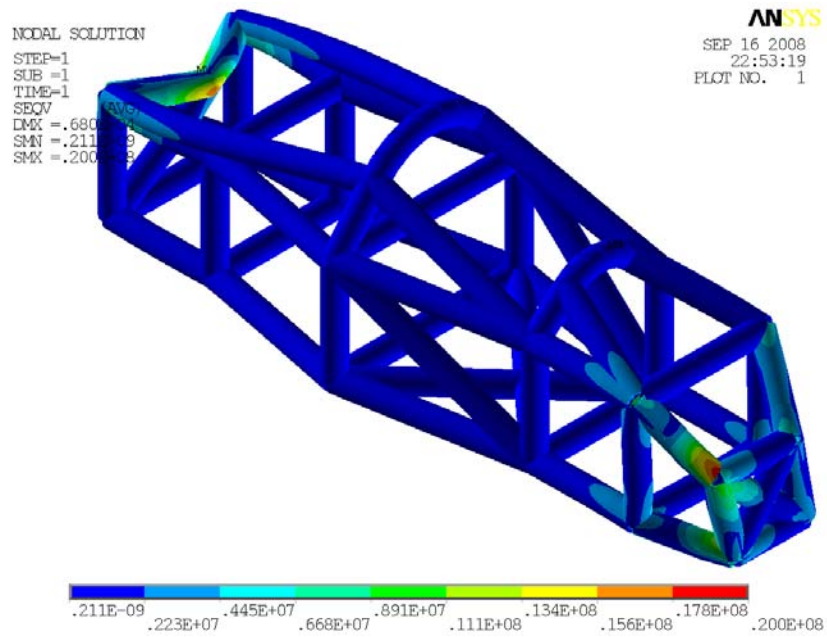


Figura 77. Refuerzo barra antivuelco Estado de Carga 6.

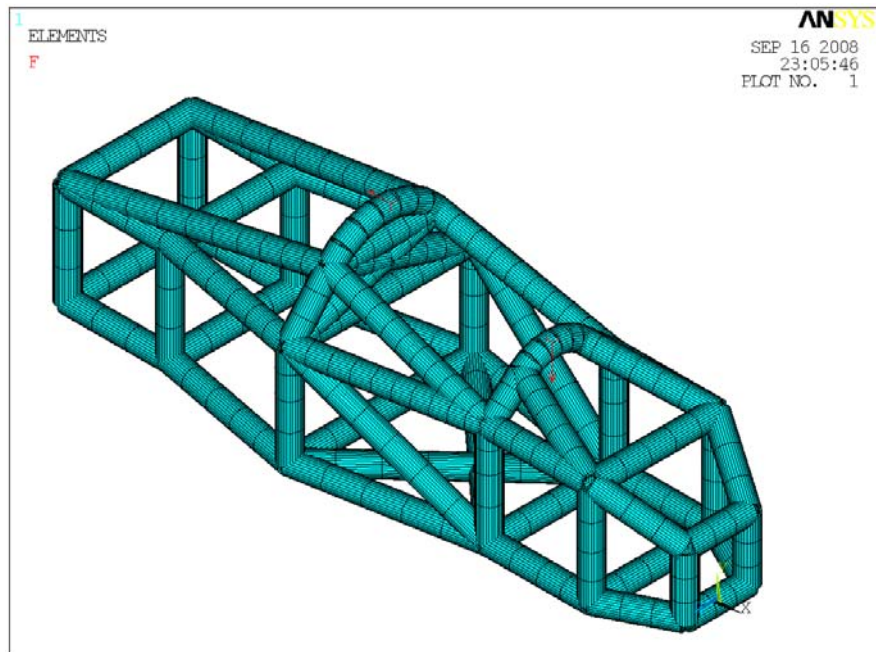


Ilustración 1. Refuerzo barra antivuelco

Figura 78. Deformación de los elementos para el EC1+2 con Modificación.

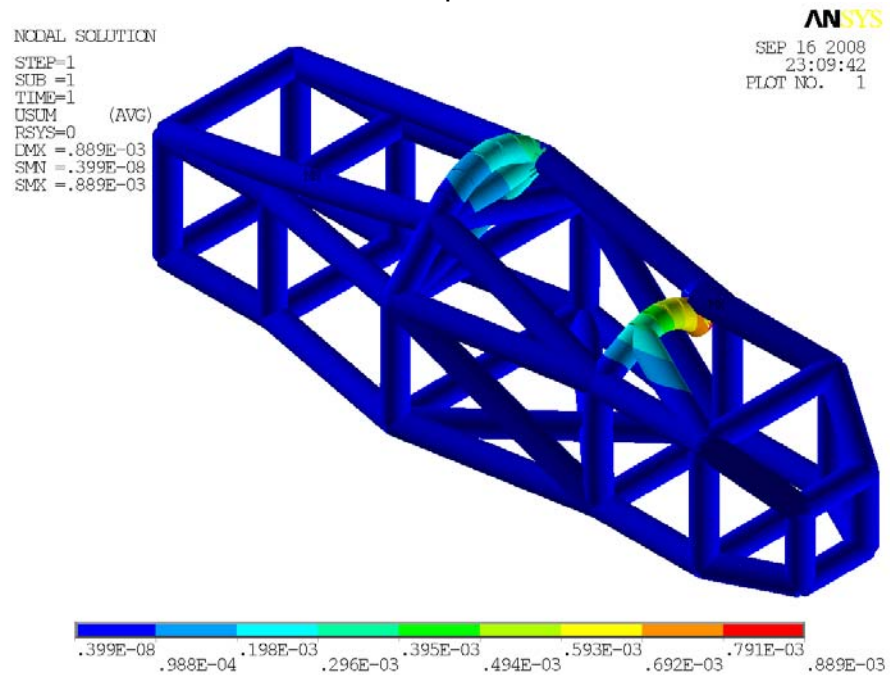
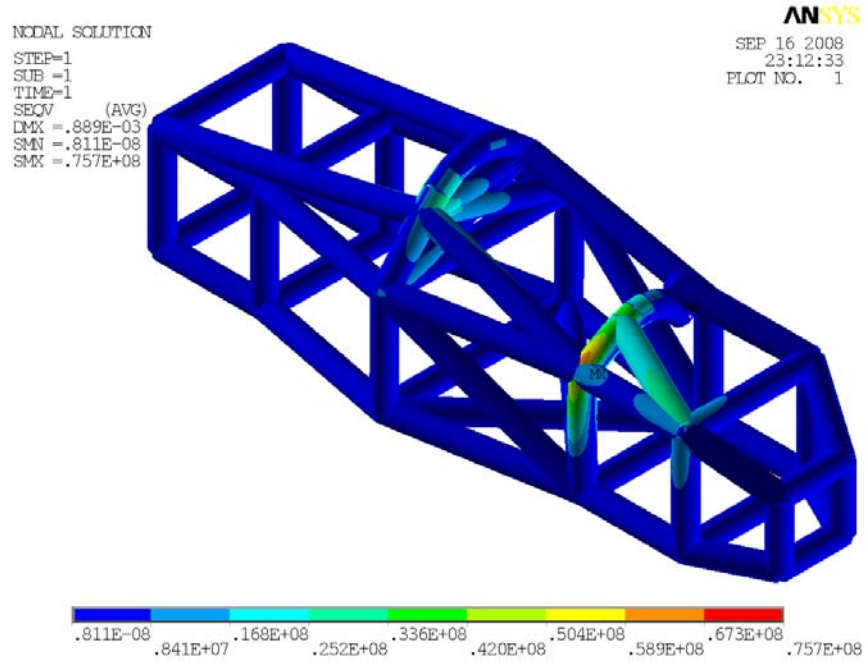


Figura 79. Equivalente para EC1+2, FS para ASTM A53 Grado B = 1.39, Modificación.





3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se elaboró una guía que recopila datos básicos sobre el diseño de vehículos de carreras que en la literatura existente están muy dispersos, combinando datos de fácil comprensión y datos técnicos avanzados para dar al diseñador la información necesaria a tener en cuenta en el diseño de su vehículo. Se recopiló, tradujo e interpretó la información técnica necesaria para el diseño de un vehículo Formula SAE.

Se diseñó un vehículo tipo Formula, mediante un proceso de ponderación y clasificación de alternativas en los sistemas que componen el carro, estableciendo una tabla de evaluación para cada sistema en donde se determinan unas opciones adecuadas para las condiciones de este proyecto, teniendo como apoyo el uso de software para el dibujo, cálculo y análisis –SOLIDWORKS y ANSYS -. El diseño hecho es la base para una futura construcción de un prototipo Formula SAE, así que la tarea a seguir es la de buscar los patrocinios necesarios para su construcción.

Al realizar el análisis correspondiente con la ayuda del software de análisis finito se obtuvieron satisfactorios resultados con la utilización de diámetro 1-1/4”, identificando factores de seguridad de entre 6,5 y 1,39 en diferentes partes del chasis. Se probaron combinaciones entre los escenarios propuestos para ver como se comporta el chasis; las deformaciones mas grandes son del orden de 2mm en algunos casos, si bien una estructura tubular es por lo general flexible es preciso definir un criterio de falla por deformación máxima que satisfaga las condiciones de operación del vehículo. El análisis se efectuó considerando uniones perfectas en tubos sin costura.

 Como resultado final de este proyecto se obtuvo el diseño de un vehículo apto para participar en cualquier competencia Formula SAE. Se dio a conocer a la organización SAE, la cual por medio de sus representantes se mostró complacida por la iniciativa.

 Es importante fomentar en la Universidad Industrial de Santander este tipo de proyectos para que siga mostrando su liderazgo en el campo automotriz.

BIBLIOGRAFÍA

- CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos. México: Alfaomega, 2005. 557 p.
- CLOPATOFSKI, José. Puesta a punto. Bogotá: Motor, 2001. 35 p.
- FONT, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. 496 p.
- GILLESPIE, Thomas. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1992. 480 p.
- GONZALEZ JAIMES, Isnardo. Metodología del diseño en ingeniería mecánica. Bucaramanga: UIS, 1999. 110 p.
- GOODYEAR. Tire catalogues. Available from <www.goodyear.com>.
- YAMAHA. YZF R6 parts. Available from <www.yamaha.com>.
- Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. 135 p.
- MENESES FLOREZ, Jorge Enrique. Diseño y construcción de un kart. Bucaramanga: UIS, 1984. 295 p.
- MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1995. 890 p.
- SHIGLEY, Joseph. Fundamentos de diseño mecánico. México: McGrawHill, 1994. 550 p.
- SAE. Collegiate series. Available from <www.sae.org>

ANEXOS

ANEXO A. DISEÑOS BASADOS EN LA X-BILIDAD¹¹

Se define el diseño para la x- bilidad como el conjunto de conceptos básicos utilizados en el desarrollo de un producto para resolver los problemas que se presentan en su fabricación, montaje, inspección, embalaje, almacenaje y en su posterior uso, mantenimiento y retiro. Un aspecto a considerar es en qué etapa del diseño deben aplicarse estos conceptos. Debe tenerse en cuenta los siguientes principios:

☛ “Entre el 70% y el 80% del costo del producto queda definido por las decisiones adoptadas en la fase de diseño”.

☛ “Solo se puede conseguir un buen proyecto si se parte de un buen diseño conceptual”.

Por lo tanto, las especificaciones básicas de diseño deben introducirse en la fase de diseño conceptual, dado que una inclusión posterior supondría modificaciones, es decir retrocesos en el proceso de diseño y sobrecostos cada vez mayores.

Llamamos “diseño en ingeniería” a la actividad que convierte una idea, sugerida por una necesidad del mercado, en un conjunto de especificaciones para producción. Cuando el diseño se lleva a cabo sin tener en cuenta las fases posteriores, aparecen numerosos problemas que sufren la fase de producción y ventas, problemas cuya raíz está en la concepción misma del producto pero cuyo escenario es la línea de montaje, o el almacén o la distribución. Aparecen retrasos, se requieren rediseños, y plazos y costos se disparan.

¹¹ CAPUZ, Salvador. Introducción al proyecto de producción. México: Alfaomega, 2001. p. 190-216.

La realización de un diseño sin considerar los equipos y maquinaria disponibles para fabricarlo implica, en numerosas ocasiones, la necesidad de proyectos específicos y nuevas inversiones en máquinas especiales. Todo ello repercute en un incremento del costo de producción.

Todo ingeniero de diseño debería tener muy en cuenta los procesos de fabricación, de tal forma que lo que se decida fabricar combine de forma armónica con lo que puede ser fabricado. Téngase en cuenta que las decisiones adoptadas al inicio del diseño determinan los correspondientes costos de fabricación. Pero el problema de diseño no se limita a su repercusión sobre los costos de fabricación.

El objeto diseñado (producto), debe satisfacer una serie de especificaciones y requerimientos que vienen definidos por el mercado, los medios de producción, la preparación de los trabajadores, el estado de la tecnología y en general por todos aquellos factores influyentes relacionados con el producto a lo largo de su ciclo de vida.

Algunos de los factores más importantes son la estética y la ergonomía del objeto, su costo de adquisición, mantenimiento y consumo, su rendimiento, la seguridad y fiabilidad del mismo, la facilidad de embalaje, almacenaje y transporte, el cumplimiento de la normativa a la que está sometido, su repercusión sobre el medio ambiente, etc.

Por tanto, para diseñar un buen producto, será necesario considerar el efecto de los anteriores factores durante el proceso de diseño. Las técnicas “Design for” son las herramientas que permiten llevar a la práctica esta necesidad. La tabla 25 resume las más importantes, con sus denominaciones en español e inglés.

Figura 80. Factores del entorno del diseño

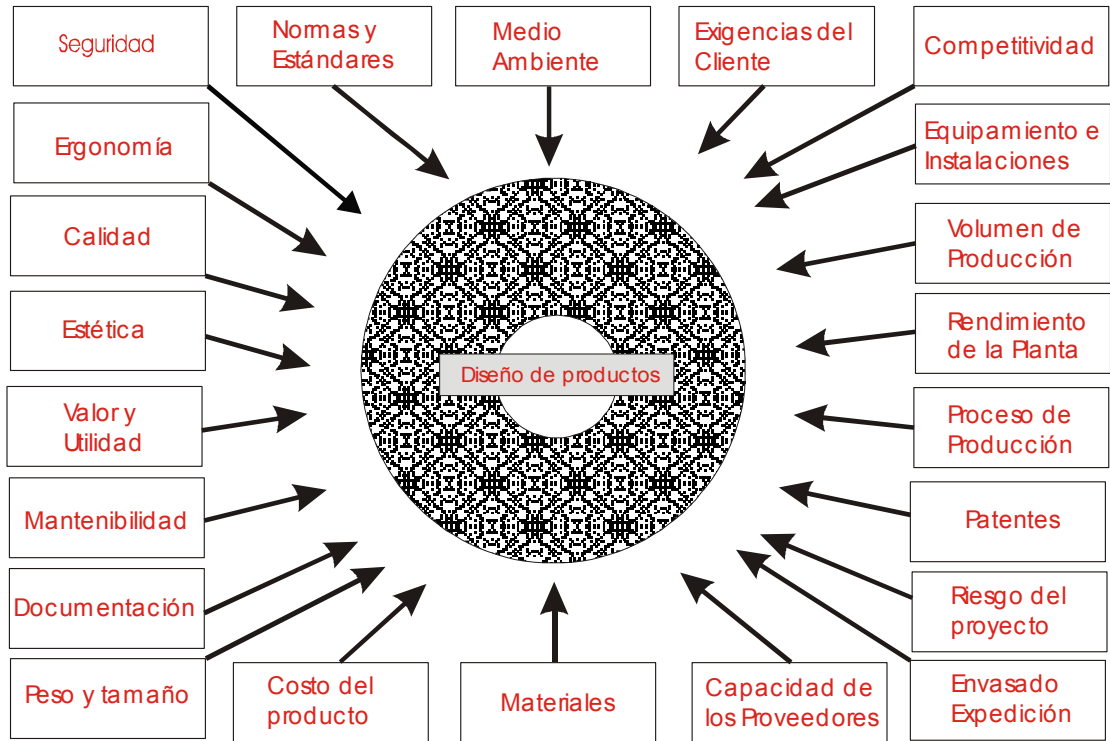
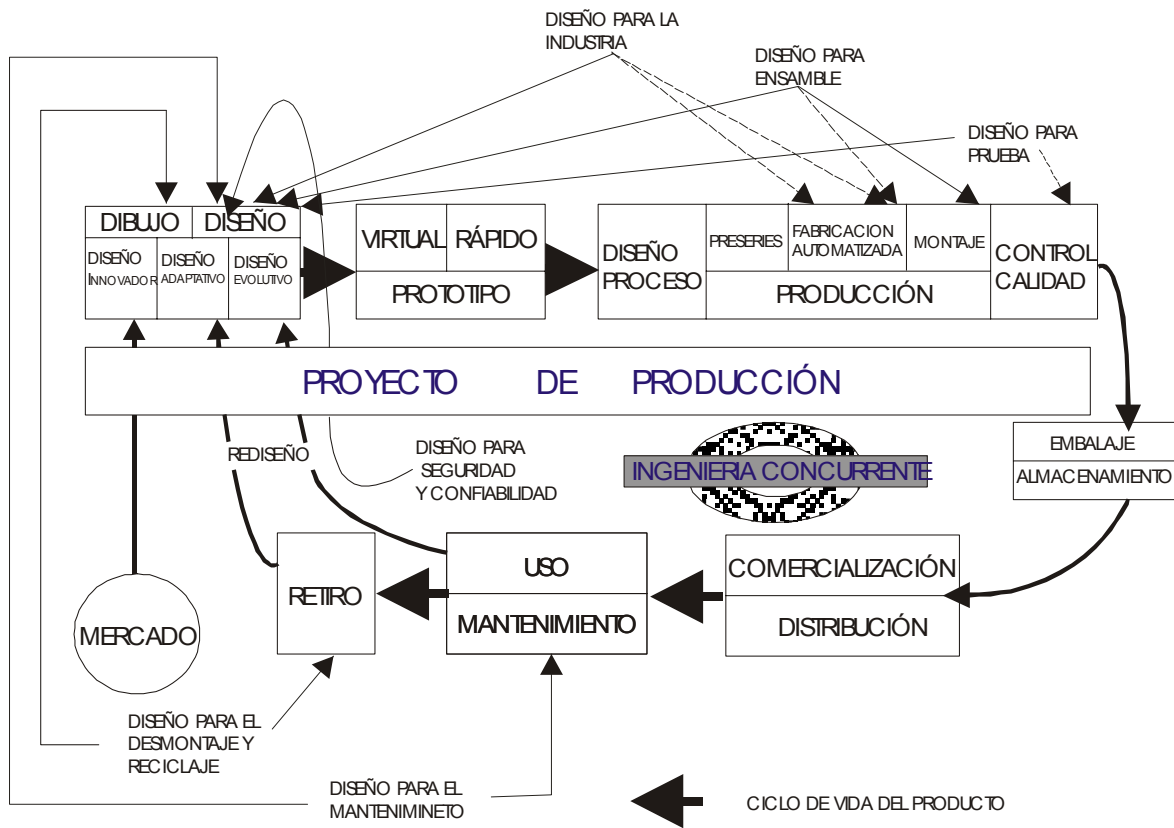


Tabla 25. Diseño para la x - bilidad

Diseño para la x-bilidad/Design for x	
<i>Término en Español</i>	<i>Término en Inglés</i>
Fabricabilidad	Manufacturability
Ensamblabilidad	Assembly
Costo	Cost
Mantenibilidad	Maintenance
Fiabilidad	Reliability
Seguridad	Safety
Refabricabilidad	Remanufacturability
Desmontabilidad	Disassembly
Estética y Ergonomía	Aesthetics, Ergonomics

Las diferentes técnicas design for tienen como característica fundamental orientar el diseño de forma que se facilite y simplifique la fabricación (mecanizado, ensamblaje, inspección), y que se prevea el uso y retiro (mantenimiento, reciclaje, reducción del impacto medioambiental, etc) del objeto diseñado.

Figura 81. Relación entre los métodos “design for” y el ciclo de vida



El conjunto de técnicas comienzan analizando el diseño para descubrir si las funciones que debe desarrollar pueden ser cubiertas con un número menor de piezas, ya que el número de componentes tiene influencia enorme no solo en la complejidad del ensamblaje sino en la fabricación de las piezas, en la logística de aprovisionamiento, almacenaje, en el volumen de datos y complejidad de la documentación de ingeniería, fabricación y mantenimiento, todo lo cuál tiene una enorme repercusión sobre la productividad.

1. DISEÑO PARA LA FABRICACIÓN (DFM)

☛ La fabricabilidad es la facilidad con la que puede procesarse una pieza. Habitualmente, los ingenieros de diseño recurren a los procesos y materiales que ya conocen (en los que fueron formados, y sobre los que han adquirido experiencia y confianza). Ello les hace ser reticentes a introducir en sus diseños las posibilidades de las nuevas tecnologías de producción disponibles, pero ineficazmente explotadas, dado que el diseño no ha sido convenientemente orientado. Con ello se pierden oportunidades de conseguir mayores prestaciones y una mayor productividad. Aplicar DFM consiste en colocar al diseñador en el lugar del ingeniero de producción, asumiendo sus problemas y necesidades. En el diseño de un producto, dependiendo de su complejidad y de la fase en que nos encontremos, la aplicación del concepto DFM puede ser muy diferente. En general se habla de diferentes niveles de detalle a la hora de aplicar los métodos DFM:

☛ En la etapa de diseño conceptual, cuando aun no se han definido los métodos de fabricación. Aquí son validas reglas generales que busquen la simplificación -como las simetrías en el FSAE-.

☛ En la etapa de planificación inicial de requerimientos (materias primas, maquinaria, etc) en la que aun no se ha determinado si algunos conjuntos o piezas van a fabricarse internamente o a subcontratarse. El diseñador necesita decidir qué piezas son más fácilmente realizables en la propia empresa –como los sprockets o los semiejes en el FSAE-.

☛ Cuando los posibles métodos de fabricación son conocidos. Las reglas que se deben usar para diseñar en esta etapa pueden ser recogidas en manuales (handbooks) específicos, o en documentos (manuales de procedimientos) internos de la empresa que recogen la experiencia y know – how de la misma.

Con carácter general pueden realizarse las siguientes recomendaciones para mejorar la fabricabilidad de un diseño:

- ☛ Reducir la complejidad –como los diseños sencillos del FSAE-.
- ☛ Incrementar la compatibilidad entre procesos de mecanizado, materiales, recursos, etc.
- ☛ Buscar la estandarización. Utilización de componentes comunes a varios diseños –como el uso de piezas comerciales en el FSAE-.
- ☛ Buscar la robustez del diseño para asegurar la calidad –adecuados factores de seguridad-.
- ☛ Optimizar la eficacia en el uso de los materiales y en las operaciones. Reduciendo la variabilidad se puede conseguir mayor eficacia en las operaciones productivas, y la disminución de operaciones no productivas.

2. DISEÑO PARA LA “ENSAMBLABILIDAD” (DFA)

Numerosos procesos de fabricación incluyen ensamblaje; desde un punto de vista puramente económico, por debajo de determinados volúmenes de producción el ensamblaje manual no tiene competencia. En especial, el diseño para la industria de determinados componentes del automóvil debe tener este aspecto de la producción. Así, el llamado “diseño para ensamblaje” es la técnica más destacada y desarrollada de toda esta familia –una fábrica de Formulas SAE tal y como lo plantea la competencia FSAE se basaría en un ensamblaje manual-.

Hay otros problemas relacionados con el DFA que lo influyen y condicionan:

- ☛ La flexibilidad de los talleres de fabricación y de los sistemas de montaje.
- ☛ El flujo de materiales y la forma en que han sido concebido y organizado.
- ☛ El nivel de automatización del proceso y de los sistemas de montaje.

Existe un conjunto de reglas generales para el DFA que son bastante útiles para la mejora del diseño de los productos (desde aquellos que son fabricados en pequeños lotes hasta aquellos fabricados de forma masiva). Estas reglas giran básicamente alrededor de la siguiente máxima: reducir el número de piezas a ensamblar y que aquellas que permanezcan sean fáciles de manipular, insertar y fijar. La idea clave es “simplificar”, procurando hacer todo el proceso lo más fácil posible. Estos métodos deben ser proporcionados al diseñador de productos como “listas de recomendaciones” o manual de diseño, desde las cuales particularizará a cada caso concreto para mejorarlo.

3. DISEÑO PARA EL CONTROL DEL COSTO

Los costos de diseño suponen entre el 5% y el 10% de los costos del producto. Sin embargo, durante el diseño, se determina entre el 70% y el 80% del costo total. Por tanto es mucho mas adecuado intentar reducir costos en el proceso de diseño que tras este una vez nos encontramos en la planta de fabricación. Cuanto antes se compare entre los costos incurridos (que se concretarán cuando el producto pase a fabricación) y los costos objetivo (una de las especificaciones de diseño, habitualmente definida por el departamento de marketing), entonces será posible adoptar las medidas correctivas de forma que estas también supongan el menor costo extra posible.

El mayor problema está en la falta de métodos de ayuda al diseñador para obtener y generar información sobre los costos (en la actualidad esta es un área prioritaria de investigación de los institutos tecnológicos de apoyo a la industria), especialmente en las primeras fases del proceso de diseño.

4. DISEÑO PARA LA MANTENIBILIDAD

Los costos de mantenimiento son frecuentemente subestimados. El mantenimiento supone el 45% del costo anual de funcionamiento de un automóvil medio y el 20% del costo total a lo largo de su vida útil. Es necesario adaptar las directrices sobre el diseño para mantenimiento a la situación particular de cada ámbito industrial. La cada vez mayor competencia en todas las industrias hace que se centre la atención de los compradores en los costos totales que supone la posesión y uso de un producto.

Como ya se ha dicho, en muchos casos los costos de mantenimiento suponen un porcentaje muy importante de dichos costos. Por todo ello el diseño para la fiabilidad y mantenibilidad es y será cada vez de mayor importancia. Puede afirmarse que la industria del automóvil es, una vez más, aquella donde más se ha desarrollado el diseño para la mantenibilidad, que suele ir paralelo al concepto de fiabilidad.

Dificultades en el diseño para mantenimiento

Para el diseño, el mantenimiento es un requerimiento más entre otros muchos. A menudo, tiene una baja prioridad porque los fallos de diseño en relación con el mantenimiento pueden tardar en aparecer (por lo que no se sabrá hasta mucho tiempo después si el diseño resultaba satisfactorio desde este punto de vista), mientras que los fallos en relación con la satisfacción de las características buscadas, la fabricación o los costos se hacen rápidamente evidentes.

Además, el diseño para mantenimiento supone pensar sobre los posibles modos de fallo del producto. Mientras ello se reconozca como necesario, muchos diseñadores evitaran las soluciones críticas o arriesgadas tendiendo hacia diseños más robustos. Sin embargo, no resulta sencillo identificar los futuros problemas sobre el tablero de dibujo. Realmente resulta efectivo cuando se aplica la realimentación al diseño desde los equipos de trabajo en la etapa de prototipo o incluso sobre las preseres –en el FSAE se retroalimentaría después de meses de pruebas al prototipo- .

Principios para facilitar la mantenibilidad

Con carácter general, las especificaciones de mantenimiento pueden basarse en los siguientes criterios:

- Disponibilidad.
- Frecuencia del mantenimiento y duración de la operación.
- Periodo de reposición del equipo (vida media útil).
- Nivel de destreza del operario que ha de realizar la operación.

5. DISEÑO PARA LA FIABILIDAD


La fiabilidad juega un papel crucial en el éxito de los productos, tanto más importante cuanto más competitivo sea el mercado al que va dirigido. El costo de la falta de fiabilidad de un producto (que se traduce en falta de confianza en el mismo) puede tener un impacto muy grande en la rentabilidad de un fabricante.


Si la fiabilidad alcanzada tras el diseño y desarrollo de un producto no es satisfactoria, será necesario un rediseño del mismo, lo que supondrá un tiempo extra y un sobre costo, que serán mayores conforme se avance en el proceso de


diseño. Por otra parte, este retraso del proceso de diseño perjudicará sustancialmente el tiempo de salida al mercado, que hoy en día es un factor vital para el éxito de un producto. Una vez el producto ha sido vendido, averías tempranas provocarán reclamaciones de garantía lo que supondrá un costo para el fabricante, tanto en dinero como en imagen.

Por tanto, es primordial que la fiabilidad surja del diseño. Debe obtenerse a partir de las primeras etapas del proceso de diseño, es decir, la fiabilidad debería “diseñarse”. Desgraciadamente, el conocimiento que actualmente se tiene del efecto que las decisiones adoptadas en la etapa de diseño conceptual tienen sobre la fiabilidad del producto, es muy pequeño.

Se propuso que las propiedades internas de simplicidad, claridad y unidad controlan las propiedades externas del sistema técnico, como son prestaciones, economía y fiabilidad.

 **Simplicidad.** Este concepto se puede resumir en la expresión “el elemento que no está no puede averiarse”. El número de elementos en el sistema técnico debe ser el mínimo necesario para su correcta operación”.

 **Claridad.** Es la falta de ambigüedad de un diseño, lo que facilita la predicción de la fiabilidad del producto final.

 **Unidad.** Este principio pretende que todos los elementos deben tener la misma resistencia y tener una igual probabilidad de fallo. Sin embargo, esto puede ser muy difícil de lograr si cada componente realiza diferentes funciones.

6. DISEÑO PARA LA SEGURIDAD

De muchos estudios sobre seguridad industrial se deduce que las herramientas,

máquinas e incluso procesos no se encuentran adaptados a las necesidades de los usuarios, ni contienen medidas adecuadas para garantizar su seguridad. Todo ello lleva a la conclusión de que esas medidas de seguridad que deben ser incorporadas desde las primeras etapas de diseño no deben ser añadidas al sistema posteriormente, siguiendo el enfoque tradicional consistente en incluir medidas correctoras o reductoras del riesgo. Es decir, que los aspectos de salud y seguridad deben ser parte del conjunto de especificaciones de diseño del objeto, con la finalidad de eliminar el riesgo desde su origen.

7. DISEÑO PARA LA REFABRICABILIDAD (DFRM)

Con objeto de optimizar el aprovechamiento de las materias primas, para disminuir el problema de la generación y eliminación de residuos, y en general, reducir el impacto medioambiental de los procesos productivos, la industria debe adaptarse a una legislación cada vez más restrictiva. Con objeto de satisfacer los anteriores objetivos, se deben adoptar estrategias como las siguientes:

- ✎ Diseñar productos fácilmente desmontables (desmontabilidad).
- ✎ Diseñar productos que se puedan volver a montar fácilmente
- ✎ Diseñar productos de fácil mantenimiento y reparación.
- ✎ Diseñar productos modulares, para facilitar su reutilización.
- ✎ Potenciar la utilización de materiales reciclables.

8. DISEÑO PARA LA DESMONTABILIDAD (DFD) Y LA REENSAMBLABILIDAD (DFRA)

El objetivo es incorporarlas a sistemas de ayuda al diseño, de forma que el proyectista, al utilizar el programa de diseño asistido por computador pueda acceder a una base de datos que cuente con otros diseños y con reglas de evaluación de la facilidad de desmontaje, para comparar con modelos anteriores

de similar estructura y complejidad, con el fin de valorar la dificultad de su desmontaje (en horas de operario, en energía consumida, o incluso proponiendo un costo económico).

Finalmente el sistema debe ofrecer soluciones constructivas alternativas que permitan reducir dicho costo. A la vez el sistema obliga a planificar el desmontaje (documentando en que forma se ha de hacer, orden de piezas, herramientas necesarias, medidas de seguridad, residuos que necesitan tratamiento especial) y evaluar qué porcentaje de componentes pueden ser reutilizados y cuales reciclados.

ANEXO B. NUEVOS MATERIALES EN EL AUTOMOVILISMO

1. VENTAJAS GENERALES EN LA APLICACIÓN DE NUEVOS MATERIALES

El acero es actualmente un material barato y que satisface muchos requerimientos en cuanto a versatilidad, seguridad, robustez, inalterabilidad, etc. Por el contrario cuenta con una seria desventaja: es un material pesado, lo que va en contra de los esfuerzos en los que están envueltos los principales fabricantes para construir automóviles verdaderamente eficientes. Por ello este material tan estandarizado podría ser sustituido en poco tiempo en muchas de las partes de los automóviles actuales.¹²

A decir de muchos expertos, estamos a punto de pasar de la edad del acero a la edad de los materiales compuestos, en lo que a la industria del automovilismo se refiere. El motivo por el que todavía el acero domina la fabricación del automóvil actual es la inversión hecha a lo largo del tiempo en diseñar, fabricar, y terminar en este metal muchos tipos de vehículos.

La disminución del peso permitirá reducir la potencia requerida, aumentará la eficiencia del sistema propulsor, disminuirá la resistencia a la rodadura de las llantas y la cantidad de energía usada en su aceleración y que posteriormente se gasta al frenar.

Un diseño ultraligero debe ser realizado sin sacrificar ni la robustez ni la seguridad de la estructura del vehículo, reemplazando la mayor parte de sus piezas de acero por otras construidas en nuevos materiales como son los compuestos poliméricos avanzados y los cerámicos.

¹² www.thef1.com/destacados/tecnica/nuevos-materiales-en-la-formula-1

Cuando se aligera el peso de unas partes del automóvil, se genera un efecto sobre casi todo el resto de las piezas del vehículo que pueden ser mucho más ligeras, ya que al reducirse la carga que soportan pueden ser aligeradas sin disminuir su funcionalidad. Pero lo más importante de todo es que esta fuerte reducción del peso total permite instalar un motor de menor potencia para conseguir las mismas prestaciones. Además ciertos sistemas auxiliares como los servos llegan a ser innecesarios.

La disminución de masa en las piezas giratorias redonda en mayor suavidad de funcionamiento, y el aligeramiento de la estructura, del motor y de la suspensión aumenta la comodidad del vehículo. Un vehículo construido con materiales compuestos puede obtener una reducción en el peso superior al 50% sin sacrificar prestaciones.

Las piezas en compuestos poliméricos se diseñan y fabrican de una forma diferente al acero, ya que son más ligeras y robustas, y además permiten el trenzado interior de fibras que forman una matriz plástica que distribuye uniformemente la tensión. Las fibras pueden ser seleccionadas y orientadas para conseguir las propiedades mecánicas requeridas.

Con la fibra de carbono se puede conseguir una resistencia similar a la del acero, pero con la mitad o una tercera parte de su peso. Para muchos usos, otras fibras como la de vidrio y polyaramida son igual de buenas o mejores y más baratas. Los chasis de los vehículos híbridos ultraligeros usarán con toda probabilidad compuestos avanzados, formulados con carbono, aramid (Kevlar), o fibras similares, que pueden alcanzar para un mismo peso, mayor grado de resistencia que los compuestos reforzados de fibra de vidrio.

Son también importantes los compuestos de aluminio (aluminium composites), usados en la fabricación de piezas ligeras de motores que incorporan fibras de carbono-silicio insertadas en aluminio y que poseen características metálicas

superiores a las del acero, sobre todo en su resistencia al aumento a la temperatura. La adición de estas fibras al aluminio le hace incrementar su resistencia al alargamiento en tres veces. También se hacen partes de motores con compuestos formulados con poliamida y poliéster.

Las ventajas más importantes de los compuestos se dan en la fabricación de piezas individuales. Las piezas, además de más ligeras y fáciles de ensamblar, pueden ajustarse mucho más precisamente. La pintura podrá suprimirse en parte al colocarse las piezas ya coloreadas desde el molde. A menos que se reciclen, los compuestos tienen una duración ilimitada, ya que no son susceptibles de oxidarse o quebrarse.

Con estos materiales es posible que los vehículos incorporen un cuerpo monocasco -sin bastidor-. Esta configuración proporciona una rigidez extrema en el automóvil que facilita la conducción, aumenta la seguridad y elimina vibraciones. Muchos expertos en automovilismo han estimado que los monocascos de los automóviles fabricados en compuestos avanzados pueden aligerar el peso de la estructura de un vehículo en más de un 60%, en relación con su equivalente en acero. El equivalente en aluminio lo aligera un 50%, y el acero optimizado en más de un 25%.

Con los compuestos pueden fabricarse equipos de fabricación con una inversión menor. Esto es debido a que los procesos de fabricación son muchos menos que los del acero. También se hace posible construir la estructura completa moldeada de una sola pieza en forma de monocasco, generando la robustez propia del "efecto cáscara", y ahorrando muchos procesos de subensamblaje -tal como los monocascos de los autos Formula-.

Si bien las piezas hechas con compuestos se desgastan más rápidamente que las de acero, su fabricación mucho más económica compensa la menor duración. El costo total del mecanizado por modelo se reduce, debido a la reducción de

número de piezas, y porque muchas de estas pueden ser desechables, y más baratas.

2. LA COMBINACIÓN SINÉRGICA HÍBRIDO – ULTRALIGERO¹²

Para diseñar automóviles con buena eficiencia, además de eliminarse las vías de pérdida de potencia, debe disminuirse sensiblemente el peso de su estructura, mejorarse su coeficiente aerodinámico, y simplificar y aligerar el grupo propulsor.

Un diseño de estas características convertiría al automóvil convencional en un ultraligero. Tal diseño debería:

☛ Disminuir el peso total sustituyendo el acero de la estructura, motor y otras piezas del vehículo por materiales avanzados, principalmente compuestos sintéticos y cerámicos, que además permitirán fortalecer la estructura e incrementar la seguridad.

☛ Gestionar mejor el espacio, compactando el diseño para aumentar el volumen interior a la vez que se disminuye el exterior para finalmente conseguir mejorar el coeficiente aerodinámico.

☛ Disminuir las pérdidas llanta / pista principalmente aligerando peso, mejorando sus características y creando pistas que disminuyan la resistencia a la rueda sin pérdida de adherencia.

☛ La integración de accesorios eficientes.

El cableado de un vehículo promedio puede llegar a pesar más de 50 kg. Los nuevos sistemas de iluminación y señalización electrónicos son capaces de

¹² members.tripod.com/roteng/art9.htm

proporcionar mayor luminosidad con menos energía ahorrando además peso por utilizar fibra óptica.

Buena parte de la peligrosidad actual de los automóviles viene provocada por su enorme peso y por las cada vez mayores velocidades a las que circulan. La enorme cantidad de energía necesaria para acelerarlos hasta esas velocidades se convierte en una fuente de peligro en los cambios bruscos de velocidad o trayectoria, y es frecuentemente fatal en los impactos frontales.

Las pruebas demuestran que los vehículos ultraligeros pueden ser tanto o más seguros que los automóviles de acero actuales. Esto es así debido a que los compuestos han demostrado ser resistentes, tanto que pueden absorber mucha más energía por kilo que el metal. Los materiales empleados y el diseño son mucho más importantes para la seguridad que la simple masa. Una estructura hueca de 4 kilos de peso y hecha con fibra de carbono, puede absorber toda la energía del impacto de un automóvil de 500 kg a 80 km/h.

3. EL MAGNESIO

Su problema es el costoso precio pero su bajo peso y sus altas propiedades mecánicas lo hacen un material de futuro en el mundo del automovilismo. Su peso es el 25% que el del acero y las 2/3 partes del aluminio. Sin duda la utilización de magnesio se reduce a puntos concretos de su estructura, en concreto se le considera muy adecuado para emplear en los chasis y en subsistemas.

Los usos más frecuentes son los siguientes:

1. Reducir material y con ello ahorrar cantidades elevadas de otros ya que el magnesio hace la misma función pero utilizando menos cantidad.

2. Material reciclable.

3. Mejorar la duración ya que sus propiedades duran más.

4. Mejora de la resistencia a la corrosión.

4. LA FIBRA DE CARBONO¹³

Otro de los materiales que se esta comenzando a utilizar en la industria del automovil es la fibra de carbono. Aunque la mayoría de los vehículos utilizan aluminio y acero para su estructura, algunos autos deportivos de más alta gama utilizan fibra de carbono.

La utilización de este componente le da al carro una gran resistencia, además es rígido, es altamente tenaz y es muy ligero, con lo que su aplicación es muy beneficiosa; sin embargo, tiene el problema de su precio elevado. Las aplicaciones se centran en:

1. Paneles.

2. Puertas.

3. Marcos.

En algunas ocasiones se utiliza con Kevlar, diferentes polímeros y Nomex, con esto se consigue una durabilidad elevada de propiedades y una estructura muy rígida.

¹³ Members.tripod.com/roteng/art9.htm

5. TERMOPLÁSTICOS Y COMPOSITOS¹⁴

Los avances en los termoplásticos se centran en la resistencia a la intemperie y a los impactos. Uno de los plásticos más actuales empleado es el Xenoy. Se trata de una resina que aporta la estabilidad dimensional necesaria para las piezas de gran tamaño como pueden ser los paneles. Otro plástico muy empleado de última generación es el Noryl GTX. Se trata de una mezcla de poliamida y poliéster, muy moldeable por inyección, que tiene la firmeza y rigidez necesarias para hacer paneles que soporten altas temperaturas para poder ser pintadas. Los composites son otra de las opciones. Cuando se mezcla con las fibras de vidrio se consigue una absorción de impactos muy elevada. También tienen alta durabilidad a la corrosión. Las principales aplicaciones son:

1. Ejes.
2. Paneles.
3. Depósitos de gasolina.
4. Componentes eléctricos del vehículo.

6. MATERIALES CERÁMICOS

Una de las barreras que tienen los motores actuales para incrementar su eficiencia es la imposibilidad de funcionar a mayores temperaturas por limitaciones propias del acero y los lubricantes. Para las aplicaciones en las que se requiere especial resistencia a la corrosión, al rozamiento y a las altas temperaturas, (lo cual ocurre en muchas de las piezas de los motores), son más aconsejables los materiales cerámicos. También son materiales ligeros que pueden disminuir el peso total de los grupos propulsores. Desde hace tiempo se viene utilizando el nitruro de silicio cerámico en turbinas, turbocompresores y cámaras de combustión de los motores de automóviles, donde soporta temperaturas de hasta 1370° y permiten una mejor eficiencia térmica.

¹⁴ www.interempresas.net/plastico/articulos/articulo.asp

La incorporación de materiales cerámicos en motores de combustión interna proporciona una enorme disminución de rozamientos internos, incrementando notablemente la eficiencia. En las cerámicas estructurales se han mejorado notablemente la resistencia mecánica y robustez, presentando ahora mismo módulos de elasticidad elevados.

6.1 FRENOS

La industria del motor ha estado investigando durante bastante tiempo el uso de materiales cerámicos para sustituir algunos de los componentes de los sistemas de frenos que tradicionalmente han estado hechos de acero. El peso de los cerámicos es un tercio menor que el del acero, además son resistentes al calor y a la oxidación. Los primeros estudios de campo han mostrado que los frenos cerámicos todavía trabajan con fiabilidad después de 300000 kilómetros de uso. No se necesitan cambios en los discos de freno por lo que se ahorra en tiempo y dinero de mantenimiento.

Se ha desarrollado lo que se llama una cerámica reforzada con fibra para el uso en frenos que es bastante rentable. El refuerzo de fibra es necesario para superar el problema que tienen los cerámicos ya que son quebradizos. Ahora, con una combinación especial de carbono y silicio, los discos de freno cerámicos reforzados con fibra pueden ser producidos a gran escala.

La principal ventaja de estos discos es que son hasta un 60% más ligeros que los discos equivalentes de hierro fundido. Esta ventaja en la reducción de peso tiene un efecto positivo en la suspensión la cual es más confortable. Tiene gran estabilidad a altas temperaturas, La máxima temperatura de carga es mayor de 1400 °C. Esto da un nivel de seguridad en el frenado a altas velocidades hasta ahora desconocido en los autos de serie. La baja expansión térmica que tienen estos frenos cerámicos hace que se reduzcan los problemas cuando los frenos están calientes.

ANEXO C. ELECTRICIDAD Y ELECTRÓNICA DE UN VEHÍCULO¹⁵

1. SISTEMA ELÉCTRICO DEL AUTOMÓVIL

El sistema eléctrico del automóvil lleva a cabo varias tareas: produce energía eléctrica (electricidad) en el generador, almacena energía eléctrica en forma química en la batería, y entrega energía eléctrica de estas fuentes a cualquier otro componente eléctrico del vehículo. La energía eléctrica hace mover al motor para su arranque, suministra las chispas que encienden la mezcla de aire y combustible para que opere el motor, y mantiene cargada la batería. Estas son algunas de las tareas a cargo de los sistemas de la batería, de arranque, de carga y de encendido. Otros dispositivos eléctricos y electrónicos en el vehículo son:

1. Los sistemas de control del motor.
2. Sistemas de señalización y de accesorios como luces, indicadores del panel de instrumentos.
3. Los motores que operan mecanismos.

Todos estos componentes utilizan corriente y voltaje eléctricos y pueden ser controlados por computadora. La mayor parte de ellos están conectados mediante cables aislados y el sistema de regreso por tierra.

1.1 ELEMENTOS GENERADORES

Son los encargados de transformar la energía mecánica procedente del motor en energía eléctrica. El dispositivo encargado de esta función es el alternador, que se encarga de producir corriente eléctrica alterna; la corriente alterna debe ser rectificadora y transformada en continua por medio de un puente de diodos provisto de un dispositivo electrónico, por eso el alternador cuenta con un rectificador.

¹⁵ FONT, José. Tratado sobre automóviles. México: Alfaomega, 2001. p.13.1- p.13.25.

El funcionamiento simplificado del alternador es el siguiente: Al poner en marcha el motor, la corriente procedente de la batería pasa al bobinado del estator del alternador (parte fija) creando un campo magnético entre las espiras; el rotor de alternador (parte móvil) gira por el movimiento transmitido por una correa que lo comunica con el motor, así que el campo magnético corta las espiras creándose la corriente, que alcanza la tensión necesaria para alimentar los circuitos y almacenar en la batería.

1.2 ELEMENTO ACUMULADOR. LA BATERÍA

La batería del automóvil suministra la corriente eléctrica para operar el motor de arranque y el sistema de encendido al arrancar el motor. También actúa como un estabilizador de voltaje al suministrar corriente para las luces, y otros accesorios eléctricos, cuando el generador no está manejando la carga. Además, la batería suministra una corriente pequeña a la memoria volátil de la computadora del motor, mientras el encendido está apagado.

1.3 ELEMENTOS CONECTORES. EL CABLEADO

La energía eléctrica debe ser transportada entre los aparatos receptores por medio de conductores que opongan la menor resistencia posible al paso de la corriente, y así mismo la aíslen de roces y humedades.

Existen 2 tipos de cables: los encargados de transmisión de potencia (cable de gran sección), y los encargados de transmisión de información mediante una señal modular para activar el utilizador correspondiente (cable de pequeña sección).

1.4 CIRCUITO DE ARRANQUE

Para arrancar el motor del automóvil, el cigüeñal debe girar lo suficientemente aprisa para que la mezcla de aire y combustible se introduzca en los cilindros. Este trabajo lo hace un arrancador eléctrico o motor de arranque. Convierte energía eléctrica de la batería en energía mecánica que hace girar al cigüeñal. El sistema de arranque tiene dos circuitos separados pero relacionados. Uno es el circuito de control de baja corriente. El otro es el circuito del motor de alta corriente. Ambos operan con el voltaje de la batería. Cuando el piloto acciona el encendido, el circuito de control hace que se cierren contactos grandes en el relevador del arrancador o en el interruptor del solenoide y fluye una corriente alta del cable aislado de la batería, por estos contactos, al motor de arranque. Un engrane en el eje del motor de arranque se pone en acoplamiento con el engrane corona alrededor del volante o placa impulsora del motor. Conforme el eje del motor de arranque gira, hace girar al cigüeñal lo suficientemente aprisa para arrancar el motor.

1.5 INTERRUPTOR DE MARCHA

Cierra el circuito de puesta en marcha del motor; forma parte del conmutador de arranque y se acciona con el mismo contacto alcanzando una posición determinada. Se tienen: 1. El contacto de encendido, llave o botón. 2. Bobina de encendido. 3. Distribuidor. 4. Cableado. 5. Conectores. 6. Bujías. 7. Unidad de control electrónico. 8. Batería.

1.6 ELEMENTOS DE PROTECCIÓN. LOS FUSIBLES

Están formados por un soporte cerámico aislante y por un hilo metálico con bajo punto de fusión. Cuando el circuito alcanza cierta intensidad el hilo se calienta y se funde, interrumpiendo el circuito.

1.7 SISTEMA DE ENCENDIDO

La finalidad del sistema de encendido es encender la mezcla comprimida de aire y combustible de las cámaras de combustión del motor. Esto debe ocurrir en el momento correcto para que se inicie la combustión. Para que esto ocurra, el sistema de encendido entrega una chispa eléctrica que salta un espacio en los extremos de los electrodos de las bujías, que sobresalen dentro de las cámaras de combustión. El calor de este arco enciende la mezcla comprimida, que al quemarse, crea una presión que empuja los pistones hacia abajo de los cilindros, de manera que el motor funciona. Algunas veces la chispa es débil (carece de suficiente calor) u ocurre en el momento inadecuado. Entonces no se desarrolla la máxima presión en la cámara de combustión.

1.7.1 Fundamentos del encendido electrónico. La solución adoptada durante mucho tiempo fue la del encendido electromecánico con distribuidor, platinos y bobina de encendido, pero debido a sus desajustes y averías mecánicas se han impuesto los sistemas electrónicos que ofrecen un encendido de mayor fidelidad. Los sistemas electrónicos de encendido tienen un circuito primario (voltaje bajo) y un circuito secundario (voltaje alto). Las diferencias más grandes están en el circuito primario. El disparador primario es el dispositivo del sistema de encendido que hace que la corriente primaria se pueda interrumpir conectando y desconectando. Electrónicamente, la acción de conmutación puede ser disparada por una bobina de toma magnética, un interruptor de efecto Hall, o un rayo de luz. La acción del disparador primario señala al módulo de encendido cuando debe abrir el circuito primario.

1.7.2 Encendido por descarga capacitiva. Es el sistema más empleado. Un sistema de encendido de descarga capacitiva (CDI) almacena la energía primaria en un capacitor o condensador que es un dispositivo eléctrico que puede almacenar temporalmente una pequeña carga eléctrica.


En el encendido de CDI, la chispa ocurre cuando un interruptor o transistor cierra el circuito primario. Entonces, el capacitor se descarga a través de la bobina, lo que produce una oscilación de alto voltaje que crea la chispa en la bujía.


El incremento de voltaje se efectúa en dos pasos: el primero eleva el voltaje de la batería hasta 400 volts; el segundo incrementa el voltaje hasta 40000 volts. El voltaje de la batería causa un pequeño flujo de corriente a través del embobinado primario de la bobina. Cuando el circuito primario se abre, el campo magnético se colapsa y aparece un voltaje de hasta 400 volts en el circuito primario cargando al capacitor. Un ECM (Módulo de control electrónico) controla el tiempo de encendido con base en señales de un sensor de cigüeñal de efecto Hall. El sensor de presión absoluta del múltiple (MAP) proporciona al ECM información sobre la carga del motor. Un sensor de detonación o de golpeteo señala cuándo ocurre la detonación, lo que indica la necesidad de menos avance de la chispa. El ECM dispara la bobina adecuada para que ésta dispare en el momento adecuado. El control individual de las bobinas de encendido permite que el ECM varíe el tiempo del encendido de un cilindro al otro, lo que se puede hacer dentro de una misma revolución del cigüeñal.

Prácticamente de manera instantánea después de hacer el encendido, cada bujía en secuencia dispara aproximadamente 50 veces. Esto limpia y seca los electrodos de las bujías como ayuda en el arranque. Si el motor no arranca, todas las bujías juntas entonces se disparan aproximadamente 1000 veces después de que el piloto de nuevo intente arrancar.

1.7.3 Sistemas sin ruptor. El sistema mecánico del ruptor del distribuidor es propenso a las fallas, así que la mejor solución para resolver estos problemas es la sustitución de los elementos mecánicos por elementos electrónicos (sistema breakerless), empleando captadores (pickups) que transmiten la señal debidamente amplificada al grupo electrónico.

Mediante un generador de impulsos se mandan órdenes al conjunto electrónico por medio de las cuales se conoce en todo momento la ubicación de los pistones con respecto a su carrera en el cilindro.

 **Sistema por efecto hall.** Los contactos del ruptor se reemplazan por un generador de efecto hall, interruptor electrónico sin contactos que basa su funcionamiento en el efecto que se produce en la corriente cuando atraviesa un semiconductor y es afectada por un campo magnético; se detecta la posición de los pistones, enviando la información en forma de señales de onda cuadrada a la unidad de control electrónico (ECM), que al recibir las señales de impulsos del sensor hall y crea una señal de mando sobre el primario de la bobina, regula el ángulo de cierre según el número de revoluciones, y limita la corriente de la bobina.

 **Encendido integral o programado.** La regulación del avance se realiza electrónicamente. Un dispositivo electrónico se encarga de determinar el momento adecuado para el encendido en función de las exigencias que demanda el motor. La información procede de diferentes sensores que controlan las variables que intervienen en el avance al encendido, para informar a la unidad de control y proceder en el momento adecuado al encendido de la mezcla.

2. CONTROLES ELECTRÓNICOS DEL MOTOR

2.1 Tipos de control del motor. La mayor parte de los sistemas del vehículo y del motor requieren algún tipo de control. De lo contrario, pudiera existir una situación “fuera de control” que pudiera dañar al vehículo o al motor, especialmente si esta situación, la cual el piloto no identifica y después no corrige y controla. Algunos controles del motor son mecánicos.

Un ejemplo es el pedal del acelerador cuando el piloto empuja a fondo el pedal, el

acoplamiento del motor abre la válvula del estrangulador, que permite que fluya más mezcla de aire y combustible en los cilindros del motor. El resultado es una mayor velocidad y potencia en el motor. Cuando el piloto suelta el pedal del acelerador, la válvula del estrangulador se cierra con lo que entra menos mezcla de aire y combustible al motor. El motor baja su velocidad y produce menos potencia.

Otros controles del motor son electromecánicos, proporcionan una acción mecánica cuando se les alimenta una corriente eléctrica. Cuando el piloto acciona el encendido para arrancar el motor fluye corriente hacia el relevador o solenoide del sistema de arranque. El relevador o solenoide controla la operación del motor de arranque. Un tercer tipo de control son los basados en microprocesadores, es decir, electrónicos.

Cuando se le da la información adecuada, un sistema de control electrónico continuamente toma decisiones y después automáticamente efectúa las acciones que se requieren. Estas acciones se llevan a cabo más rápido y preciso que si se hicieran mecánica o electromecánicamente.

2.2 SISTEMA DE CONTROL ELECTRÓNICO. Las partes básicas de un sistema de control electrónico son los dispositivos de entrada, los dispositivos de control y los dispositivos de salida. Los dispositivos de entrada son por lo general interruptores, sensores y algunas veces transductores. Los dispositivos de control, que toman las decisiones, son el microprocesador o CPU en el módulo de control electrónico. Los dispositivos de salida o accionadores son, por lo general, relevadores y solenoides. Un accionador es un dispositivo que convierte energía eléctrica, hidráulica o neumática, por lo general en un movimiento mecánico. Un transductor es un dispositivo que convierte una señal o energía de entrada en alguna forma de señal de salida de una forma diferente.

El motor tiene un sistema de control administrado por computadora. Este sistema

se conoce como un sistema de control electrónico del motor (ECM). Diversos interruptores y sensores envían señales eléctricas al microprocesador en el módulo de control del motor, que con base en la información de entrada y a su programación propia e interna, calcula las señales requeridas. Estas, a su vez, son enviadas a los diferentes accionadores que controlan los sistemas de encendido, de combustible y de emisiones. Por lo general, el voltaje de la señal es de $5V$ o menos, y la corriente es menos de $0.025A$.

El sistema de control electrónico del motor le permite operar tan eficientemente en relación con el combustible como sea posible. Se minimizan las emisiones del escape del motor y al mismo tiempo el motor puede producir la potencia máxima, si fuera necesario.

En muchos sistemas de control electrónico la computadora puede procesar más de un millón de operaciones matemáticas por segundo. Se pueden verificar y modificar varias condiciones del motor en menos de una revolución del cigüeñal.

2.3 MODULACIÓN DE ANCHO DE PULSO DE LOS ACCIONADORES. Los solenoides pueden ser fabricados con un tiempo de respuesta muy rápido, este es el tiempo que tarda un dispositivo en responder a una señal de entrada. Cuando un microprocesador los opera rápidamente conectando y desconectando, estos solenoides pueden efectuar movimientos de alta velocidad muy precisos.

Inyectores de combustible y otros solenoides están controlados por la computadora del motor. Puede variar el tiempo que está conectado el voltaje a cada solenoide, antes que se desconecte y, puesto que el voltaje está conectado o desconectado, esta acción de interrupción crea un voltaje pulsante. Mientras más tiempo esté el voltaje conectado, más ancho será el pulso de voltaje.

El uso de la electrónica para cambiar con rapidez el ancho o duración de pulso de voltaje se conoce como modulación de ancho de pulso (PWM). Modulación


significa cambiar o variar alguna característica o propiedad de una señal.


La computadora del motor toma en consideración información proveniente de los sensores, su programación interna y el estado de operación del motor., Algunos solenoides reciben estos pulsos de voltaje un número fijo de veces, es decir ciclos por segundo. Un ciclo es una serie de sucesos o de eventos que se repiten. Un conectado / desconectado es un ciclo completo.


Los dispositivos modulados por ancho de pulso pueden operar a una frecuencia fija, cada ciclo dura el mismo tiempo. Sin embargo este “tiempo” puede de hecho depender de la velocidad del motor. Por ejemplo, en un sistema de inyección de combustible multipuerto cada inyector de combustible se abre cuando la válvula de admisión de dicho puerto se abre. Esto ocurre una vez cada dos revoluciones del cigüeñal. Mientras más tiempo esté abierto el inyector, más combustible rociará hacia fuera.


2.4 CICLO DE TRABAJO. Cuando la operación del solenoide debe relacionarse con la velocidad del motor, la computadora controla el solenoide variando su ciclo de trabajo. Este es el porcentaje de cada ciclo, conectando y desconectando, en que esté el voltaje conectado. Un ciclo completo conectado y desconectado, toma 100% del tiempo disponible. A pesar de que el tiempo conectado y el tiempo desconectado puede variar, el tiempo conectado más el tiempo desconectado siempre será igual al 100%. Si el voltaje está conectado al 40% de cada ciclo, el ciclo de trabajo es de 40%. Si el voltaje está conectado al 80% de cada ciclo, el ciclo de trabajo es de 80%. Si el voltaje se mantiene conectado durante todo el ciclo, el ciclo de trabajo es de 100%. Cambiando de ciclo de trabajo la computadora puede modificar la cantidad de combustible que rocía un inyector cada vez que éste se abre.


2.5 COMPONENTES BÁSICOS.


 **Unidad electrónica de control.** También conocida como módulo (ECM). Es el elemento encargado de gobernar el sistema. Consiste en un microprocesador que recibe información de los sensores situados en distintos puntos del motor, procesándola y enviando señales de mando a los subsistemas.

 **Bobina.** Transforma y eleva la tensión del primario en el secundario, provocando el salto de la chispa, el cual es gestionado por la unidad de control.


 **Bujías.** Producen la chispa que provoca la tensión de la mezcla.


 **Distribuidor.** Adjudica el paso de corriente, procedente de la bobina, a la bujía del cilindro que debe realizar la combustión. Es electrónico, no posee ruptor.

 **Captador de velocidad de rotación.** Es un captador situado frente al volante del cigüeñal; envía el régimen de revoluciones del motor al ECU.


 **Captador de referencia angular.** También se encuentra conectado al cigüeñal. Determina en todo momento el ángulo posicional del cigüeñal.


2.6 PARÁMETROS DE CONTROL


 **Medida del caudal de aire.** La unidad de control registra la posición de la mariposa a través de un potenciómetro que transforma la posición angular de la mariposa en un valor de tensión, para ponderar el caudal aspirado por el motor.


 **Estado de carga.** Se ubica un interruptor en el colector de admisión para que sea accionado por el eje de la mariposa del acelerador.

Determina el enriquecimiento según el estado de funcionamiento, ya sea ralentí o plena carga.

 **Sonda lambda.** Determina la composición de los gases de escape, así la unidad de control varía la composición de la mezcla.

 **Dosificación de combustible.** La unidad de control dispone de un microcalculador, de una memoria de programas y datos, y un convertidor analógico digital. Tiene memorizada una cartografía en función del caudal y del régimen, autorizando así una relación de mezcla según el estado de carga.

 **Temperatura del motor.** Un sensor transmite la temperatura del líquido refrigerante a la unidad de control en forma de señal eléctrica, y entonces se enriquece o no el arranque en frío.

 **Temperatura del aire de admisión.** Como el aire frío es más denso que el caliente, la masa aspirada por el motor disminuirá a medida que aumenta la temperatura. Para compensar esto, una sonda de temperatura formada por una resistencia NTC se coloca en el canal de admisión, comunicando la temperatura a la unidad de control.

2.7 CONTROL ELECTRÓNICO DE UN CARBURADOR O MARIPOSA.

La computadora del motor envía pulsos a un solenoide de control de la mezcla del carburador, el solenoide reemplaza el sistema de potencia operado por vacío o mecánicamente. Un émbolo se extiende del solenoide, el extremo con punta actúa como varilla de medición y se mueve hacia arriba y hacia abajo para controlar el flujo de combustible a través del pasaje o esprea del combustible. El ECM conecta y desconecta el solenoide con rapidez aterrizando y desaterrizando la bobina del solenoide 10 veces por segundo.

ANEXO D. ANALISIS DINÁMICO SAE DE UN VEHICULO¹⁶

1. OBJETIVO DE UN ANÁLISIS DINÁMICO

El análisis matemático intenta describir el comportamiento del vehículo a través de las leyes de la física, para poder establecer un modelo analítico. Estos modelos pueden ser representados por ecuaciones que relacionan a las fuerzas y movimientos de interés con las propiedades o características del vehículo, aunque hay que ser conscientes de que debido a la existencia de un gran número de componentes, sistemas y variables no lineales, es imposible el entendimiento completo del comportamiento del vehículo, así que se acostumbra hacer un manejo matemático lineal y experimentando se analizan los aspectos no lineales.

2. NORMA SAE J670. DINÁMICA DE UN VEHÍCULO

2.1 DINÁMICA BÁSICA

2.1.1 Aspectos Básicos. El comportamiento dinámico es determinado por las fuerzas impuestas sobre el vehículo en las llantas, la gravedad y la aerodinámica. El vehículo es estudiado para determinar qué fuerzas serán producidas por estas fuentes y cómo va a responder a ellas. Un vehículo está hecho de muchos componentes, pero para la mayoría de los análisis se considera que todos los componentes se mueven juntos, de tal manera que puede ser representado como una masa uniforme ubicada en su centro de gravedad (CG).

Las fuerzas y momentos se definen como actuantes sobre el vehículo. Una fuerza en la dirección longitudinal y hacia delante de él es una fuerza positiva. Se

¹⁶ MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p.433-p.490.

define a la fuerza vertical con una dirección positiva hacia arriba.

La ley fundamental a partir de la cual comienzan la mayoría de los análisis dinámicos del vehículo es la segunda ley de Newton, aplicada a sistemas translacionales y rotacionales:

Sistemas translacionales:

$$\sum F_x = M \cdot a_x \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde:

F_x = Fuerzas en la dirección x.

M = Masa del cuerpo.

a_x = Aceleración en la dirección x.

Sistemas rotacionales:

$$\sum T_x = I_x \cdot \alpha_x \quad \text{Ecuación 24}$$

Donde:

T_x = Torque alrededor del eje x.

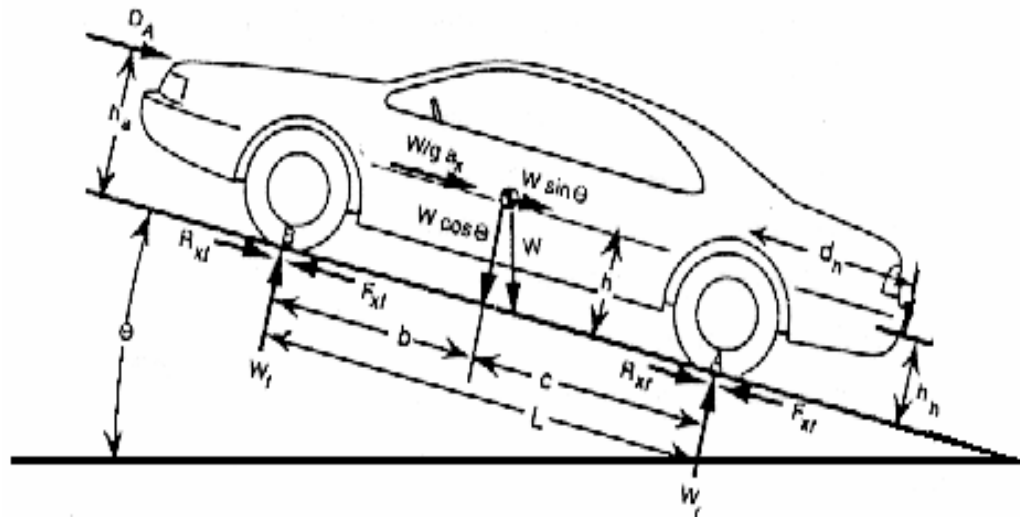
I_x = Momento de inercia alrededor del eje x.

α_x = Aceleración angular alrededor del eje x.

Las ecuaciones de la segunda ley de Newton pueden ser aplicadas en cualquiera de las tres direcciones.

2.1.2 Cargas dinámicas. Determinar las cargas en los ejes es el primer paso en los análisis del performance de aceleración y frenado porque determinan el esfuerzo de tracción obtenible en cada eje.

Figura 82. Cargas dinámicas sobre un vehículo




W es el peso del vehículo actuante en su centro de gravedad, con una magnitud igual a su masa por la aceleración de la gravedad. En una pendiente podría tener dos componentes, una perpendicular a la pista ($W \cos \theta$) y una paralela a ella ($W \sin \theta$).

Si el vehículo está acelerando en la pista, es conveniente representar el efecto por una fuerza inercial equivalente denotada por $W/g \cdot a_x$, actuante en el centro de gravedad y opuesta a la dirección de la aceleración.

Las llantas experimentarán una fuerza normal a la pista, denotada por W_f y W_r , representando los pesos dinámicos que soportan las ruedas delantera y trasera respectivamente.

Las fuerzas de tracción, F_{xf} y F_{xr} , o las fuerzas de resistencia a la

rodadura, R_{xf} y R_{xr} , actúan en la zona de contacto entre la pista y las llantas.

 D_A es la fuerza aerodinámica que actúa sobre el vehículo, podría ser representada como actuante en un punto sobre la pista a una altura h_a (centro vélico).

Las cargas soportadas en cada eje constarán de una componente estática más la carga transferida desde un eje al otro debida a las otras fuerzas que actúan en el vehículo. Por convención de la SAE, un torque en sentido de las manecillas el reloj alrededor de A es positivo, entonces:

$$W_f L + D_A h_a + \frac{w}{g} a_x h + W h \sin \theta - W \cos \theta = 0 \quad \text{Ecuación 25}$$

La expresión para la carga en el eje delantero es:

$$W_f = \frac{\left(w c \cos \theta - \frac{w}{g} a_x h - D_A h_a - w h \sin \theta \right)}{L} \quad \text{Ecuación 26}$$

Aplicando el mismo método, pero ahora haciendo sumatoria de momentos alrededor de B y despejando, se tiene la carga en el eje trasero:

$$W_r = \frac{\left(w b \cos \theta + \frac{w}{g} a_x h + D_A h_a + w h \sin \theta \right)}{L} \quad \text{Ecuación 27}$$

Las expresiones para las cargas estáticas en cada eje (vehículo quieto) son:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad \text{Ecuación 29}$$

Las expresiones para las cargas en cada eje a baja velocidad (despreciando los efectos aerodinámicos) son:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right) = W_{fs} - W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \quad \text{Ecuación 30}$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right) = W_{rs} + W \cdot \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \quad \text{Ecuación 31}$$

Entonces, cuando el vehículo acelera la carga es transferida desde el eje frontal al eje trasero en proporción a la aceleración y la razón entre la altura del Centro de gravedad (h) y la distancia entre ejes o batalla (L).

2.2 PERFORMANCE (CAPACIDAD) DE ACELERACIÓN

La máxima capacidad en la aceleración longitudinal es determinada por uno de dos límites, la potencia del motor o los límites de tracción en las ruedas impulsoras. El límite que prevalece depende de la velocidad del vehículo: a bajas velocidades la tracción en la llanta es el factor limitante, mientras que a altas velocidades el factor limitante es la potencia del motor.

2.2.1 Aceleración limitada por la potencia. Involucra al análisis de las características del motor y su interacción a través del tren de potencia.

► **Motor.** Es la fuente de potencia propulsora; son caracterizados en curvas de potencia y torque como funciones de la velocidad. La razón entre la potencia del motor y el peso del vehículo es el determinante de primer orden del performance de aceleración. De bajas a moderadas velocidades un límite superior de aceleración puede ser obtenido despreciando todas las fuerzas de resistencia actuantes en el vehículo. Recordando la ecuación 1:

$$Ma_x = F_x$$

Donde:

$M =$ Masa del vehículo $= w/g$

$a_x =$ Aceleración longitudinal

$F_x =$ Fuerza de tracción en las ruedas impulsoras.

Como la potencia conducida es la fuerza de tracción por la velocidad longitudinal, se puede escribir:

$$a_x = \frac{1}{M} \cdot F_x = 550 \cdot \frac{g}{v} \cdot \frac{HP}{w} \left(\frac{\text{pies}^2}{s^2} \right) \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde:

$g =$ Constante gravitacional $\left(32,2 \frac{\text{pies}}{s^2} \right)$

$v =$ Velocidad longitudinal $\left(\frac{\text{pies}}{s} \right)$

$HP =$ Potencia del motor (HP)

$W =$ Peso del vehículo (lb)

El término de velocidad en el denominador es muestra de que la capacidad de aceleración debe disminuir al aumentar la velocidad.

► **Tren de potencia y tracción disponible en la pista.** Deben analizarse los sistemas mecánicos por medio de los cuales la potencia del motor es transmitida a la pista, porque va reduciéndose por la cantidad requerida para acelerar la inercia de los componentes en rotación. El torque que recibe el embrague es:

$$T_c = T_e - I_e \alpha \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

T_c = Torque en el embrague.

T_e = Torque del motor a la velocidad dada.

I_e = Inercia rotacional del motor.

α_e = Aceleración rotacional del motor.

El torque que sale de la caja de cambios es:

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde:

T_d = Torque de salida de la caja de cambios.

N_t = Razón numérica de la transmisión.

I_t = Inercia rotacional de la transmisión.

El torque en los ejes que aceleran las ruedas que proveen la fuerza de tracción de la pista es:

$$T_a = F_x \cdot r + I_w \cdot \alpha_w = (T_d - I_d \cdot \alpha_d) N_f \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde:

T_a = Torque en los ejes.

F_x = Fuerza de tracción en la pista.

r = Radio de las ruedas.

I_w = Inercia rotacional de las ruedas y ejes.

α_w = Aceleración rotacional de las ruedas.

I_d = Inercia rotacional del tren de transmisión.

α_d = Aceleración rotacional del tren de transmisión.

N_f = Razón numérica del tren de transmisión.

Las aceleraciones rotacionales del motor y las ruedas se relacionan así:

$$\alpha e = Nt \cdot Nf \cdot \alpha w \quad \text{Ecuación 36}$$

La fuerza de tracción disponible en la pista es:

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf}}{r} - [(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w] \frac{a_x}{r^2} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde:

N_{tf} = Razón combinada total de la transmisión.

Para incluir las ineficiencias debidas a las perdidas mecánicas, se tiene:

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} - [(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w] \frac{a_x}{r^2} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

η_{tf} = Eficiencia combinada de la transmisión.

El primer término representa a la fuerza de tracción disponible en la pista para superar las fuerzas de la resistencia a la rodadura, la aerodinámica, y las de aceleración. El segundo término representa la perdida de fuerza tractiva debida a la inercia del motor y los componentes de la transmisión.

Considerando las fuerzas mostradas en la figura 77, la aceleración es:

$$M a_x = \frac{w}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - w \text{sen} \theta \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde:

M = Masa del vehículo = w/g

a_x = Aceleración longitudinal

F_x = Fuerza de tracción en la pista.

R_x = Fuerzas de resistencia a la rodadura.

D_A = Fuerza de arrastre aerodinámico.

Otra forma de expresar lo anterior es:

$$(M + Mr)a_x = \frac{W + Wr}{g} \cdot a_x = \frac{Te \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - w \cdot \sin \theta \quad \text{Ecuación 40}$$

Es usual trabajar con un término denominado "Factor de masa" o "Coeficiente de aumento de masa" para analizar el efecto de las piezas giratorias, definido como:

$$factormasa = \frac{(M + Mr)}{M}$$

Ecuación 41

Se ha determinado experimentalmente una ecuación con la que se obtienen valores representativos del factor de masa:

$$\text{Factor de masa} = 1 + 0,04 + 0,0025 N_{tf}^2 \quad \text{Ecuación 42}$$

2.2.2 Aceleración limitada por la tracción. Presumiendo que el motor tiene suficiente potencia, la aceleración podría ser limitada por el coeficiente de fricción entre la llanta y la pista. En ese caso F_x esta limitado por:

$$F_x = \mu W \quad \text{Ecuación 43}$$

Donde:

μ = Coeficiente de fricción.

W = Peso en las ruedas impulsadas.

2.3 PERFORMANCE (CAPACIDAD) DE FRENADO.

2.3.1 Ecuaciones básicas. La ecuación general puede ser obtenida de la segunda ley de Newton:

$$Ma_x = -\frac{w}{g}Dx = -Fxf - Fxr - D_A - w\text{sen}\theta \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde:

w = Peso del vehículo.

g = Aceleración gravitacional.

$Dx = -a_x$ = Deceleración lineal.

Fxf = Fuerza de frenado en el eje delantero

Fxr = Fuerza de frenado en el eje trasero.

D_A = Arrastre aerodinámico.

θ = Inclinación de la pista.

► **Deceleración constante (D_x).** Si se asume que las fuerzas que actúan en el vehículo serán constantes durante la aplicación de los frenos se tiene:

$$Dx = \frac{Fxt}{M} = -\frac{dv}{dt} \quad \text{Ecuación 45}$$

Donde:

Fxt = Fuerza de deceleración total sobre el vehículo.

v = Velocidad longitudinal.

Haciendo una integración se tiene para una deceleración desde la velocidad inicial, v_0 , a la velocidad final, v_f :

$$\int_{v_0}^{v_f} dv = -\frac{Fxt}{M} \int_0^{ts} dt \quad \text{Ecuación 46}$$

$$v_0 - v_f = \frac{Fxt}{M} \cdot x \quad \text{Ecuación 47}$$

Donde:

x = Distancia recorrida durante la deceleración

En el caso de una deceleración hasta parar totalmente, v_f es cero, y x es la distancia de parada, sD , entonces:

$$sD = \frac{v_0^2}{2 \frac{Fxt}{M}} = \frac{v_0^2}{2Dx} \quad \text{Ecuación 48}$$

Y el tiempo de parada es:

$$ts = \frac{v_0}{\frac{Fxt}{M}} = \frac{v_0}{Dx} \quad \text{Ecuación 49}$$

► **Energía y potencia absorbida.** La energía absorbida es la energía cinética de movimiento del vehículo, y por lo tanto depende de su masa:

$$\text{Energía} = \frac{M}{2C} (v_0^2 - v_f^2) \quad \text{Ecuación 50}$$

La absorción de potencia variará con la velocidad, siendo equivalente a la fuerza de frenado por la velocidad. Por lo tanto la disipación de potencia es mayor al comienzo de la frenada cuando la velocidad es más alta. La absorción de potencia promedio es:

$$Potencia = \frac{M \cdot v_0}{2 \cdot ts}$$

Ecuación 51

2.3.2 Fuerzas de frenado. Aunque los frenos son su principal fuente, existen otras fuentes:

► **Resistencia a la rodadura.** Siempre se opone al movimiento del vehículo, por lo tanto se suma al efecto de los frenos. Las fuerzas de resistencia a la rodadura son:

$$R_{xf} + R_{xr} = fr(w_f + w_r) = fr \cdot w$$

Ecuación 52

fr es coeficiente de resistencia a la rodadura. Las fuerzas de resistencia a la rodadura son nominalmente equivalentes a una deceleración de 0,01g.

► **Arrastre aerodinámico.** La resistencia del aire depende de la presión dinámica, y es proporcional al cuadrado de la velocidad. A bajas velocidades es despreciable. Puede contribuir con una fuerza equivalente a una deceleración de 0,03g.

► **Arrastre en la línea de transmisión.** Se origina una fuerza de frenado de la fricción de los rodamientos y engranajes del tren de transmisión. Se estima su contribución en una deceleración de 0,005g.

► **Inclinación.** Contribuye de manera positiva (subiendo) o negativa (bajando) a la deceleración. Se estima que una pendiente de grado 4% será equivalente a una deceleración de $\pm 0,04g$.

► **Fricción pista – llanta.** La fuerza de frenado solo puede incrementarse hasta el límite del acople friccional entre la pista y la llanta, el cual depende de dos

mecanismos de acción: la adhesión y la histéresis, que a la vez dependen de una pequeña cantidad de deslizamiento en la interfase llanta – pista, de tal manera que la fuerza de frenado y deslizamiento de los elementos de caucho de la llanta coexisten. El deslizamiento es definido como:

$$deslizamiento = \frac{v - wr}{v} \quad \text{Ecuación 53}$$

Donde:

v = Velocidad longitudinal del vehículo

w = Velocidad rotacional de la llanta.

En pista seca la fricción disminuye con la velocidad. En pista mojada si la velocidad y el espesor de la capa de agua son suficientes, la huella de la llanta se levanta de la pista y se presenta aquaplaning (deslizamiento del vehículo).

Distribución de frenado. Durante el frenado ocurre una transferencia de carga dinámica desde el eje trasero al eje delantero, por lo tanto, para una deceleración Dx :

$$Wf = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx = Wfs + Wd \quad \text{Ecuación 54}$$

$$Wr = \frac{b}{L} \cdot W - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx = Wrs - Wd \quad \text{Ecuación 55}$$

Donde:

Wfs = Carga estática en el eje delantero.

Wrs = Carga estática en el eje trasero.

$$Wd = \left(\frac{h}{L}\right) \cdot \left(\frac{W}{g}\right) \cdot Dx = \text{Transferencia de carga dinámica} \quad \text{Ecuación 56}$$

Por lo tanto la fuerza de frenado máxima en cada eje esta dada por:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx \right) \quad \text{Ecuación 57}$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx \right) \quad \text{Ecuación 58}$$

Donde:

μ_p = Coeficiente de fricción pico.

El intentar frenar un eje por encima de estos valores límites da como resultado el bloqueo en el eje. Para tener una solución más de las fuerzas de frenado máximas se reconoce que la deceleración es una función de la fuerza de frenado total impuesta sobre el vehículo.

Para F_{xmf} se tiene que:

$$Dx = \frac{(F_{xmf} + F_{xr})}{M} \quad \text{Ecuación 59}$$

Para F_{xmr} se tiene que:

$$Dx = \frac{(F_{xmr} + F_{xf})}{M} \quad \text{Ecuación 60}$$

De tal manera que quedan:

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} F_{xr} \right)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 61}$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} F_{xf} \right)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 62}$$

2.4 AERODINAMICA

Es de gran impacto porque afecta la aceleración, el frenado, el manejo, y la economía de combustible. El flujo sobre el vehículo es gobernado por la relación entre la velocidad y la presión dada en la ecuación de Bernoulli asumiendo flujo incompresible:

$$P_{estática} + P_{dinámica} = P_{total} \quad \text{Ecuación 63}$$

$$P_s + \frac{1}{2} \rho V^2 = P_t \quad \text{Ecuación 64}$$

Donde:

ρ = Densidad del aire.

V = Velocidad del aire relativa al vehículo.

2.4.1 Arrastre. Es la fuerza aerodinámica longitudinal. Es caracterizado por:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde:

C_D = Coeficiente de arrastre aerodinámico.

A = Área frontal del vehículo.

ρ = Densidad del aire.

Cuando la dirección del viento es contraria a la del movimiento del vehículo, la velocidad usada en la ecuación es:

$$V = V_V + V_W \quad \text{Ecuación 66}$$

Donde:

V_V = Velocidad del vehículo

V_w = Velocidad del vehículo.

Cuando el viento va en la misma dirección; las velocidades se restan.

2.4.2 Fuerza lateral. La fuerza lateral impuesta sobre el vehículo por un viento cruzado es:

$$S_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_s A \quad \text{Ecuación 67}$$

Donde:

S_A = Fuerza lateral.

C_s = Coeficiente aerodinámico de fuerza lateral.

A = Área frontal.

El arrastre y la fuerza lateral se consideran aplicados en el centro de presión.

2.4.3 Fuerza de elevación. Es causada por la diferencia de presión entre la parte superior e inferior del vehículo. Es cuantificada por la ecuación:

$$L_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_L A \quad \text{Ecuación 68}$$

Donde:

L_A = Fuerza de elevación.

C_L = Coeficiente de elevación.

A = Área frontal.

Esta fuerza se considera aplicada en la línea central del vehículo, en el centro de la distancia entre ejes.

2.5 RESISTENCIA A LA RODADURA.

Mientras que otras fuerzas solo se tienen en cuenta en determinados momentos, la resistencia a la rodadura siempre está presente desde el instante en que las ruedas comienzan a rodar. La resistencia a la rodadura total es la suma de las resistencias de todas las ruedas es:

$$R_x = R_{xf} + R_{xr} = f_r \cdot W \quad \text{Ecuación 69}$$

Donde:

R_{xf} = Resistencia a la rodadura de las ruedas frontales.

R_{xr} = Resistencia a la rodadura de las ruedas traseras.

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura.

W = Peso del vehículo.

2.6 RESISTENCIA TOTAL. Es la suma de las cargas vistas anteriormente, más el efecto de la inclinación de la pista:

$$R_{RL} = f_r \cdot W + \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A + W \sin \theta \quad \text{Ecuación 70}$$

3. ESTABILIDAD DEL VEHÍCULO

3.1 ESTABILIDAD Y CONTROL EN ESTADO ESTACIONARIO.

Las siguientes ecuaciones de movimiento son desarrolladas a partir del modelo "bicicleta" usado por la SAE (análisis de una rueda delantera y una trasera):

3.1.4 Análisis del comportamiento direccional

Figura 83. Viraje con fuerzas laterales de un vehículo subvirador

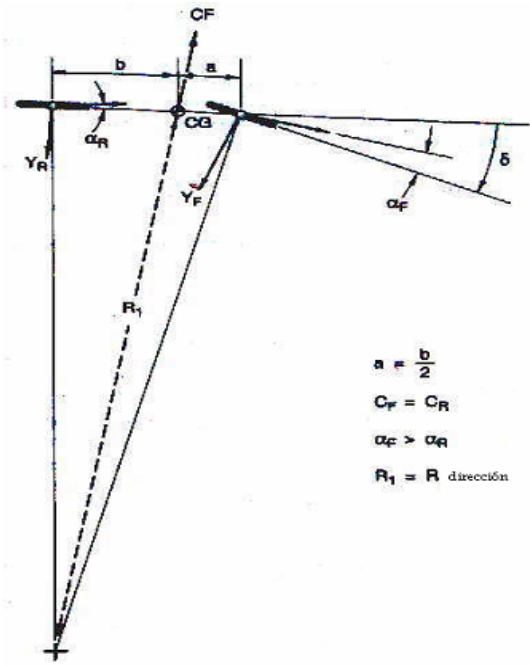
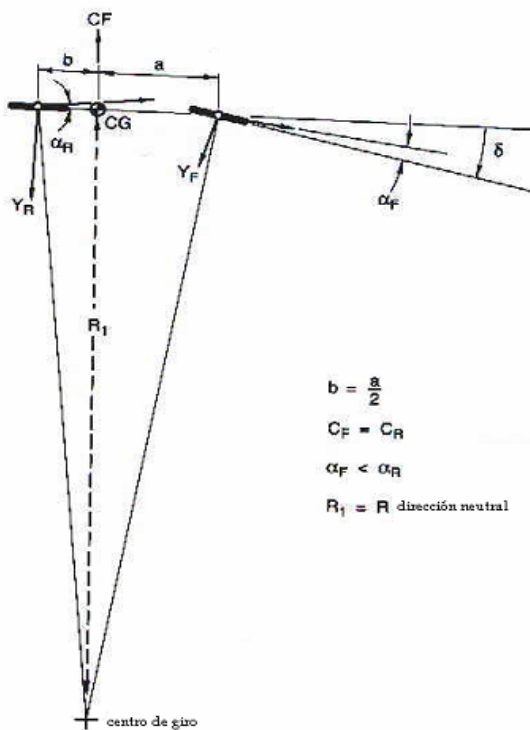



Figura 84. Viraje con fuerzas laterales, vehículo sobrevirador




 **Margen estático (SM):** indica el sentido y la amplitud del momento de ladeo asociado con la fuerza lateral aplicada:

$$SM = -\frac{1}{l} \left(\frac{aC_F - bC_R}{C_F + C_R} \right) \quad \text{Ecuación 71}$$

Si el margen estático es cero el vehículo es neutral.

Si el margen estático es positivo, el vehículo subvira.

Si el margen estático es negativo el vehículo sobrevira.

 **Gradiente de subdirección (UG) :** Medida numérica en grados / g de la sub o sobredirección:

$$UG = 57.3 \left(\frac{w}{l} \right) \left(\frac{a}{C_R} - \frac{b}{C_F} \right) \quad \text{Ecuación 72}$$

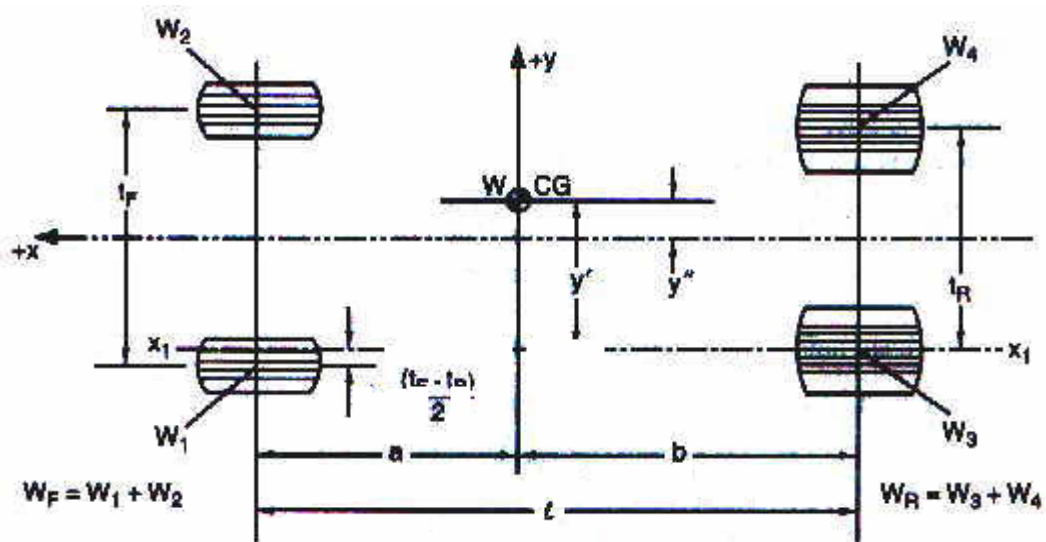
4. CARGAS EN LAS RUEDAS

Son importantes para determinar el máximo performance del vehículo. Realmente las cargas en las ruedas están cambiando constantemente, pero para hacer un análisis general basta con suponer las condiciones de operación del vehículo constantes.

4.1 UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD. Es fundamental para el desempeño del vehículo porque la capacidad en la llanta depende de las cargas aplicadas a ésta.

4.1.1 Ubicación horizontal:

Figura 85. Ubicación horizontal del centro de gravedad del vehículo



El peso total del vehículo es la suma de las cargas individuales en las ruedas.

$$W_{total} = w_1 + w_2 + w_3 + w_4 \quad \text{Ecuación 73}$$

Haciendo sumatoria de momentos alrededor del eje trasero:

$$b = \frac{w_F \times l}{w} \quad \text{y} \quad a = l - b \quad \text{Ecuación 74 a y b}$$

Esto establece la ubicación horizontal del C. G.

Haciendo sumatoria de momentos alrededor del eje \$X_1 - X_1\$ se tiene:

$$y' = \frac{w_2}{w_2} (t_f - d) - \frac{w_1}{w_2} (d) + \frac{w_4 t_R}{w} \quad \text{Ecuación 75}$$

Y si \$y'' = y' - (t_R/2)\$, la desviación lateral del C.G desde el eje x es:

$$\frac{b_1}{b+c} = \text{Cos } \theta \quad \text{Ecuación 80}$$

Entonces:

$$c = \left(\frac{w_F}{w} l\right) - b \quad \text{Ecuación 81}$$

Y como:

$$\frac{c}{h_1} = \tan \theta \quad \text{Ecuación 82}$$

La expresión final es:

$$h_1 = \frac{w_F l - w_b}{w \tan \theta} \quad \text{Ecuación 83}$$

Donde h_1 es la altura del centro de gravedad por encima de la línea que conecta los centros de las ruedas, los cuales están a una altura R_L .

Si R_L es la misma en el eje delantero o trasero, entonces:

$$h = R_L + h_1 \quad \text{Ecuación 84}$$

Y si R_L es diferente en ambos ejes, se tiene:

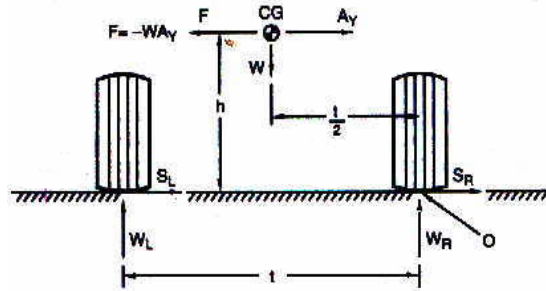
$$R_{L_{CG}} = R_{LF} \left(\frac{b}{l}\right) + R_{LR} \left(\frac{a}{l}\right) \quad \text{Ecuación 85}$$

Y:

$$h = R_{L_{CG}} + h_1 \quad \text{Ecuación 86}$$

4.2 TRANSFERENCIA DE CARGA LATERAL

Figura 87. Transferencia de carga lateral total



S_L y S_R son las fuerzas de viraje producidas por las llantas, A_y es la aceleración lateral en unidades “g”, y la fuerza centrífuga es WA_y .

Haciendo sumatoria de momentos alrededor de o:

$$w_{Lt} = w\left(\frac{t}{2}\right) + wA_y h \quad \text{Ecuación 87}$$

$$W_L = \frac{w}{2} + \frac{wA_y h}{t} \quad \text{Ecuación 88}$$

La transferencia de peso debida al viraje se calcula con:

$$w_L = -\frac{w}{2} \quad \text{Ecuación 89}$$

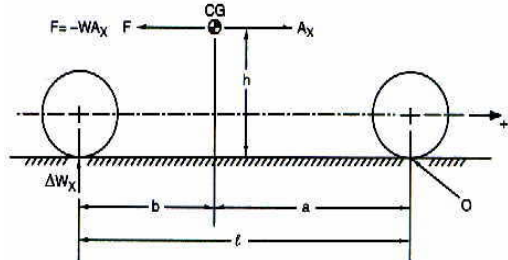
$$\Delta w = w_L - \frac{w}{2} = \frac{wA_y h}{t} \quad \text{Ecuación 90}$$

Donde Δw es el incremento o descenso en la carga. La transferencia de carga lateral total (LLT) es:

$$LLT = \frac{A_y h}{t} \quad \text{Ecuación 91}$$

4.3 TRANSFERENCIA DE CARGA LONGITUDINAL

Figura 88. Transferencia de carga longitudinal



Haciendo sumatoria de momentos alrededor de o:

$$\Delta w_x l = h w A_x$$

$$\Delta w_x = \frac{h}{l} w A_x$$

Ecuación 92 a y b

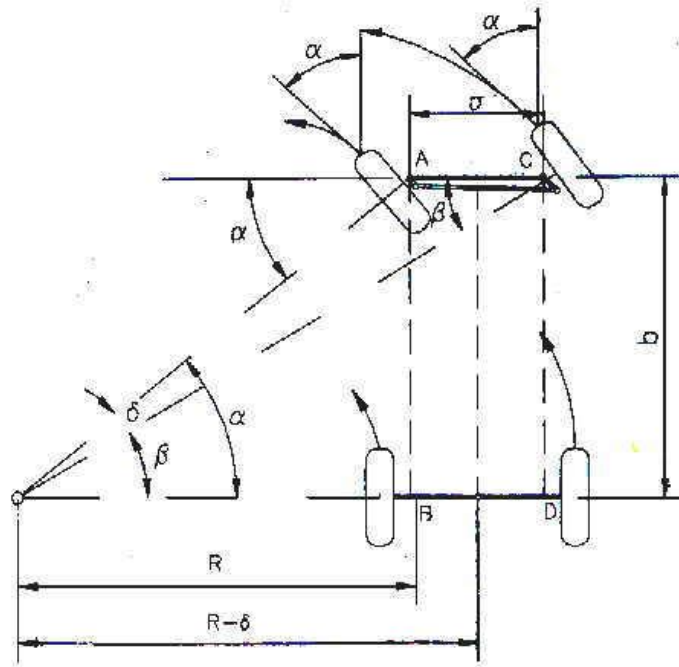
Donde Δw_x es el incremento o disminución en la carga.

5. DIRIGIBILIDAD DEL VEHÍCULO¹⁷

Para evitar el deslizamiento y con el fin de que las ruedas recorran trayectorias paralelas concéntricas, es preciso girar las dos ruedas delanteras según dos ángulos progresivamente diferentes, tal y como lo analizó Jeantaud:

¹⁷ Font, José. Tratado sobre automóviles. Mexico: Alfaomega, 2001. p10.3-p.10.10

Figura 89. Análisis de Jeantaud



La condición geométrica que debe cumplirse para conseguir el anterior efecto es:

$$Ctg\alpha - Ctg\beta = \frac{a}{b} \quad \text{Ecuación 93}$$

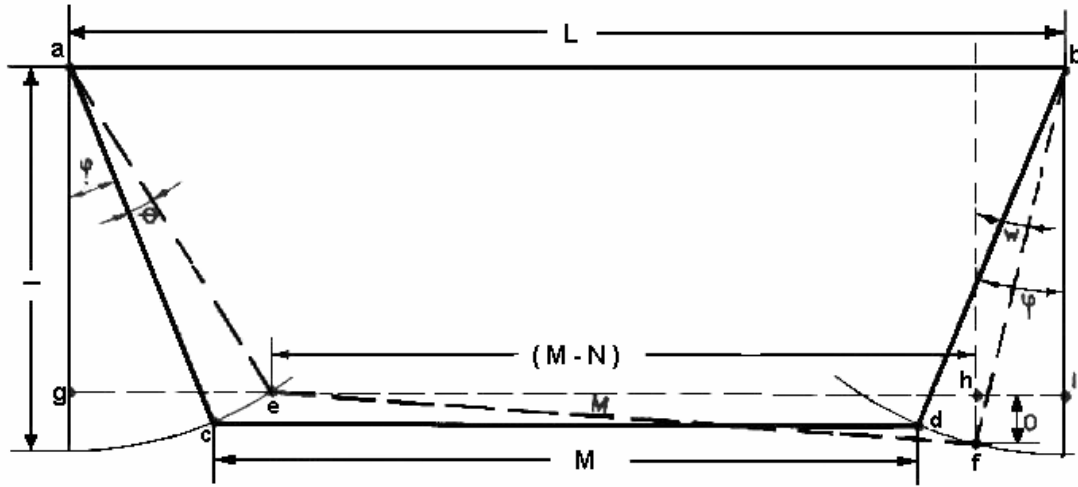
Donde:

a = Ancho de vía delantera

b = Batalla del vehículo

La siguiente figura muestra al trapezoido articulado de la dirección para su análisis:

Figura 90. Análisis del trapecio de la dirección.



(γ) Es el ángulo que forma el brazo de la dirección en la posición neutral de las ruedas directrices con respecto al eje longitudinal del vehículo.

(ω) Es el ángulo de giro de la rueda exterior a la curva.

(θ) Es el ángulo de giro de la rueda interior.

Las relaciones geométricas son:

$$\bar{g}e + M - N + \bar{h}i = L$$

$$M = L - 2 \cdot l \cdot \text{Sen} \gamma$$

$$\bar{g}a = l \cdot \text{Cos}(\gamma + \theta) \quad \text{Ecuación 94 a, b, c, d y e}$$

$$\bar{j}f = l \cdot \text{Cos}(\gamma - \omega)$$

$$\bar{h}i = \bar{j}b = l \cdot \text{Sen}(\gamma - \omega)$$

Relacionándolas se obtiene:

$$\text{Sen}(\gamma - \omega) = 2\text{Sen}\gamma - \text{Sen}(\gamma + \theta) + \frac{(N)}{l}$$

$$O = \bar{j}f - \bar{j}h$$

Ecuación 95 a, b, c y d

$$\bar{j}f = l \cdot \text{Cos}(\gamma - \omega)$$

$$\bar{j}h = l\text{Cos}(\gamma + \theta)$$

Entonces:

$$O = l \cdot \text{Cos}(\gamma - \omega) - l\text{Cos}(\gamma + \theta)$$

y

Ecuación 96 a y b

$$N = M - \sqrt{M^2 - O^2}$$

Como ya fue mencionado, los análisis experimentales muestran que el viraje correcto para una dirigibilidad normal con un sistema Ackermann se consigue con bastante aproximación cuando la orientación de los brazos de la dirección es tal que sus prolongaciones se encuentran en la mitad del eje trasero del vehículo.

6. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

6.1 FUNCIONES PRINCIPALES

6.1.1 Confort de marcha. La suspensión debe absorber las reacciones producidas en las ruedas por las irregularidades de la pista, asegurando la comodidad del piloto así como la protección de los órganos mecánicos del vehículo.

La absorción de estas reacciones se consigue por la acción combinada de las llantas (caucho + aire a presión), y el sistema elástico de la suspensión. Las llantas adsorben las pequeñas irregularidades de la pista y su misión más importante es la de asegurar un buen agarre sobre la misma.

Cuando las irregularidades son grandes, son adsorbidas por el sistema elástico de la suspensión generando las oscilaciones de las ruedas, que serán más grandes cuanto más “blanda” sea la suspensión. Estas oscilaciones de las masas no suspendidas, deben ser amortiguadas rápidamente para asegurar el contacto permanente de la rueda con la pista. Esta función queda encomendada a los sistemas de amortiguación.


La experiencia demuestra que el margen de comodidad para una persona es de 1 a 2 oscilaciones por segundo, es decir, de 60 – 100 oscilaciones por minuto. Por encima de estos valores se excita es sistema nervioso, y por debajo se puede producir mareo. Partiendo de estos datos se puede calcular la flexibilidad adecuada para cada vehículo, aplicando la ecuación 8:

$$N = \frac{1}{2\sqrt{\Delta y}}$$

Donde:

N = Frecuencia que debe estar entre 60 – 100 Hz/minuto .

Δy = Flecha o cedimiento (en metros) que experimenta el sistema bajo carga estática.

 **Irregularidades en la carretera.** Antes de hacer un análisis más detallado de los sistemas de suspensión de un vehículo es interesante conocer al menos el peso probable de las irregularidades de terreno contra las que se pretende que actúe el sistema. Ondulaciones con amplitudes de valores inferiores a 0,005 serán indicativos de una gran calidad en la superficie de la pista.

6.1.2 Estabilidad. La estabilidad del vehículo, hace referencia a la necesidad de que las ruedas estén constantemente en contacto con la pista, ya que el vehículo se “apoya” sobre la huella y la adherencia del mismo (A) es función de dos factores:

1. El rozamiento de la interfase llanta – pista.
2. El peso que gravita sobre esa llanta.

De tal manera que podemos expresar la ecuación 22:

$$A = P \cdot \mu$$

Siendo:

P = La componente normal del peso del vehículo sobre la rueda.

μ = el coeficiente de rozamiento de la llanta.

Si en las oscilaciones de la suspensión, la rueda no está en contacto con la pista tendremos un valor $A=0$. De ahí la importancia de reducir rápidamente las

oscilaciones, con amortiguadores adecuados a cada vehículo.

Después de estas consideraciones queda claro que las dos funciones de la suspensión son en cierto modo contrapuestas, ya que suspensiones muy “blandas” con grandes deformaciones, serán muy confortables pero poco estables, por el peligro de quedarnos sin adherencia y al contrario, suspensiones muy “duras” con escaso recorrido, serán poco confortables pero muy estables (tipo deportivo).

6.1.3 Importancia de las masas suspendidas. En definitiva, cuanto más ligeros son todos los elementos relacionados con el contacto con la pista respecto a la carga que gravita sobre cada rueda, tanto menores resultan los rebotes de la llanta sobre el terreno. Es intuible que, cuanto más tiempo está la llanta en contacto con la pista respecto al tiempo que no lo está, más aumenta su adherencia, prescindiendo de otros factores ya descritos. En un vehículo de carreras se exige una gran adherencia en todas las posiciones, gran velocidad en las curvas y elevadas aceleraciones laterales además de una gran precisión de conducción, aunque el carro resulte duro, rígido y poco confortable. Todo esto se consigue con gran rigidez de los elementos de las suspensiones, un mecanismo de la dirección muy sencillo, y una barra estabilizadora muy rígida.

6.2 TIPOS DE SUSPENSIÓN USADOS EN COMPETICIÓN.

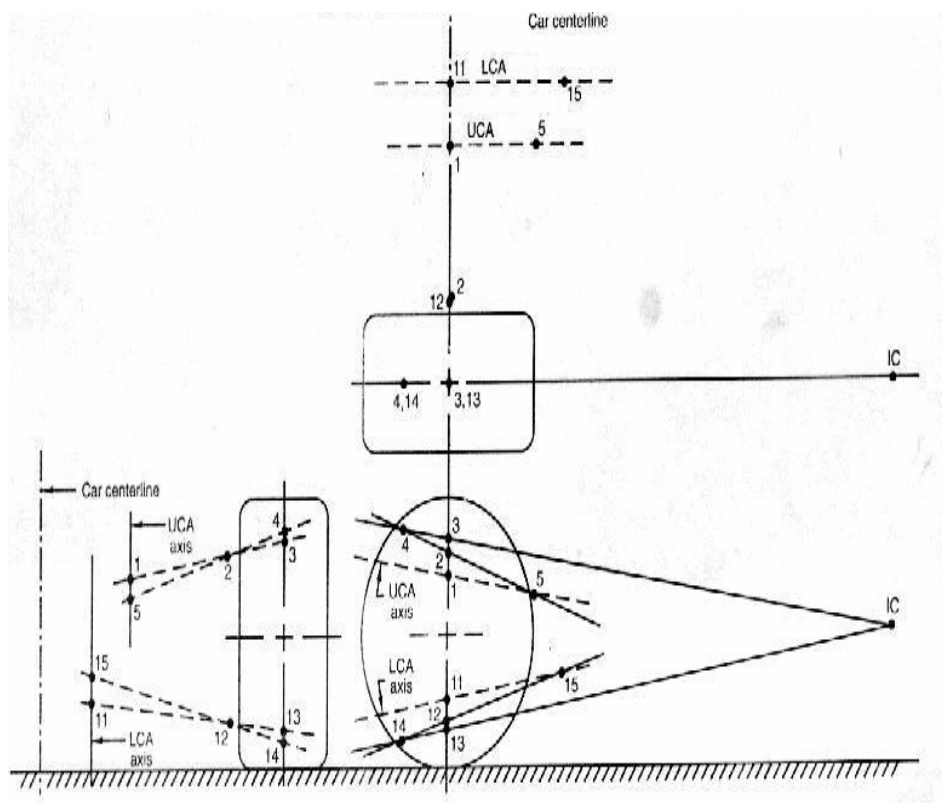
6.2.2 Suspensiones con barras de suspensión desiguales (short long Arm-SLA). En este tipo de suspensiones (usada en el formula SAE) cada rueda es guiada mediante una barra superior (más corta) y una inferior (más larga), donde el otro extremo de las barras está articulado en la carrocería.

- **Aspectos generales de diseño.** La primera tarea es el establecer los parámetros fijos del paquete de la suspensión, tales como las dimensiones de la

rueda, de los frenos (en la suspensión frontal), y el ancho de vía. Analizando los espacios disponibles se ubica la posición de la articulación de rótula inferior, y luego se ubica la articulación de rótula superior.

Para el análisis de la geometría de la suspensión se usa una metodología recomendada por la SAE para el desarrollo de la geometría de la suspensión, basada en la coordinación de las vistas frontal y lateral.

Figura 91. Geometría de la suspensión SLA



Los brazos de control son una línea en el plano transversal de la rueda. Estas líneas se extienden hasta que intercepten el plano longitudinal de la rueda. En la vista lateral, se trazan unas líneas desde estos puntos de extensión de los brazos de control al centro instantáneo predeterminado en esta vista.

En la vista frontal, el pivote del brazo superior es el punto N°1, la articulación de

rótula superior es el punto N°2, y la extensión en el plano longitudinal es el punto N° 3. Para el brazo inferior los puntos correspondientes son los N°11,12,13. Estos 6 puntos son transferidos a la vista lateral. Deben extenderse 2 líneas en esta vista desde el centro instantáneo a través y más allá de los puntos N°3 y N°13. Después se escoge un punto arbitrario en la vista lateral en la línea entre el centro instantáneo (IC) y el punto N°3, este punto será el punto N°4. Se repite este procedimiento para el brazo inferior para crear el punto N°14.

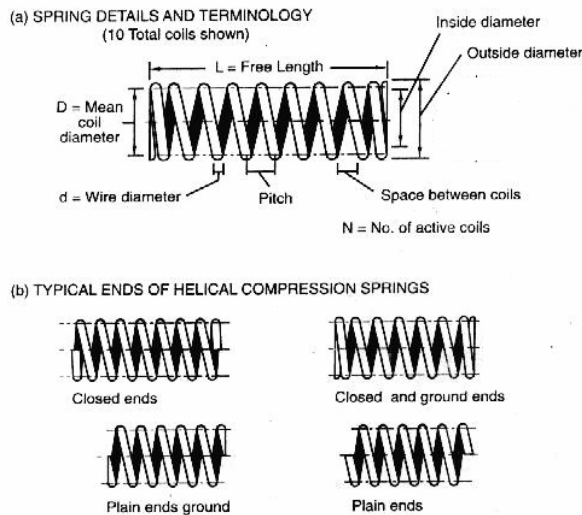
Para mantener la geometría deseada todos los puntos del brazo superior (del N°1 al N°4) deben estar en un plano, al igual que los puntos del brazo inferior (del N°11 al N° 14) después se proyecta una línea desde el punto N°4 al punto N°2. Esto se hace en ambas vistas extendiéndose esta proyección hasta estar a nivel con el punto N°1. En el brazo inferior se proyecta una línea desde el punto N°14 al N°12 extendiendo esta proyección hasta estar a nivel del punto N°11.

En todos los diseños de suspensión es aceptable e incluso deseable que los pivotes de los brazos de control sean paralelos a la línea central del vehículo. Por lo tanto el siguiente paso es trazar una línea vertical en la vista frontal que pase por el punto N°1. Esta línea es la proyección frontal del eje del brazo de control superior (uca). Se identifica al N°5 en esta línea vertical como la extensión de la línea trazada entre los puntos N°4 y N°2. De la misma manera, para el brazo de control inferior (Lca), se traza una línea vertical por el punto N°11, identificando el punto N°15 como la extensión de la línea trazada entre los puntos N°14 y N°12.

Después se proyectan los puntos N°5 y N°15 a la vista lateral. Se traza una línea entre los puntos N°5 y N°1, y entre los puntos N°15 y N°11. Los pivotes de los brazos de control deben estar sobre estas líneas sin importar la distancia entre ellos, la cual es tomada de acuerdo posibilidades de espacio del paquete de suspensión, evaluando la existencia de posibles interferencias.

7. AMORTIGUACIÓN Y RESORTES

Figura 92. Terminología SAE de un resorte helicoidal



L = Longitud libre (resorte descargado)

D = Diámetro medio

d = Diámetro de alambre

$pitch$ = Paso

$space\ between\ coils$ = Espacio entre espiras

N = Número de espiras activas

$inside\ diameter$ = Diámetro interior.

$Outside\ diameter$ = Diámetro exterior.

La frecuencia de resonancia del sistema (ω) es:

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Ecuación 97

ANEXO E. GLOSARIO DE TERMINOS AUTOMOVILISTICOS¹⁸

AERODINAMICA. Analiza el control del flujo de aire para mejorar el diseño de un automóvil. Hay zonas de baja y alta presión de aire que son manejadas para maximizar el efecto suelo, el cual proporciona agarre al auto por una menor resistencia al aire en altas velocidades.

AIRE. Cuando un automóvil corre sin la presencia de algún otro adelante de él, encuentra aire sin ningún efecto de turbulencia (limpio). Cuando lo hace inmediatamente detrás de otro recibe aire "sucio" que puede provocar la pérdida de fuerza aerodinámica.

ALERONES. Se disponen enfrente y en la parte posterior de un auto de carreras. Pueden ajustarse para mejorar la aerodinámica y el balance. Existen reglas específicas en cuanto a tamaños y posiciones de los alerones del vehículo.

ARRANCADA. Partida de una carrera. En la Serie CART la competencia inicia con los autos 'lanzados' (en movimiento), diferente a la Fórmula Uno, donde lo hacen completamente detenidos.

AUTO MULETO. Automóvil de reserva en un equipo.

BALACLAVA. Protector hecho de material retardante de fuego, que utilizan los pilotos debajo de su uniforme para evitar quemaduras.

BALANCE. Un auto está bien balanceado cuando se siente que no patina de atrás o de adelante en las curvas, por lo que tiene mejor desempeño en la pista.

¹⁸ www.champcarwordseries.com/about/glossary.asp

BANDERA A CUADROS. Es la más famosa y significa que ha terminado la sesión o la carrera. Al final de la carrera, el primer auto en recibir la bandera a cuadros, es el ganador.

BANDERA AZUL CON UNA RAYA DIAGONAL AMARILLA. Es desplegada en las curvas de la pista, para avisar a un piloto que detrás de él hay un vehículo más rápido (bandera fija) o tratando de adelantarlo (bandera agitada). El piloto al que le muestran la bandera no tiene la obligación de hacer algo más que estar alerta, mantener la línea de carrera y evitar obstruir intencionalmente al automóvil más rápido.

BANDERA BLANCA. Cuando es agitada por la persona que da la arrancada de la carrera, significa que es la última vuelta de la carrera. Cuando es agitada por los trabajadores en las curvas de la pista, significa que hay un vehículo moviéndose lentamente en el circuito.

BANDERA BLANCA CON UNA FRANJA ROJA. Es utilizada por el encargado de dar la arrancada, e indica que un vehículo de emergencia se encuentra en la pista y que debe usarse extrema precaución.

BANDERA NEGRA. Esta bandera es agitada para indicar al piloto que debe reportarse de inmediato con los pits o boxes para una consulta relacionada con una condición mecánica peligrosa o una infracción de manejo. No atender a este llamado puede significar la exclusión de los resultados finales de la carrera para el piloto. Esta bandera también puede ser desplegada "doblada" (enrollada) a modo de precaución. Los 'bandereros' en las curvas también pueden mostrar esta bandera si la sesión ha sido detenida con una bandera roja.

BANDERA ROJA. Cuando se ha desplegado en la línea de meta/inicio, significa una detención inmediata de la sesión debido a una situación peligrosa, tal como pista inundada o un carro detenido en el medio del circuito. Los 'bandereros'

ubicados en las curvas de la pista desplegarán banderas negras, y todos los carros deberán dejar de correr y regresar lentamente a los pits. La vuelta en progreso se descarta y si la carrera se reinicia los carros arrancan en el orden en que estaban la vuelta previa a la detención. Si se ha disputado más del 50 por ciento de las vueltas, el director de carrera tiene la opción de declarar el final de la carrera si no se espera que las condiciones en la pista mejoren. Si se ha corrido menos del 50 por ciento de la competencia, la carrera debe concluir en otra fecha.

BANDERA VERDE. La utiliza quien da la señal para arrancar la carrera, ya sea al inicio de la competencia o tras el término de un periodo bajo régimen de bandera amarilla. Las banderas verdes agitadas por en las curvas de los circuitos mixto-permanentes indican a los pilotos que han pasado más allá de un área de bandera amarilla y pueden adelantar nuevamente.

BANDERAS. Lenguaje mundialmente utilizado en el automovilismo para comunicar a los pilotos las condiciones de la competencia, de acuerdo con un color determinado.

BLOQUEO DE FRENOS. Expresión utilizada cuando un piloto aplica el freno y una o más llantas se detienen completamente mientras el auto continúa su inercia sobre la pista.

BODYWORK. (Carrocería) Generalmente construido con fibra de carbono. Sus partes se pueden seccionar para que los mecánicos los puedan retirar e instalar fácil y rápidamente. Está construido para maximizar la eficiencia aerodinámica.

BRAKE BIAS. Así es conocido el ajuste de los frenos, en ocasiones por el mismo piloto desde el cockpit o cabina, para cambiar la potencia de frenado de las llantas de acuerdo a la carga de combustible y a las condiciones del auto.

CABALLOS DE FUERZA (HP). Medida de la potencia máxima de un motor, en

términos de torque, sobre un periodo de tiempo.

CAJA DE VELOCIDADES. Transmisión del motor. La mayoría de los autos de carreras cuentan con una caja con cambios secuencial, a través de una palanca, con movimientos hacia adelante y atrás en comparación con el tradicional patrón "H".

CLASIFICACION. Sesión cronometrada que determina la parrilla o el orden de salida para una competencia, basada en los mejores tiempos registrados por vuelta de cada competidor. El más rápido parte adelante y el más lento desde la parte posterior.

CART. Siglas de Championship Auto Racing Teams (campeonato de equipos de autos de carreras). Campeonato estadounidense de autos Fórmula, con ruedas descubiertas.

CHASIS. Estructura básica de un auto de carreras, que incluye el cockpit (cabina o habitáculo del piloto), y la suspensión delantera y trasera.

COCKPIT. Habitáculo donde se encuentra el asiento del piloto, así como los mandos y controles del vehículo. Es la sección más resistente del auto para proteger al piloto en un accidente.

COMPUESTO DE LLANTA. Composición física y química de la goma de la banda de rodamiento de la llanta, que determina, de acuerdo a su consistencia, el balance entre mayor tracción y agarre (suave) y durabilidad (duro).

CRONOMETRAJE. Sistema, generalmente computarizado, para registrar el tiempo por vuelta de cada auto.

DINAMOMETRO. Aparato de laboratorio para medir la potencia (caballos de

fuerza) de un motor, para simular su rendimiento en condiciones de carrera.

DIRECTOR DE CARRERA. Tiene a su mando el control de la competencia. Está en contacto con los oficiales de pista a través de radiocomunicación y es la persona con poder de decisión de acuerdo a las circunstancias de la competencia.

DOWNFORCE. Fenómeno aerodinámico que provoca que el auto tenga mayor presión contra la pista, en forma inversa al efecto que provoca que despegue un avión.

DRAFTING. Un auto que corre a gran velocidad, provoca una zona de baja presión detrás de él, efecto que puede aprovechar un segundo auto para ser más rápido por el efecto de succión. Se puede aprovechar para efectuar un rebase o para conservar combustible.

EMBRAGUE. Sistema para realizar los cambios de una caja de velocidades, de acuerdo a las revoluciones por minuto de un motor.

ESCUADERIA. Integrada por un director, ingenieros, mecánicos y pilotos que participan en un campeonato bajo un mismo nombre.

FIBRA DE CARBONO. Elemento más ligero que el aluminio y más resistente que el acero, aunque demasiado costoso. Es utilizado para construir los actuales autos de carreras. Las láminas de fibra de carbono son confeccionadas en un molde, para ser fundidas en un horno y lograr el acabado del auto.

FLYING LAP. Vuelta donde el piloto intenta al unir diferentes factores (llantas muy suaves, poco combustible en el tanque, puesta a punto y pista libre), conseguir su mejor cronometraje durante una sesión calificada.

FUERZA G. Una "G" es equivalente a la fuerza de gravedad. Es la fuerza

centrífuga que afecta al auto y piloto en varias zonas del circuito, sobre todo en curvas y frenadas. En una curva rápida, el piloto experimenta más fuerza "G" que en una lenta. En curvas de los superóvalos se pueden exceder las 5 "G".

GRAN PREMIO. Es el término utilizado asociado con todo tipo de competencias automovilísticas y en otras disciplinas deportivas. La primera prueba que recibió este nombre en el automovilismo fue el Gran Premio del Club del Automóvil de Francia, en Le Mans en 1906.

HANS DEVICE. Siglas de Head and Neck Support (soporte de cabeza y cuello). Dispositivo para reducir lo más posible las lesiones en la cabeza y el cuello en un impacto a alta velocidad.

HOSPITALITY. Área destinada en un autódromo para que los patrocinadores e invitados de los equipos presencien las competencias.

LAP CHART. Conteo vuelta a vuelta de las posiciones de los autos durante una competencia.

LAPEAR. Cuando un automóvil adelanta a un competidor retrasado, con la diferencia de una o más vueltas de ventaja.

LAVADEROS, HOMBROS, PIANOS, o BORDILLOS. Elevaciones colocadas en el apex y a la salida de una curva, para que los pilotos puedan controlar la inercia de los autos y evitar algún despiste, así como para evitar que los pilotos puedan cortar una curva.

LINEA IDEAL. Es la forma más rápida para dar una vuelta a una pista, al tomar en cuenta la aceleración, frenado y ángulo de entrada y salida en curvas, para intentar hacerlo lo más recto posible. En ocasiones esta línea es visible debido a la cantidad de hule que se deposita en la superficie del circuito, y sorprendentemente

no es el trazado más corto, sino simplemente el más rápido.

META. Línea donde finaliza una carrera. Señala la línea de inicio y final de cada vuelta.

METANOL. Alcohol metílico, líquido incoloro y tóxico que se obtiene por destilación de la madera, o por la síntesis del monóxido de carbono e hidrógeno, que requiere menor cantidad de oxígeno para quemarse, en comparación con la gasolina. Es el combustible utilizado en competencias porque tiene mayor rango de octanaje y mejor control de flama, que puede ser apagada con agua.

NOMEX. Material retardante al calor y fuego, que se utiliza para elaborar los trajes, guantes, zapatos, balaclava, ropa interior y protecciones internas de cascos de los pilotos, quienes utilizan de cuatro a cinco capas de este producto para tener mayor protección en situaciones de fuego.

OFICIAL DE PISTA. Integrante del equipo del director de carrera, responsable de una competencia. Están situados estratégicamente para supervisar todo el circuito.

OVERSTEER. Ocurre cuando las llantas traseras de un auto, en una curva, pierden adherencia en comparación con las delanteras, lo que da la sensación al piloto de que el vehículo tienda a irse de la parte trasera, a "colearse".

PACE CAR O SAFETY CAR. Encabeza la formación de los autos en la pista antes de la partida y cuando sucede un accidente que requiera la entrada de unidades de auxilio. Su principal función es controlar la velocidad de los competidores, y mientras esté dentro de la pista, los pilotos tienen prohibido adelantarlo con la obligación de conservar sus posiciones. El primer Pace Car se utilizó en la primera edición de las 500 Millas de Indianapolis, en 1911.

PADDOCK. Área donde los equipos instalan sus camiones y donde los mecánicos pueden trabajar en los autos de carreras entre las sesiones de pista. Se instala generalmente en la parte posterior de los pits.

PARRILLA DE SALIDA O GRILLA. Orden de partida determinado por los tiempos obtenidos durante las sesiones de clasificación.

PI. Sistema de informática que a través de sensores registra el comportamiento del auto mientras se encuentra en la pista, como velocidad, revoluciones por minuto, temperatura de combustible y aceite, fuerzas "G" en curvas, aceleración, frenado y comportamiento de cada uno de las llantas en el circuito. El equipo puede recuperar los datos a través de la computadora del monoplaza.

PISTA. Circuito sobre el que se realiza una competencia automovilística. Hay tres tipos: permanente, callejero y oval.

PITS O BOXES. Zona donde los mecánicos pueden trabajar en los autos durante las prácticas y la carrera. El nombre se originó de las primeras pistas, donde los equipos tenían casetas por si algún auto perdía el control al ingresar.

PODIUM. Los tres primeros lugares suben al podio de vencedores, para recibir sus trofeos después de una carrera.

POLE POSITION. Lugar en la parrilla de salida que es ocupado por el piloto que consigue el tiempo más rápido durante las sesiones de clasificación.

PUESTA A PUNTO O SET UP. Variantes para ajustar los sistemas del auto, tales como la suspensión, tipo de llantas, engranes de la caja de velocidades, motor, alerones, frenos y demás componentes para mejorar el desempeño del auto, de acuerdo a las características propias de la pista y a las condiciones climatológicas, con el objetivo de ser más rápidos.

REPOSTAR. Recargar combustible.

ROLL BAR. Protección colocada por encima de la espalda del piloto -y detrás del tablero del auto-, para proteger su cabeza en caso de una volcadura. Forma parte de la célula o celda de seguridad.

SLICKS. Llanta de competencia llena de hule con banda de rodamiento lisa, que ofrece mayor superficie de contacto y adherencia en pistas secas. Bajo condiciones de lluvia se utilizan llantas con canales o surcos (dibujo), para facilitar el desalojo de agua entre la pista y la llanta.

TORQUE. Medida del poder del motor. Respuesta del auto a la potencia del motor durante la aceleración.

TRAMPA DE ARENA. Zona de gravilla colocada en la parte externa del circuito en curvas rápidas, para detener la inercia de un auto al momento de despistarse.

TURBOCARGADOR. Conduce los gases del motor a través de una turbina, con velocidades de 100 mil rpm. La turbina ocasiona que un compresor provoque la entrada de mayor cantidad de aire al sistema de válvulas de admisión del motor, para incrementar los caballos de fuerza y el rendimiento del combustible.

UNDERSTEER. Tendencia del vehículo a irse de frente en una curva. Este efecto es ocasionado por la pérdida de adherencia de las llantas delanteras, por fallas en la suspensión delantera o por el mal balance en la distribución del peso del automóvil.

VALVULA POP OFF. Localizada encima del motor. Dispositivo utilizado en CART para limitar la presión del turbo a un máximo de 34 pulgadas de mercurio absoluto.

VUELTA RAPIDA. Registro del mejor tiempo de un piloto en un giro al circuito

durante una competencia.

WARM UP. Última práctica libre antes de una competencia. Se realiza durante la mañana del día de la carrera y es obligatoria para todos los pilotos que tomarán la arrancada. Los equipos utilizan este entrenamiento para probar la puesta a punto del auto para las condiciones de carrera y no altera el orden de salida.

ANEXO F. LAS LLANTAS¹⁹

Las fuerzas necesarias para poder acelerar un automóvil se originan principalmente en las llantas; la clave para conseguir los diagramas “g-g” más amplios está en entender el comportamiento de éstos. Además, son el principal origen de las fuerzas y momentos que proporcionan control y estabilidad. La llanta cumple con tres objetivos básicos:

1. Soporta la carga vertical, mientras amortigua las irregularidades de la pista
2. Genera las fuerzas longitudinales para la aceleración y el frenado
3. Genera las fuerzas laterales para la conducción en curva

Las fuerzas y momentos desarrollados por las llantas afectan al vehículo de distintas formas. Obviamente, las ruedas soportan el peso del vehículo, y cualquier otra fuerza vertical generada como la aerodinámica o como las que resultan de las irregularidades del terreno. La interacción entre las ruedas y la pista suministran las fuerzas tractoras, de frenado y de giro para maniobrar el vehículo. Las ruedas también aportan las fuerzas para el control y la estabilidad del vehículo, y para resistir las perturbaciones externas debidas a las irregularidades de la pista.

Los ensayos de las llantas se realizan para determinar la capacidad de producir fuerzas y momentos bajo distintas condiciones de funcionamiento. Estos ensayos se pueden llevar a cabo en laboratorios y/o en carretera, dependiendo del equipo con el que se cuente.

Las principales fuerzas que controlan y perturban un vehículo se generan en el área de contacto, a excepción de las fuerzas aerodinámicas.

¹⁹ MILLIKEN, Douglas. Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE, 1995. p.13-p.51

Aunque la llanta sea un simple toroide visco-elástico, con un moderno refinamiento y optimización de sus propiedades, es un sistema no-lineal muy complejo que es difícil y complicado de cuantificar.

En el pasado se han desarrollado numerosos modelos simplificados de llantas para aproximar varias propiedades de funcionamiento, pero a efectos de entender su papel en la dinámica del vehículo es suficiente con mirar los datos empíricos para cuantificar algunos valores de sus propiedades básicas.

1. ESTRUCTURA DE LA LLANTA

1.1 CARCASA

La carcasa es el cuerpo de la llanta. La mayor parte de las carcasas de llantas para automóviles tienen una o dos capas e incorporan cordones de hilado de poliéster, nylon o rayón dentro del compuesto de caucho de la carcasa. Estos cordones hacen que el caucho de la carcasa sea más resistente. El peso es un factor importante en casi todos los componentes de la llanta y cuanto más pesada es una llanta, mayor es su potencial de acumulación de calor durante las condiciones de funcionamiento; una excesiva acumulación de calor en una llanta hace que los compuestos de caucho se disgreguen. El hilado más empleado en las carcasas es el de poliéster, que brinda una buena adherencia del caucho, excelente resistencia y buenas características de desplazamiento. Todo esto a un peso relativamente bajo, mostrando al mismo tiempo buenas características de disipación de calor.

1.2 EL CINTURÓN

El cinturón se coloca en la parte superior de la carcasa durante el proceso de fabricación y su función es la de brindar estabilidad a la banda de rodadura de la llanta, lo que mejora el desgaste, el manejo y la tracción. El material más empleado para cinturones es el acero, que brindan resistencia y estabilidad a la

banda de rodadura sin aumentar el peso de la llanta. Generalmente dos telas de alambre de acero ubicadas en diagonal, una encima de la otra conforman el cinturón.

1.3 BANDA DE RODADURA

La banda de rodadura se coloca sobre el cinturón durante el proceso de fabricación. Generalmente contiene dos compuestos de caucho.

El compuesto de la base de la banda de rodadura se adhiere al cinturón cuando se vulcaniza la llanta, es más frío durante el rodaje mejorando la durabilidad y ayuda a mejorar la estabilidad del área bajo la banda de rodadura de la llanta. La parte exterior de la banda de rodadura se fabrica normalmente con un compuesto resistente a la abrasión y de mayor adherencia al piso, que actúa junto con la base de la banda de rodadura y el dibujo de la misma para brindar tracción y kilometraje. El dibujo de la banda de rodadura se moldea en la parte exterior de la banda de rodadura durante la vulcanización.

1.4 BANDA LATERAL

Se divide en dos: el hombro y el costado o flanco. Se utiliza un compuesto de caucho especial que les otorga flexibilidad y resistencia a los agentes atmosféricos. Algunas llantas, tales como las de más alto rendimiento, también pueden incorporar acero y/o nylon para brindar una respuesta más rápida al giro.

1.5 REVESTIMIENTO

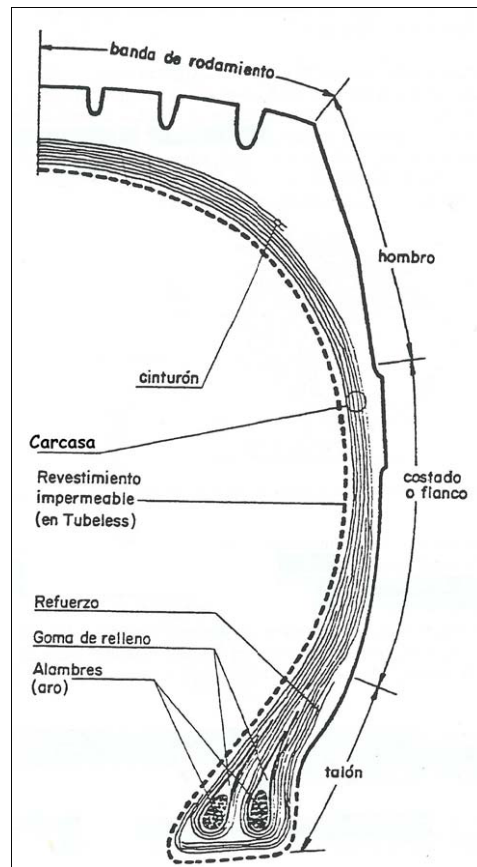
Se utiliza un compuesto de caucho como sello de aire dentro de la llanta

1.6 EL TALÓN

Los talones fijan el neumático a la llanta. Son alambres de acero trenzado que

adoptan la forma de un cable o una cinta. Las telas de la carcasa se envuelven alrededor de los talones manteniéndolos en su lugar. Se incorpora un compuesto de caucho en el perfil del talón como relleno, extendiéndose hasta la zona de la banda lateral. El compuesto de caucho utilizado en la zona exterior del talón es un compuesto duro y duradero que soporta los rigores del montaje y la abrasión.

Figura 93. Estructura básica de una llanta



2. TIPOS DE LLANTAS

En la actualidad hay dos tipos básicos de llantas: radiales y de capas cruzadas. Las llantas de capas cruzadas fueron los estándares en los comienzos de la industria automovilística americana, hasta que alrededor de la década de los sesenta se reconocieron las ventajas de las llantas radiales. A lo largo de varias décadas, las llantas radiales desplazaron a las de capas cruzadas, de forma que en la actualidad se han convertido en los estándares en los vehículos de pasajeros. Las llantas de capas cruzadas cinturadas son un modelo entre los radiales y de capas cruzadas que hizo de puente en el periodo de transición, pero que apenas se usan hoy en día.

2.1 LLANTAS DE CAPAS CRUZADAS

Estas llantas, tienen dos o más capas de cuerdas alternativamente en direcciones cruzadas, de forma que las capas se solapan. Las lonas de los tejidos internos forman un ángulo de 40° con respecto al eje. Durante la rodadura las capas flexan y rozan entre sí, deformando cuerdas y caucho. Se tiende a producir, además, un deslizamiento entre la banda de rodadura y la pista, lo que da lugar a una de las causas principales de desgaste de las llantas. Todo ello colabora a la resistencia a la rodadura. Este esquema de construcción proporciona una mayor capacidad de deformación, lo que se traduce en una mayor flexibilidad y amortiguación y en un aumento de la motricidad en terrenos blandos: barro, arena, piedra suelta, etc. Tiene una mayor temperatura de funcionamiento, lo que acorta su duración.

La elasticidad de los flancos permite valores de deriva superiores a los de las llantas de estructura radial. La banda de rodadura y el flanco trabajan conjuntamente, por lo que durante la marcha los movimientos de flexión se transmiten a la banda de rodadura, con los siguientes inconvenientes:

- Deformación de la huella en curva, con una disminución de la estabilidad lateral.
- Mayor arrastre sobre suelo, con el consiguiente incremento del desgaste de la banda de rodadura.
- Menor resistencia a los impactos, roces y cortes en la zona de los flancos.
- Presentan una menor desviación a la deriva pero es menos progresiva.
- Presentan una mayor rigidez y ello implica un menor confort de rodadura y mayor trabajo para las suspensiones.

2.2 LLANTAS RADIALES

En las llantas de estructura radial el ángulo que forman las lonas de tejidos internos en relación con el eje es de 90° (aunque lleva alguna capa a 20°). Este esquema produce mayor rigidez en los flancos, ofreciendo, por tanto, una deriva menor que los neumáticos de capas cruzadas. La banda de rodadura y el flanco están trabajando con rigidez diferente e independiente.

Los movimientos de flexión durante la marcha no se transmiten a la banda de rodadura, con las siguientes ventajas:

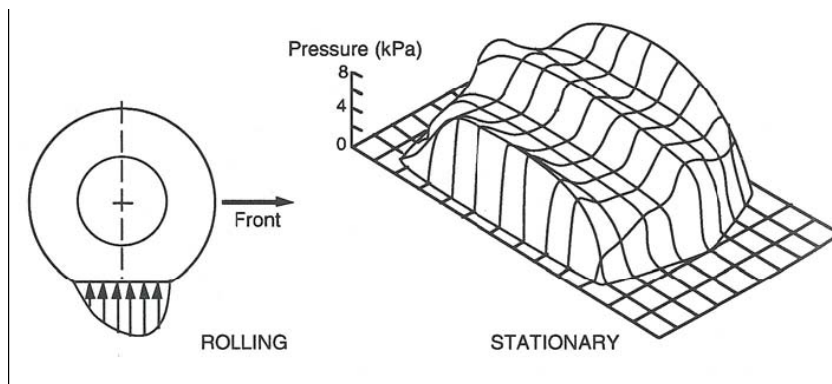
- Aumento de la superficie de huella.
- Mayor capacidad de rodaje.
- Reducción de deformaciones de la huella en curva.
- Mayor resistencia al desgaste, como causa de una menor generación de calor durante el rodaje.
- Menor absorción de energía durante la marcha, lo que implica un menor consumo de combustible.

3. ÁREA DE CONTACTO Y GENERACIÓN DE FUERZAS

El área de la banda de rodadura que está en contacto con la pista en un momento dado se denomina área de contacto. Los elementos de goma en esta zona están o bien “pegados” a la pista o bien deslizando sobre ella. Cuando se consigue una determinada fuerza de rozamiento local, parte del caucho (o toda) de la huella desliza sobre la pista. La fuerza generada depende del factor de deslizamiento, de la carga local, de las características del caucho y de la pista, etc.

Las fuerzas no están aplicadas en un punto, sino que se distribuyen por todo el área de contacto. Esta distribución no es uniforme y varía en dirección longitudinal y transversal; cuando la llanta gira tiende a ser mayor en la zona anterior. El punto de aplicación de la fuerza vertical tampoco pasa por el eje de revolución y por eso se genera una resistencia a la rodadura. Cuando una rueda gira sobre la pista, cada elemento de la banda de rodadura que pasa por el área de contacto sufre una tensión de cortadura, que si se integra a lo largo del área de contacto, es igual a las fuerzas laterales generadas por la llanta.

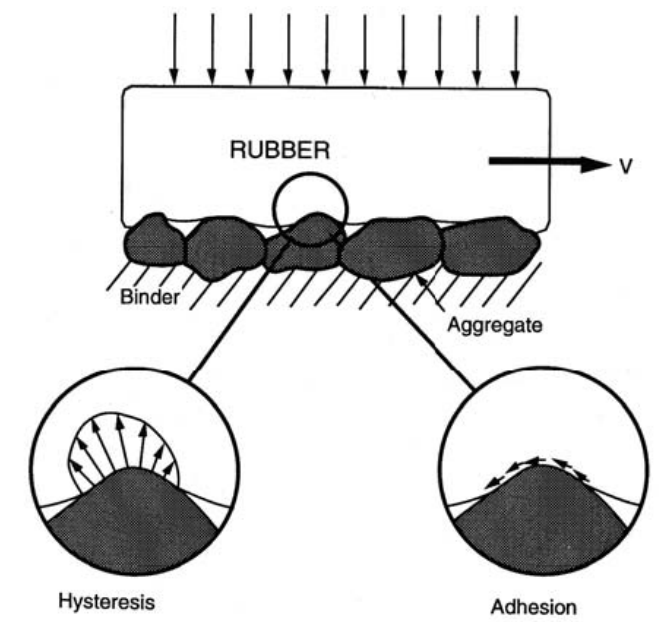
Figura 94. Distribución de presiones en una rueda giratoria y otra inmóvil



Los principales mecanismos por los que una llanta se adhiere a la pista y se crean las fuerzas de rozamiento pueden verse en la Figura 86. Estos mecanismos son la adhesión a nivel intermolecular entre el caucho y la pista y la histéresis debida a la deformación de la llanta. En pistas secas, el mecanismo dominante es la adhesión a nivel intermolecular, pero a medida que la pista se humedece este mecanismo disminuye; por eso se pierde adherencia en pistas mojadas.

El mecanismo de histéresis representa una pérdida de energía en el caucho a medida que se deforma cuando desliza sobre el asfalto. Este mecanismo no se ve tan afectado por el agua, por lo que se consigue mejor tracción sobre pista húmeda con llantas de caucho que tienen gran histéresis.

Figura 95. Mecanismos de fricción



Los físicos usan el concepto de la fricción definida como:

$$\mu = \frac{\text{Fuerza de fricción entre 2 cuerpos}}{\text{Fuerza normal entre 2 cuerpos}} \quad \text{Ecuación 98}$$

Con las llantas se utilizan dos tipos de coeficientes de fricción: coeficiente máximo μ_p y coeficiente de deslizamiento μ_s . El primero hace referencia al valor máximo que puede tomar el coeficiente de fricción y el segundo al valor que toma cuando la llanta está deslizando. El uso de uno o de otro depende de lo que se esté calculando en cada momento. A continuación puede verse una tabla con valores típicos de ambos coeficientes:

Tabla 26. Coeficientes de fricción

Superficie	Valor pico μ_p	Valor de deslizamiento μ_s
Asfalto y cemento (seco)	0,8-0,9	0,75
Asfalto húmedo	0,5-0,7	0,45-0,6
Cemento húmedo	0,8	0,7
Gravilla	0,6	0,55
Carretera de tierra seca	0,68	0,65
Carretera de tierra húmeda	0,55	0,4-0,5
Nieve pisada	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

4. FACTORES QUE INFLUYEN EN EL COMPORTAMIENTO DE LAS LLANTAS

A continuación se citan distintos factores que influyen en el comportamiento de las llantas. Se ha tratado de separar los distintos factores y dar una idea de su influencia, pero ya que es imposible que se den por separado a menudo se citara la influencia de un factor en el apartado de otro.

4.1 TIPO DE LLANTA

El diseño de la carcasa juega un papel fundamental en las características de la llanta. Entre sus parámetros de diseño, la dirección de las cuerdas resulta de especial interés.

Esta dirección queda definida por el ángulo de corona que es el ángulo formado entre las cuerdas y la línea central circunferencial. Cuando las llantas tienen un ángulo de corona pequeño se comportan bien en curva pero su capacidad de filtrado de vibraciones disminuye; es el caso de las llantas de capas cruzadas. Por el contrario, si las cuerdas forman un ángulo recto con la línea circunferencial, su capacidad de filtrado de vibraciones será buena pero su comportamiento en curva será eficiente. Las llantas radiales mezclan capas que tienen ángulos de corona de 20° y 90°.

4.2 PRESIÓN DE LA LLANTA

La presión de las llantas es uno de los factores más comunes y fáciles de cambiar a la hora de poner a punto un vehículo de competición. A menudo, el rango de presiones admisibles lo establece el fabricante de las llantas y generalmente por razones de durabilidad. La presión afecta a las llantas de varias maneras:

4.2.1 Coeficiente de fricción. En general, disminuyendo la presión en el área de contacto entre la llanta y la pista se consigue aumentar el coeficiente de fricción. Si se disminuye la presión de la llanta el área de contacto aumenta, por lo que disminuye la presión en el área de contacto. De todas formas, una presión demasiado baja provoca altas presiones de contacto a los lados debido a la rigidez de la banda lateral. Por ello, la idea es fijar la presión de tal manera que la carga se distribuya proporcionalmente entre la banda de rodadura y los bordes de la misma.

A medida que la presión disminuye, la huella aumenta y el punto de aplicación de las fuerzas laterales se desplaza hacia atrás (alejándose del centro de la rueda).

La resistencia al avance de la llanta disminuye a medida que aumenta la presión. La resistencia al avance es una medida de la energía que se pierde en deformar la llanta; con presiones mayores, tanto la deformación como la huella disminuyen y por lo tanto la resistencia es menor.

4.2.2 Rodadura. La rodadura se ve afectada negativamente por un aumento de la presión. El coeficiente de elasticidad de las llantas aumenta y por lo tanto la llanta contribuye menos en la amortiguación vertical del vehículo. El coeficiente elástico de las llantas es crítico en los vehículos de competición que tienen rígidas suspensiones porque este coeficiente puede ser del orden del 50% del coeficiente elástico total.

Obviamente la presión óptima es un valor de compromiso entre los factores señalados antes. Con las mayores presiones se obtienen los menores desgastes, mientras que con las presiones más bajas se obtienen mejores agarres. La presión óptima sólo puede conocerse mediante la experimentación.

4.3 TEMPERATURA DE LA LLANTA

La temperatura de la llanta afecta tanto a la capacidad de producir fuerzas como a la vida de la llanta. Del exterior al interior se pueden medir las siguientes temperaturas:

- La temperatura en la superficie de la banda de rodadura o en la superficie del flanco, mediante el uso de sondas superficiales o sensores infrarrojos.
- La temperatura en el interior de la carcasa por medio de un sensor de aguja. Es el método que usan las principales compañías de llantas.
- La temperatura del aire que contiene la llanta, que es una temperatura media de las temperaturas de la llanta y de las paredes interiores de la llanta.

Un cambio en la temperatura de la carcasa provocaría un cambio en el módulo elástico del caucho (a diferencia del módulo elástico del acero que puede considerarse constante para un amplio rango de temperaturas), lo que afectaría a la rigidez de deriva. La presión y la temperatura de la llanta están interrelacionadas. Una baja presión inicial provocaría una mayor deformación de la carcasa y por lo tanto un aumento de la temperatura; como resultado la presión aumentaría debido al aumento de temperatura. Las llantas de los vehículos de competición tienen una temperatura óptima para un agarre máximo; Si la temperatura es demasiado fría, las llantas patinarán fácilmente; en cambio si es demasiado alta se “fundirán”. Desafortunadamente, la temperatura de las llantas varía continuamente al igual que lo hacen la presión, velocidad y las fuerzas. Una vez más, se toma una solución de compromiso.

4.4 VELOCIDAD

El rendimiento de las llantas también varía con la velocidad. Aunque en este caso tampoco se puede generalizar, lo que sí está claro es que la capacidad de generar fuerzas disminuye a medida que aumenta la velocidad.

Este bajón puede ser proporcional al aumento de la velocidad, o puede ser repentino, en un estrecho intervalo de velocidades. En algunos casos, una vez pasado cierto punto, la capacidad de generar fuerzas laterales vuelve a aumentar ligeramente. En superficies secas, el coeficiente de fricción disminuye con la velocidad. En superficies húmedas esta disminución es aún mayor debido a que la llanta tiene dificultades a la hora de para desplazar el agua del área de contacto, a medida que aumenta la velocidad. Si la velocidad es tal que se forma una capa de agua de determinado espesor bajo la llanta, se da el fenómeno del aquaplaning. Este fenómeno consiste en que la rueda se separe de la pista y deslice sobre la capa de agua. Los ensayos realizados en laboratorios para estudiar el efecto de la velocidad requieren separar los efectos producidos por la velocidad y los producidos por la temperatura. A medida que la velocidad aumenta para un determinado ángulo de deriva, la temperatura también aumenta durante el ensayo. Hoy por hoy, no hay manera de mantener constante la temperatura durante el ensayo, así como tampoco se pueden corregir los efectos que produce la temperatura en la toma de medida de las fuerzas y momentos.

4.5 SUPERFICIE DE LA PISTA

La superficie de la pista y sus condiciones tienen un efecto directo en el coeficiente de fricción que puede obtenerse. En un intento de dar una idea de las características de la carretera, se ha desarrollado un ensayo en el que se arrastra una llanta estándar bloqueada sobre la pista. Los ensayos se realizan normalmente por medio de un trailer al que se le bloquea una de sus llantas; estos trailers reciben el nombre de “skid tester”. A medida que se arrastra esta llanta, se miden los valores de la fuerza de rozamiento y carga vertical. El cociente entre la fuerza de rozamiento y la carga vertical es el coeficiente de fricción. A menudo se multiplica por 100 y se le da el nombre de Skid Number.

ANEXO G. REGLAS DE DISEÑO DE UN FORMULA SAE²⁰

1. REQUERIMIENTOS Y RESTRICCIONES DEL CHASIS

1.1 REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO

1.1.1 Carrocería y estilo. El vehículo debe tener una carrocería estilo Formula (un habitáculo descubierto y ruedas al descubierto). Para proteger al piloto, la carrocería entre el frente del vehículo y el estribo principal no debe tener otras aberturas además de la abertura del habitáculo y las de la suspensión delantera.

1.1.2 Base de rodado y configuración del vehículo. El carro debe tener una base de rodado (batalla) de al menos 1525 mm (60 pulgadas). La base de rodado es medida desde el centro de la superficie de contacto de la llanta (delantera o trasera) al punto similar en la llanta de enfrente.

1.1.3 Ancho de vía. Incluye al ancho del par de llantas (delanteras o traseras) y a la distancia entre estas. Su menor dimensión no debe ser menor al 75% de la mayor.

1.2 REGLAS DEL CHASIS

1.2.1 Distancia al suelo. Debe ser la suficiente para evitar que alguna parte del carro (además de las llantas) toque la pista durante su recorrido.

1.2.2 Ruedas y llantas. Las ruedas deben tener mínimo 203.2 mm (8 pulgadas) de diámetro. Las llantas pueden ser de cualquier tamaño o tipo.

²⁰ SAE. Formula SAE Rules. Available from <www.sae.org>

1.2.3 Suspensión. El carro debe estar equipado con un sistema de suspensión con amortiguadores, con un recorrido de al menos 50.8 mm (2”).

1.2.4 Dirección. El sistema de dirección debe involucrar al menos a dos ruedas, y se debe evitar que las llantas contacten a la suspensión, carrocería o miembros del bastidor.

1.2.5 Sistemas de frenado. El carro debe estar equipado con un sistema de frenado que actúe en las cuatro ruedas y sea operado con un control único. Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes de tal manera que en caso de una fuga o falla en algún punto del sistema, sea mantenido un frenado efectivo en al menos dos ruedas. Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de fluido.


El carro debe estar equipado con una luz de frenado de al menos 15 Vatios, claramente visible desde atrás. Esta luz debe ser montada a nivel del hombro del piloto (verticalmente) y en la línea central del vehículo.


1.2.6 Puntos de agarre. Un punto de agarre, el cual sea capaz de soportar el peso del carro y permita el enganche de grúas o gatos, debe tenerse en la parte trasera del carro; se requiere que sea orientado horizontalmente y perpendicular a la línea central del carro, hecho de tubo circular de acero o aluminio de 25.4mm (1 pulgada) de diámetro exterior, una longitud mínima de 300mm (11.8pulgadas).

1.3 PROTECCIÓN CONTRA CHOQUES


El piloto debe estar protegido en caso de volcadura o colisión, requiriéndose de dos aros o estribos balanceados, un tabique frontal con zona de aplastamiento, y protección lateral.

1.3.1 Definiciones.

 **Aro principal.** Es la principal protección antivuelco, ubicada justo detrás del piloto.


 **Aro frontal.** Protección antivuelco en frente del piloto, por encima de sus piernas y cerca del volante de dirección.

 **Miembro estructural.** Una mínima pieza representativa de tubería.

 **Zona de aplastamiento.** Es un área deformable en la parte delantera de la estructura principal.

1.3.2 Equivalencia de seguridad estructural. Se permiten materiales y tamaños de tubería alternativos a los recomendados en las normas si con estos se consigue una protección igual o mejor.

1.3.3 Mínimos requerimientos del material.

 **Material recomendado.** La estructura de seguridad, la cual incluye al aro principal, el aro frontal, la estructura contra impacto lateral, el braceado de los aros antivuelco y el tabique frontal, deben ser construidos de tubería circular de acero (con un contenido mínimo de 0.1% de carbono) de las siguientes dimensiones mínimas: para los aros principal y frontal, un diámetro exterior de 25.4 mm (1 pulgada) y un espesor de pared de 2.4mm (0.095 pulgadas); para los otros miembros estructurales, un diámetro exterior de 25.4 (1 pulgada) y un espesor de pared de 1.65mm (0.065 pulgadas). El espesor de pared no puede ser inferior al indicado así se use acero aleado.

 **Tubería alternativa.** Pueden usarse materiales o geometrías

alternativas a las recomendadas, teniendo en cuenta ciertas consideraciones:

El material debe tener un equivalente o mayor módulo EI (donde E = módulo de elasticidad, I = momento de inercia menor); para mantener el módulo EI con un espesor de pared menor al recomendado, el diámetro exterior debe incrementarse.

1.3.4 Aros. La cabeza y manos del piloto deben ser protegidas en caso de volcadura. Por eso se requieren un aro principal cerca al piloto y un aro frontal.

- 50 mm (2 pulgadas) de distancia mínima entre la proyección de las partes superiores de los aros y el casco del piloto.

- 16 cm (6.3 pulgadas) de distancia vertical máxima entre la parte inferior del aro principal y la parte superior del braceado.

- El aro principal es braceado a su derecha e izquierda, hacia delante o hacia atrás con los brazos en un ángulo mínimo de 30 grados con el aro.

- 50 mm (2 pulgadas) de distancia vertical máxima entre la parte superior del aro y la parte superior del braceado.

Requerimientos generales de los aros.

- Con el piloto normalmente sentado y sujetado con el arnés de seguridad, debe haber una distancia mínima de 50.8 mm (2 pulgadas) entre la línea recta trazada desde la parte superior del aro principal a la parte superior del aro frontal, y el casco del piloto teniendo en cuenta los datos antropométricos masculinos con percentil de 95. Es útil el uso de una plantilla antropométrica.

- Los aros deben ser hechos de tubería “sin costura”. No pueden utilizarse materiales compuestos.
- Ambos aros van hasta el fondo del chasis, del miembro estructural más inferior de un lado del carro, al miembro estructural más inferior al otro lado.
- El mínimo radio de los dobleces, medidos en la línea central del tubo, no debe ser menor a tres veces el diámetro del tubo.
- Deben usarse unos apropiados esquineros de refuerzo y triangulación de tubería para asegurar que los aros estén seguramente unidos a la estructura principal.

Aro principal.

- Debe ser hecho de una pieza única y continua de tubería “sin costura”.
- El ángulo entre una línea vertical y la parte del aro por encima de su punto de unión a la estructura principal del chasis debe estar entre los 10 grados.
- Sus partes verticales, en sus puntos de unión al chasis, deben estar separadas a una distancia mínima de 380 mm (15 pulgadas) en su dimensión interior.

Aro frontal.

- No debe estar en un nivel inferior a la parte superior del volante de dirección en cualquier posición angular.

1.3.5 Braceado de refuerzo de los aros.

Braceado del aro principal.

- El aro principal es braceado en ambos lados (izquierdo y derecho); el aro y su braceado no pueden estar al mismo lado de la línea vertical, por ejemplo, si el aro se inclina hacia delante, el braceado debe estar adelante del aro, y si el aro se inclina hacia atrás, el braceado debe estar atrás del aro.
- Los brazos deben estar unidos tan cerca como sea posible de la parte superior del aro, y no deben estar a más de 160 mm (7 pulgadas) por debajo de ese punto, y deben formar un ángulo mínimo de 30 grados con el aro.
- Los brazos deben ser rectos; sin dobleces.

Braceado del aro frontal.

- El aro frontal debe tener dos brazos que van hacia delante para proteger las piernas del piloto.
- Los brazos deben estar unidos tan cerca como sea posible a la parte superior del aro, y no deben estar a más de 50.8 mm (2 pulgadas) por debajo de ese punto.
- Debería extenderse hasta el frente de los pies del piloto, y debe ser integrado al chasis para tener un soporte sustancial del aro frontal.

1.3.6 Protección contra impacto frontal. Con el fin de brindar protección contra impactos frontales, los pies del piloto deben estar contenidos en la estructura principal del chasis.

Mientras los pies estén en contacto con los pedales no pueden extenderse por fuera de la estructura principal, delante de la cuál tenemos una zona de aplastamiento.

La zona de aplastamiento es definida por 2 planos separados, ubicados por delante de la estructura principal del chasis. Los planos definidos son normales al eje del carro. El plano frontal vertical, como mínimo, debe ser capaz de contener un rectángulo de 100 mm (3.9 pulgadas) de altura y 200mm (7.8 pulgadas) de ancho.

El plano trasero vertical debe ser el plano frontal de la estructura tubular. La distancia mínima entre los dos planos debe ser de 150 mm (6 pulgadas). Deben evitarse los bordes filosos o elementos sobresalientes en la cara frontal. La nariz debe tener una curvatura que deberá extenderse en al menos 45 grados.

1.3.7 Protección contra impactos laterales. El piloto debe estar protegido de una colisión lateral mientras esté sentado en una posición normal de conducción.

Un mínimo de tres miembros tubulares deben ser usados. Estos miembros laterales deben ser ubicados a cada lado del piloto. Un miembro superior debe conectar a los aros principales y frontal a una altura entre 200 y 350 mm (7.87 y 13.78 pulgadas); el tubo lateral superior de la estructura principal. Puede ser usado como miembro superior contra impacto lateral si cumple con sus requerimientos.

Un miembro inferior debe conectar la parte inferior del aro frontal; este miembro es normalmente el miembro inferior de la estructura principal.

2. REGLAS DE SEGURIDAD DEL PILOTO

2.1 SISTEMA DE RESTRICCIÓN DEL PILOTO

Debe disponerse de un cinturón de seguridad tipo arnés, ya sea con sistema de 5 o 6 puntos.

2.2 PROTECCIÓN PARA LA CABEZA

Cualquier parte de la estructura que pudiera estar en contacto con el casco del piloto debe ser cubierta con material no resiliente absorbente de energía, con un espesor mínimo de 12 mm (0.5 pulgadas).

3. PISO

El vehículo debe tener un piso hecho de uno o más paneles, los cuales separan al piloto de la pista. Si se usan múltiples paneles, los espacios entre paneles no deben exceder de 3 mm (1/8 de pulgada). El piso debe ir desde el área de los pies hasta la pared antifuego.

4. VOLANTE DE LA DIRECCIÓN

Debe tener un perímetro circular o casi circular, y además, debe ser continuo.

5. INTERRUPTORES MAESTROS

El carro debe ser equipado con dos interruptores maestros. Cada interruptor podrá desconectar todos los circuitos eléctricos, incluyendo la batería, alternador, luces, bomba de combustible, encendido, controles eléctricos y debe detener el motor.

Uno de los interruptores debe ponerse al lado derecho del vehículo, en la proximidad de la altura del hombro del piloto, de tipo rotatorio. El otro interruptor debe ubicarse en un punto de fácil alcance para el piloto, puede ser de cualquier tipo y, a diferencia del primero, puede actuar con un relay.

6. PROTECCIÓN CONTRA EL FUEGO

Una pared antifuego debe separar al compartimiento del piloto de todos los componentes del sistema de combustible, lubricación o refrigeración. Los orificios para el paso de cables son permitidos si se usan anillos aislantes para sellar los orificios. Se pueden usar múltiples paneles para formar la pared, pero deben ser sellados en sus uniones.

7. BATERIAS

Todas las baterías deben ser sujetas seguramente a la estructura del chasis, y si están ubicadas en el habitáculo y son del tipo húmedo, deben estar en un contenedor no conductor.

8. TREN DE POTENCIA

8.1 MOTOR Y TRANSMISIÓN

8.1.1 Limitaciones del motor. El motor usado para dar potencia al vehículo debe ser de 4 tiempos, con un desplazamiento que no exceda los 610 c.c.

8.1.2 Transmisión. Cualquier tipo de transmisión puede ser usado.

8.2 SISTEMA DE COMBUSTIBLE

8.2.1 Límite de tamaño del tanque. El tanque de combustible no puede tener un volumen superior a 7.57 litros (2 galones).

8.2.2 Requerimientos de ubicación. El sistema de almacenaje y suministro de combustible, y el sistema de control del combustible, deben estar en la superficie definida por la parte superior del aro principal y el borde exterior de las ruedas. Todos los tanques de combustible deben estar entre la estructura principal del chasis, y deben ser protegidos contra impactos.

8.3 MARIPOSA

El carro debe estar equipado con un carburador o válvula de mariposa, que pueden ser de cualquier tamaño o diseño. La mariposa debe ser actuada mecánicamente, con un sistema de cable o barra. No se permite el uso de control electrónico.

8.4 EXHOSTO

El carro debe estar equipado con un exhosto en el sistema de escape para reducir el ruido a un nivel aceptable. La salida del exhosto no debe extenderse en más de 60 cm (23.6 pulgadas) más allá de la línea central del eje trasero, y no debe estar a más de 60 cm (23.6 pulgadas) por encima de la superficie.


ANEXO H. CALCULOS DE DISEÑO DEL PROTOTIPO FORMULA SAE UIS


1. ANÁLISIS DINÁMICO


1.1 ACELERACIÓN DEL VEHÍCULO DE 0 A 100 Km/h


1.1.1 Marchas de la Caja de Cambios FSAE UIS. La caja de cambios seleccionada para el FSAE UIS es la de la motocicleta YAMAHA YZF R6. Su accionamiento es secuencial y no dispone de marcha atrás.

La caja de cambios está formada por diversas piezas. Sin embargo, se pueden distinguir tres grupos principales: • Conjunto de engranajes. • Eje de selección. • Tambor de selección.

 **Conjunto de engranajes.** Hay seis parejas de engranajes, una para cada una de las relaciones de cambio. Dispone de dos ejes: • Eje primario: es donde llega la fuerza del motor • Eje secundario: es la salida del cambio.

 **Mando de selección.** El eje de selección de la caja de cambios realiza un giro en ambos sentidos, según cuál sea la marcha a engranar.

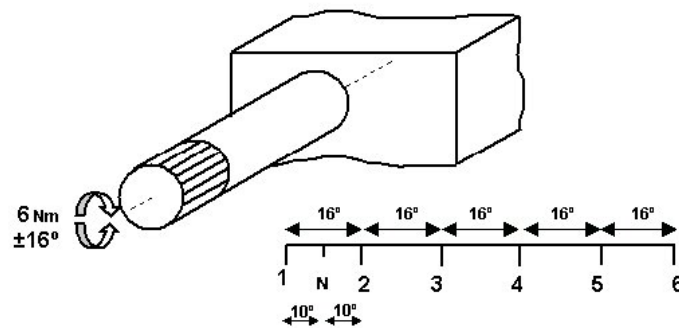
 **Tambor de selección.** Este elemento dirige el desplazamiento de las horquillas que engranan y desengranan en cada relación de marcha.

 **Accionamiento del cambio.** Se actúa sobre el eje de selección porque se ofrece mayor espacio disponible y sencillez para provocar el giro deseado.

Los actuadores del mecanismo de accionamiento deben vencer una fuerza

mínima y conseguir un recorrido también mínimo. En la siguiente figura se representa el eje selector con unos valores límite medidos experimentalmente en la Escuela de Ingenieros de San Sebastián, España, mostrando en un segmento lineal los grados que gira el eje entre cada relación de marcha, en sentido ascendente y descendente.

Figura 96. Valores límites de par y giro para la selección de cambios



www.tecnun.edu.es

Se decidió que en el primer prototipo se probara con un accionamiento por medio de una palanca manual de cambios; ver plano mp1, accionador barra de cambios.

Figura 97. Barra de cambios



Para un futuro prototipo, también pueden explorarse otras posibilidades:

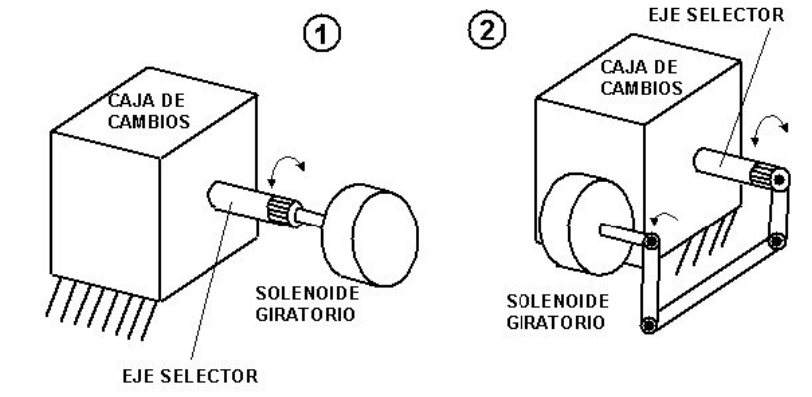
Tabla 27. Posibilidades de actuación del accionador de cambios.

<i>Tipo De Fuerza</i>	<i>Lineal</i>	<i>De Giro</i>
<i>Eléctrica</i>	<i>Motor eléctrico</i>	<i>Motor eléctrico</i>
<i>Magnética</i>	<i>Solenoides lineal</i>	<i>Solenoides giratorio</i>
<i>Hidráulica</i>	<i>Cilindro hidráulico</i>	<i>Motor hidráulico</i>
<i>Neumática</i>	<i>Cilindro neumático</i>	<i>Motor neumático</i>

- **Accionamiento Eléctrico.** Los motores paso a paso son confiables, de fácil control e instalación, silenciosos, pero son costosos y de potencia limitada.
- **Accionamiento Magnético.** Los solenoides son confiables, de fácil control e instalación y son silenciosos.
- **Accionamiento hidráulico.** Los cilindros y motores de paletas tienen una relación potencia/peso alta, son autolubricantes, pero precisan regulación de velocidad, son de difícil mantenimiento, son muchos los componentes necesarios, y son frecuentes las fugas.
- **Accionamiento neumático.** Los cilindros y motores son económicos, sencillos, robustos, pero con dificultad de control continuo, son muchos los componentes necesarios, y son ruidosos y de mantenimiento especial.

Desde un principio se ve que las opciones eléctrica y magnética ofrecen mayores posibilidades de llevarse a cabo por tratarse de instalaciones más sencillas. La fuerza eléctrica podría lograrse a través de unos solenoides que satisfacen las restricciones ya comentadas. El movimiento aportado por el actuador es giratorio. Se puede realizar actuando directamente sobre el eje selector o por medio de un mecanismo biela-manivela.

Figura 98. Posibilidades de actuación de un solenoide giratorio



Se trata de una instalación sencilla, que exige poco espacio y que no debe incorporar muchos componentes adicionales.

Las características que se deben cumplir son: 6 Nm de par y 32° de giro (16° en cada sentido). Otra restricción tiene que ver con la alimentación: el actuador debe funcionar a 12 voltios, la cual es la tensión aportada por la batería del FSAE. Los valores del resto de variables son, para un recorrido del brazo de accionamiento de 10 cm - ver figura palanca de accionamiento -, de:

$$Fuerza = \frac{\tau}{l} = \frac{6N.m}{0.1m} = 60N$$

Figura 99. Palanca de accionamiento



Con el fin de tener todos los cables ordenados, es adecuado concentrar las conexiones dentro de una caja. El material a utilizar en el mecanismo de accionamiento es el aluminio 6082 por sus características de resistencia - con 2800 kg/cm^2 y 3200 kg/cm^2 de tensión de fluencia y tensión de rotura respectivamente para el aluminio 6082- y peso ligero.

Para la selección de las marchas se podría optar por la colocación de dos botones sobre el volante Esta decisión supone una instalación sencilla y, por otro lado, cómoda para el piloto al no tener que separar las manos del volante.

Relación de marchas recomendada.

La correlación recomendada entre las relaciones de reducción de las marchas es $(ic)^{21}$:

$$\frac{ic_1}{ic_2} \rangle \frac{ic_2}{ic_3} \rangle \dots \rangle \frac{ic(i-1)}{ic_i} \quad \text{Ecuación 99}$$

²¹ CHUDAKOV, D.A. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú: Mir, 1977. p.202.

La caja de cambios Yamaha YZF R6 ofrece las siguientes relaciones de reducción²²:

$$1 \rightarrow 31/12 = 2,58$$

$$2 \rightarrow 32/16 = 2$$

$$3 \rightarrow 30/18 = 1,67$$

$$4 \rightarrow 26/18 = 1,44$$

$$5 \rightarrow 27/21 = 1,29$$

$$6 \rightarrow 23/20 = 1,15$$

La correlación entre estas relaciones de reducción es:

$$\frac{2,58}{2} \rangle \frac{2}{1,67} \rangle \frac{1,67}{1,44} \rangle \frac{1,44}{1,29} \rangle \frac{1,29}{1,15}$$

Esta caja de cambios cumple la correlación recomendada, así que es apta para la transmisión sin sobresaltos, además de tener la ventaja de ser integral con el motor.

1.1.2 Transmisión por cadena FSAE UIS²³.

$$i_{tr} = \frac{i_0}{i_c} \quad \text{Ecuación 100}$$

Donde:

i_{tr} = Relación de transmisión por cadena.

i_0 = Relación de transmisión a la caja.

i_c = Relación de reducción de la marcha más alta de la caja - 1,15 –

²² YAMAHA: yamahayzfR6. Available from <www.yamahausa.com>

²³ MENESES , Jorge Enrique. Diseño y construcción de un kart. Bucaramanga: UIS, 1984. P.96

La relación de transmisión a la caja (i_0) se calcula con la siguiente ecuación²⁴:

$$i_0 = \frac{0,37 \cdot r_r \cdot n_v}{V_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ecuación 101}$$

Donde:

r_r = Radio dinámico de la rueda - 0,226 m –

n_v = Frecuencia de rotación del motor en su potencia máxima -13000 rpm-

$V_{m\acute{a}x}$ = 185 Km/h

$$\text{Luego } i_0 = \frac{0,37 \times 0,226 \times 13000}{185} = 5,88$$

Entonces el valor de i_{tr} es:

$$i_{tr} = \frac{5,88}{1,15} = 5,11$$

Esta relación de transmisión por cadena relaciona también al número de dientes de los sprockets:

$$i_{tr} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{Ecuación 102}$$

Donde:

Z_1 = número de dientes sprocket conductor.

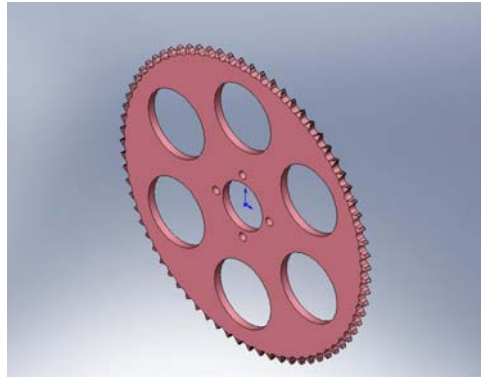
Z_2 = número de dientes sprocket conducido.

Para un Z_1 de 14, Z_2 sería de:

$$Z_2 = i_{tr} \cdot Z_1 = 71,58 \approx 72$$

²⁴ MENESES, Jorge Enrique. Diseño y construcción de un kart. Bucaramanga: UIS, 1984. p.92

Figura 100. Sprocket conducido



La cadena seleccionada es una cadena de competición No. 525 RX, cuyo paso es de 5/8", su diámetro de rodillo es de 0,4" y su anchura es de 3/8"; para esta cadena, las dimensiones de los sprockets son:

Para el sprocket conductor se tiene:

Desf = 3,113 pulg - 79mm -

Esf = 0,343 pulg - 8,7mm -

Para el sprocket conducido se tiene:

Desr = 14,69 pulg - 373mm -

Esr = 0,343 pulg - 8,7mm -

La distancia entre Centros mínima (Cmin) es:

$$C_{min} = Desr + \frac{Desf}{2} \quad \text{Ecuación 103}$$

Entonces $C_{min} = 16,246$ pulg - 413mm -

La longitud de la cadena (Lc) es²⁵:

$$Lc = 2C_{\min} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{40C_{\min}}$$

Donde Cmin se da en pasos – 26 –

Entonces Lc = 98 pasos = 61,25 pulg = 1556mm

1.1.3 Análisis de la aceleración. Se continúa ahora con el cálculo del factor de masa y de los términos necesarios para el cálculo de la aceleración:

N_{tcc} = Relación de reducción caja de cambios = 2,58 –marcha más alta-

$$N_{tca} = \text{Relación de reducción cadena} = \frac{\text{Dientes – sprocket – trasero}}{\text{Dientes – sprocket – delantero}} = \frac{72}{14} =$$

5,14

$$N_{tf} = \text{Relación de reducción total} = N_{tcc} \times N_{tca} = 2,58 \times 5,15 = 13,26$$

M = Factor de masa

$$M = 1 + 0,04 + (N_{tf})^2 = 1 + 0,04 + (13,26)^2 = 1,48$$

m = Masa del vehículo con piloto = 305 Kg

m_r = Masa adicionada equivalente al efecto de la inercia.

²⁵ ROJAS, Hernán. Diseño de maquinas II. Bucaramanga: UIS, 1992. p.11.

$$M = \frac{m + m_r}{m} = 1,48$$

$$m + m_r = 1,48 m$$

$$m + m_r = 1,48(305 \text{ Kg})$$

$$m + m_r = 451,4 \text{ Kg}$$

La ecuación usada para el cálculo de la aceleración es²⁶:

$$(m + m_r)a_x = \frac{W + Wr}{g} \cdot a_x = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - W \sin \theta$$

Las variables presentes en la ecuación son:

$$T_e = 68,5 \text{ N-m}$$

$$N_{tf} = 13,26$$

η_{tf} = Eficiencia total de la transmisión

$$\eta_{tf} = \eta_{caja} \times \eta_{cadena} \times \eta_{diferencial} = 0,99 \times 0,98 \times 0,99 = 0,96$$

r = Radio dinámico de la rueda (m)

r_e = Radio estático de la rueda = 0,251 m

$$r = 0,9 \times r_e$$

$$r = 0,226 \text{ m}$$

R_x = Resistencia a la rodadura (N)

$$R_x = f \cdot W$$

²⁶ MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1995. 890 p.

f = Coeficiente de rodadura = 0,012

W = Peso total del vehículo (N)

$$W = W_v + L_A$$

W_v = Peso del vehículo (N)

$$W_v = m \cdot g = (305 \text{ Kg}) \cdot (9,81 \text{ m/s}^2) = 2992,05 \text{ N}$$

L_A = Carga vertical aerodinámica (N)

$$L_A = L_{ad} + L_{at}$$

L_{ad} = Carga aerodinámica vertical alerón delantero (N)

$$L_{ad} = (1/2) \cdot r \cdot V^2 \cdot C_{Ld} \cdot A$$

r = Densidad del aire = 1,23 Kg/m³

V = Velocidad relativa del viento (m/s)

$$V = V_v + V_w$$

V_v = Velocidad del vehículo = 100 Km/h = 27,77 m/s

V_w = Velocidad del viento = 10 mph = 4,47 m/s

$$V = 32,24 \text{ m/s}$$

C_{Ld} = Coeficiente de apoyo aerodinámico alerón delantero = 0,1²⁷

A = Área de influencia aerodinámica (m²)

$$A = 0,8 \cdot A_L \cdot A_N$$

A_L = Altura del vehículo = 1,675m

²⁷ MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1995. 890 p.

$A_N = \text{Ancho del vehículo} = 0,88\text{m}$

$A = 0,9 \text{ m}^2$

$$L_{ad} = (1/2) \cdot (1,23 \text{ Kg/m}^3) \cdot (32,24 \text{ m/s})^2 \cdot (0,1) \cdot (0,9 \text{ m}^2)$$

$$L_{ad} = 57,53 \text{ N}$$

$L_{at} = \text{Carga aerodinámica vertical alerón trasero (N)}$

$$L_{ad} = (1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_{Lt} \cdot A$$

$C_{Lt} = \text{Coeficiente de apoyo aerodinámico alerón trasero} = 0,8^{28}$

$$L_{at} = (1/2) \cdot (1,23 \text{ Kg/m}^3) \cdot (32,24 \text{ m/s})^2 \cdot (0,8) \cdot (0,9 \text{ m}^2)$$

$$L_{at} = 460,25 \text{ N}$$

$$L_A = 57,53 \text{ N} + 460,25 \text{ N} = 517,78 \text{ N}$$

$$W = 2992,05 \text{ N} + 517,79 \text{ N} = 3509,83 \text{ N}$$

$$R_x = (0,012) \cdot (3509,83 \text{ N}) = 42,12 \text{ N}$$

$$D_A = (1/2) \cdot \rho \cdot V^2 \cdot C_D \cdot A$$

$C_D = \text{Coeficiente de arrastre aerodinámico} = 0,91^7$

$$D_A = (1/2) \cdot (1,23 \text{ Kg/m}^3) \cdot (32,24 \text{ m/s})^2 \cdot (0,91) \cdot (0,9 \text{ m}^2) = 523,54 \text{ N}$$

$$\Theta = 1,5^\circ$$

$$W \cdot \text{sen}\Theta = (3509,83 \text{ N}) \cdot (\text{sen } 1,5^\circ) = 91,88 \text{ N}$$

Reorganizando la ecuación 40 se tiene:

²⁸ MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1995. 890 p.

$$a_x = \frac{\left(\frac{Te \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - W \sin \theta \right)}{(m + m_r)}$$

$$a_x = \frac{\left(\frac{(68,5 N \cdot m) \cdot (13,26) \cdot (0,96)}{(0,226 m)} - 42,12 N - 523,54 N - 91,88 N \right)}{(451,4 Kg)} = 7,09 \text{ m/s}^2$$

Esto representa alcanzar de 0 a 100 Km/h en 3,92 segundos.

1.2 PROYECCIÓN DEL PERFORMANCE DEL MOTOR

La potencia en las ruedas (HP_r) debe ser igual a:

$$HP_r = \frac{(m)(a_x)(V_{proyectada})}{746} \quad \text{Ecuación 104}$$

Hay que calcular la aceleración para una velocidad mayor a 160 Km/h:

Para la 5ª marcha de la caja se tiene:

$$N_{icc} = 1,15$$

$$N_{icc} = 5,14$$

$$N_{icc} = 1,15 \times 5,14 = 5,91$$

$$M = 1 + 0,04 + (5,91)^2 = 1,13$$

$$m + m_r = 1,13 m = 1,13 \cdot (305 \text{ Kg}) = 343,95 \text{ Kg}$$

$$V = 48,91 \text{ m/s}$$

$$L_{ad} = 132,41 \text{ N}$$

$$L_{at} = 1059,26 \text{ N}$$

$$L_A = 132,41 \text{ N} + 1059,26 \text{ N} = 1191,67 \text{ N}$$

$$W = 2992,05 \text{ N} + 1191,67 \text{ N} = 4183,72 \text{ N}$$

$$R_x = (0,012) \cdot (4183,72 \text{ N}) = 50,20 \text{ N}$$

$$D_A = 1204,91 \text{ N}$$

$$W \cdot \sin\theta = (4183,72 \text{ N}) \cdot (\sin 1,5^\circ) = 109,52 \text{ N}$$

$$a_x = \frac{\left(\frac{(68,5 \text{ N}\cdot\text{m}) \cdot (5,91) \cdot (0,96)}{(0,226 \text{ m})} - 50,20 \text{ N} - 1204,91 \text{ N} - 109,52 \text{ N} \right)}{(343,95 \text{ Kg})} = 1,03 \text{ m/s}^2$$

Un FSAE competitivo debe alcanzar velocidades en el rango de los 180 Km/h, así que:

$$V_{\text{Proyectada}} = 50 \text{ m/s}$$

Entonces la potencia en las ruedas debe ser de:

$$HP_r = \frac{(305 \text{ Kg}) \cdot (1,03 \text{ m/s}^2) \cdot (50 \text{ m/s})}{746} = 20,64 \text{ HP}$$

La relación entre la potencia de las ruedas HP_r y la del motor HP_m es:

$$HP_m = (HP_r) \cdot (N_{tf}) \cdot (\eta_{tf}) = (20,64 \text{ HP}) \cdot (5,92) \cdot (0,96) = 117,30 \text{ HP}$$

El motor Yamaha YZF R6 ofrece 123 HP, de tal manera que la potencia disponible en las ruedas sería de:

$$HP_r = \frac{HP_m}{(N_{tf})(\eta_{tf})} = \frac{123 \text{ HP}}{(5,92)(0,96)} = 21,64 \text{ HP}$$

Y la velocidad que podría alcanzarse es de:

$$V_{\text{Proyectada}} = \frac{(746)(HP_r)}{(m)(a_x)} = \frac{(746)(21,64 \text{ HP})}{(305 \text{ Kg})(1,03 \text{ m/s}^2)} = 51,38 \text{ m/s}$$

Es decir, se puede alcanzar una velocidad de 185 Km/h.

1.3 ACELERACIÓN LIMITADA POR LA TRACCIÓN

La fuerza de tracción disponible en unas ruedas ($F_{x \text{ max}}$) con suspensión independiente es:

$$F_{x \text{ max}} = \frac{(\mu) \left(\frac{W \cdot b}{L} \right)}{1 - \left(\frac{h \cdot \mu}{L} \right)} \quad \text{Ecuación 105}$$

μ = Coeficiente de rozamiento (valor pico para pista=0,9)

b = Distancia del centro de gravedad al eje trasero = 0,9625 m, – ver H1.4.2

L = Batalla = 1,75 m – ver H1.4.1-

H = Altura del centro de gravedad = 0,38 m, -ver 1.4.2-

$$F_{x \max} = \frac{(0,9) \left(\frac{(0,9) \cdot (3509,83N) \cdot (0,9625m)}{(1,75m)} \right)}{1 - \left(\frac{(0,37m) \cdot (0,9)}{(1,75m)} \right)} = 2159,37 \text{ N}$$

Entonces:

$$a_x = \frac{F_x}{m} = \frac{2159,37N}{305Kg} = 7,08 \text{ m/s}^2$$

De tal manera que hay tracción disponible para alcanzar la aceleración calculada en el ítem 1.1.

1.4 CARGAS DINÁMICAS.

Se determinan las cargas en los ejes para hacer los análisis del performance de aceleración y frenado que determinan el esfuerzo de tracción obtenible en cada eje.

1.4.1 BATALLA. Los requerimientos de la competencia indican que la batalla mínima permitida es de 1525mm (60 pulgadas). Un análisis del espacio requerido en el habitáculo para dar comodidad al piloto, y del espacio requerido por el grupo motopropulsor, permite ver que se necesita una batalla mayor (1700 mm). Ver plano ET23

1.4.2 CENTRO DE GRAVEDAD

Se busca disponer los elementos de tal manera que la ubicación del centro de gravedad del vehículo sea tal que se consiga una distribución de peso de 45/55 en las llantas delanteras y traseras - porque es mejor descargar un poco el tren delantero para dar un mejor manejo a la transferencia de carga -, y sea lo más baja posible para tener una buena estabilidad. Con base en las dimensiones de los elementos seleccionados, se analiza la integración de estos y sus posiciones en el vehículo, específicamente, las posiciones de sus

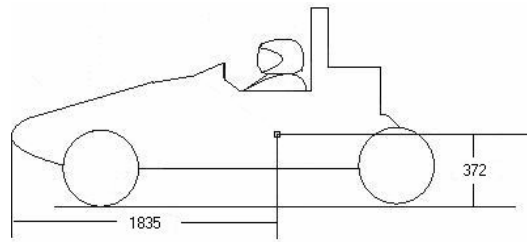
centros de gravedad, para después calcular el centro de gravedad total.

Para los elementos se supuso la simetría de sus centros de gravedad, y para la estructura se elabora una base de datos con los puntos de unión entre los elementos de la estructura y el peso de los elementos -11,194 Kgxm-.

Tabla 28. Coordenadas del centro de gravedad del FSAE UIS

Elementos	Posición		Peso Kg	Cálculo del centro de gravedad			
	X(mm)	Y(mm)		X*P	Y*P	X(mm)	Y(mm)
Chasis	1621	543	44	71324	23892	1835	372
Silla	1727	315	8	13816	2520		
Grupo Moto propulsor	2063	343	63	129969	21609		
Dirección	1015	363	11	11165	3993		
Masa no suspendida Delantera	902	272	40	36080	10880		
Masa no suspendida Trasera	2520	277	39	98280	10803		
Tren trasero	2630	286	27	71010	7722		
Piloto	1830	448	70	128100	31360		
Peso total (con piloto)			305	559744	112779		

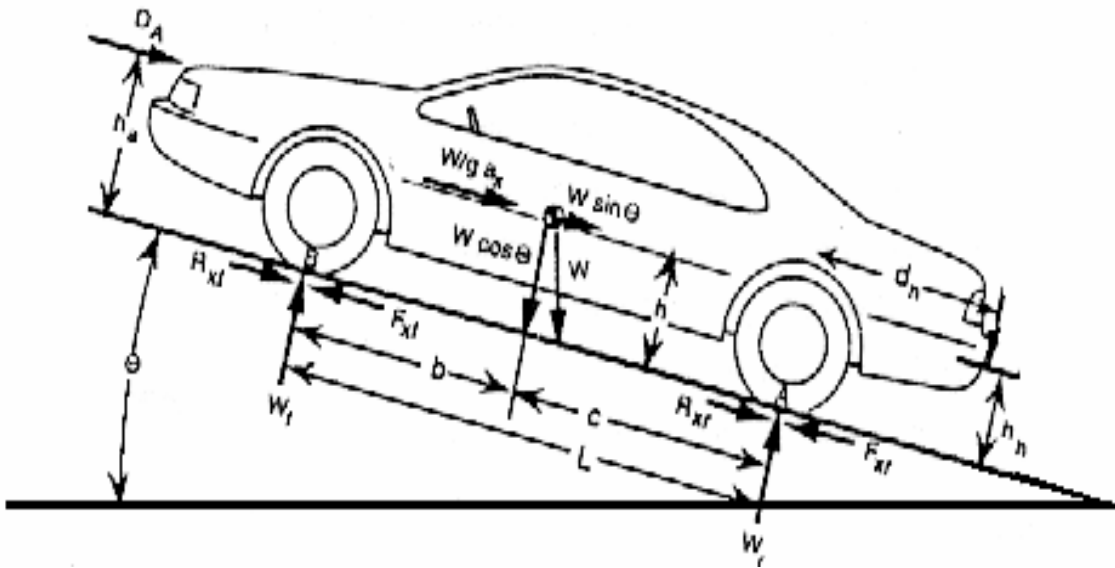
Figura 101. Posición del centro de gravedad del vehículo



La simetría transversal se consigue con una adecuada disposición de los elementos que no tienen una contraparte simétrica

1.4.3 CÁLCULO DE LAS CARGAS EN LOS EJES.

Figura 102. Cargas dinámicas sobre un vehículo según la nomenclatura SAE



Las llantas experimentarán una fuerza normal a la pista, denotada por W_f y W_r , representando los pesos dinámicos que soportan las ruedas delantera y trasera respectivamente.

Eje delantero.

La expresión para la carga en el eje delantero es:

$$W_f = \frac{\left(W \cdot c \cdot \cos \theta - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h - D_A \cdot h_a - W \cdot h \cdot \text{sen} \theta \right)}{L} \quad \text{Ecuación 106}$$

$$W = 4183,72 \text{ N}$$

$$c = 0,7875 \text{ m}$$

$$\theta = 1,5^\circ$$

$$a_x = 1,03 \text{ m/s}^2$$

$$h = 0,37 \text{ m}$$

$$D_A = 1204,91 \text{ N}$$

$$h_a = h = 0,37 \text{ m (centro vélico ubicado en el centro de gravedad)}$$

$$L = 1,75 \text{ m}$$

$$W_f = \frac{\left[(4183,72 \text{ N})(0,7875 \text{ m})(\cos 1,5^\circ) - \left(\frac{(4183,72 \text{ N})(1,03 \text{ m/s}^2)(0,37 \text{ m})}{(9,81 \text{ m/s}^2)} \right) - (1204,91 \text{ N})(0,37 \text{ m}) - (4183,72 \text{ N})(0,37 \text{ m})(\text{sen} 1,5^\circ) \right]}{(1,75 \text{ m})} =$$

$$W_f = 1501,22 \text{ N}$$

Eje trasero.

Aplicando el mismo método, pero ahora haciendo sumatoria de momentos alrededor de B y despejando, se tiene la carga en el eje trasero:

$$W_r = \frac{\left(W \cdot b \cdot \cos \theta + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + D_A \cdot h_a + W \cdot h \cdot \text{sen} \theta \right)}{L} \quad \text{Ecuación 107}$$

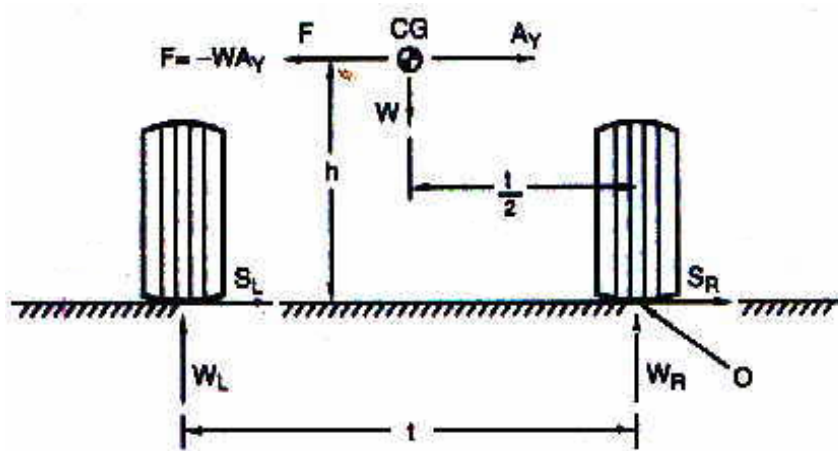
$$b = 0,9625 \text{ m}$$

$$Wr = \frac{\left[(4183,72N)(0,9625m)(\cos 1,5^\circ) + \left(\frac{(4183,72N)(1,03m/s^2)(0,37m)}{9,81m/s^2} \right) + (1204,91N)(0,37m) + (4183,72N)(0,37m)(\sin 1,5^\circ) \right]}{(1,75m)}$$

$$Wr = 2681,06 \text{ N}$$

2.1 TRANSFERENCIA DE CARGA LATERAL

Figura 103. Transferencia de carga lateral total



S_L y S_R son las fuerzas de viraje producidas por las llantas, A_y es la aceleración lateral en unidades “g”, y la fuerza centrífuga es WA_y .

Haciendo sumatoria de momentos alrededor de o:

$$wl.t = w\left(\frac{t}{2}\right) + wA_y.h \quad \text{Ecuación 108}$$

$$W_L = \frac{w}{2} + \frac{wA_y.h}{t} \quad \text{Ecuación 109}$$

2.1.1 DISTRIBUCIÓN DE FRENADO.

Durante el frenado ocurre una transferencia de carga dinámica desde el eje trasero al eje delantero, por lo tanto, para una deceleración Dx , las cargas de frenado en los ejes delantero y trasero respectivamente son -Ec. 54 y 55-:

$$Wf = \frac{c}{L} \cdot W + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx = Wfs + Wd \quad \text{Ecuación 110}$$

$$Wr = \frac{b}{L} \cdot W - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx = Wrs - Wd \quad \text{Ecuación 111}$$

Donde:

Wfs = Carga estática en el eje delantero.

Wrs = Carga estática en el eje trasero.

$$Wd = \left(\frac{h}{L}\right) \cdot \left(\frac{W}{g}\right) \cdot Dx = \text{Transferencia de carga dinámica.}$$

Para ser competitivos se deben alcanzar valores de deceleración de hasta 0,8 g.

La carga de frenado delantera es:

$$Wf = \frac{(0,7875m)}{(1,75m)} \cdot (4183,72N) + \frac{(0,37m)}{(1,75m)} \cdot \frac{(4183,75N)}{g} \cdot (0,8g) = 2609,44N$$

La carga de frenado trasero es:

$$Wr = \frac{(0,9625m)}{(1,75m)} \cdot (4183,72N) - \frac{(0,37m)}{(1,75m)} \cdot \frac{(4183,75N)}{g} \cdot (0,8g) = 1574,28 N$$

La fuerza de frenado máxima en cada eje esta dada por -Ec.57 y 58-:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx \right) \quad \text{Ecuación 112}$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} \cdot \frac{W}{g} \cdot Dx \right) \quad \text{Ecuación 113}$$

Donde:

μ_p = Coeficiente de fricción pico.

El intentar frenar un eje por encima de estos valores límites da como resultado el bloqueo en el eje. Para tener una solución más explícita de las fuerzas de frenado máximas se reconoce que la deceleración es una función de la fuerza de frenado total impuesta sobre el vehículo.

Para F_{xmf} se tiene que:

$$Dx = \frac{(F_{xmf} + F_{xr})}{M} \quad \text{Ecuación 114}$$

Para F_{xmr} se tiene que:

$$Dx = \frac{(F_{xmr} + F_{xf})}{M} \quad \text{Ecuación 115}$$

Pero para el análisis unas expresiones más útiles son –Ec. 61 y 62-²⁹:

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{L} F_{xr} \right)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 116}$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p \left(W_{rs} - \frac{h}{L} F_{xf} \right)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 117}$$

²⁹ GILLESPIE, Thomas. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: SAE, 1992. p.63.

Las anteriores expresiones muestran como la fuerza máxima de frenado en el eje delantero depende de la presente en el eje trasero y de la transferencia de carga que resulta de la acción de frenado, y de la misma manera ocurre para la fuerza máxima en el eje trasero.

Los anteriores efectos son analizados en un gráfico que relaciona las fuerzas de frenado delantera y trasera, las cuales son proporcionales a la presión aplicada en cada freno.

Los orígenes de las líneas se obtienen haciendo cero la fuerza de frenado en el freno opuesto. La línea para la fuerza de frenado delantera tiene pendiente positiva, y la de la fuerza de frenado trasera tiene pendiente negativa. Las coordenadas del punto de intersección se expresan como:

$$F_{xfi} = (\mu_p) \left(W_{fs} + \mu.W \cdot \frac{h}{L} \right) \quad \text{Ecuación 118}$$

$$F_{xri} = (\mu_p) \left(W_{rs} - \mu.W \cdot \frac{h}{L} \right) \quad \text{Ecuación 119}$$

Un intento de frenado que caiga por encima del límite de la línea de frenado delantero hace que las ruedas delanteras se bloqueen; de igual manera, un valor de frenado que esté a la derecha de la línea de frenado trasero hace que las ruedas traseras se bloqueen.

La deceleración es proporcional a la suma de las fuerzas de frenado delantero y trasero, y sus puntos de corte en los ejes del gráfico se obtienen haciendo cero las fuerzas de frenado en el eje opuesto. La línea proporcional describe la relación o razón de proporcionado de las fuerzas de frenado, las cuales deben ser tales que el proporcionado, para cumplir todas las metas de performance, se ubique en la zona triangular formada en el gráfico – que muestra los valores entre los cuales debe ser graduada la válvula de

regulación de la bomba. Los valores a usar para hacer el análisis gráfico son:

Para el límite de bloqueo delantero:

$$\text{Corte} = \frac{\mu_p (Wfs)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 120}$$

$$Wfs = \left(\frac{c}{L} \right) \cdot W = \left(\frac{0,7875m}{1,75m} \right) \cdot 4183,72N = 1882,67 N$$

$$\text{Corte} = \frac{(0,9) (1882,67N)}{1 - (0,9) \left(\frac{0,37m}{1,75m} \right)} = 2105,97 N$$

$$\text{Pendiente} = \frac{\mu_p \left(\frac{h}{L} \right)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} = \frac{(0,9) \left(\frac{0,37m}{1,75m} \right)}{1 - (0,9) \frac{0,37m}{1,75m}} = 0,25$$

Para el límite de bloqueo trasero:

$$\text{Corte} = \frac{\mu_p (Wrs)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \quad \text{Ecuación 121}$$

$$Wfs = \left(\frac{b}{L} \right) \cdot W = \left(\frac{0,9625m}{1,75m} \right) \cdot 4183,72N = 2301,05 N$$

$$\text{Corte} = \frac{(0,9) (2301,05N)}{1 + (0,9) \left(\frac{0,37m}{1,75m} \right)} = 1732,39 N$$

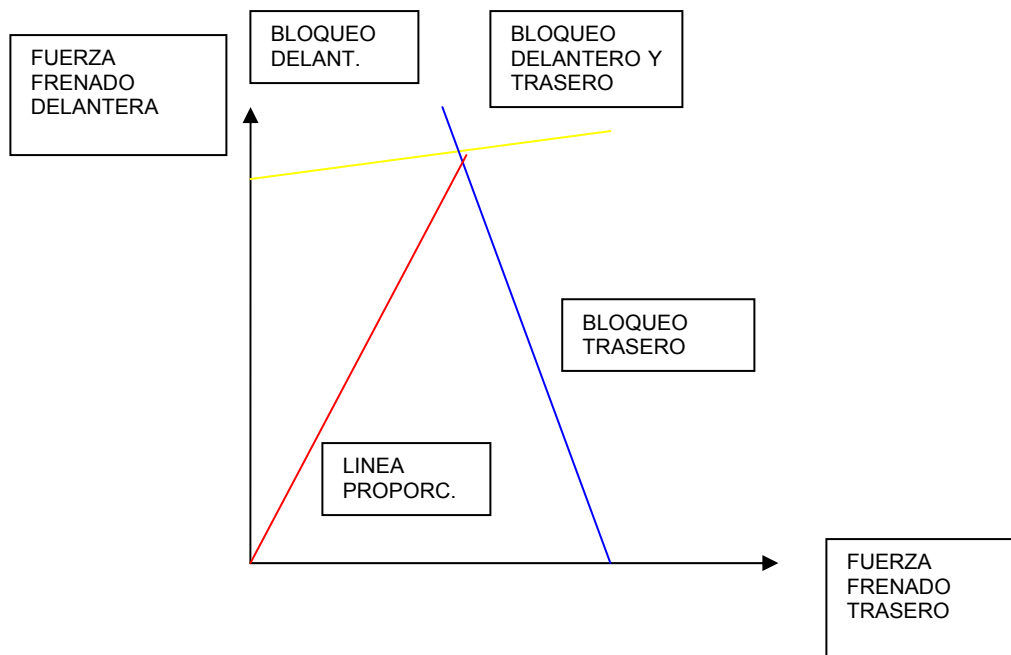
$$\text{Pendiente} = - \frac{\mu_p \left(\frac{h}{L} \right)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} = - \frac{(0,9) \left(\frac{0,37m}{1,75m} \right)}{1 + (0,9) \frac{0,37m}{1,75m}} = - 0,16$$

Para la línea de deceleración se tiene:

$$F_{xmf} = F_{xmr} = D_x \cdot m = (7,85 \text{ m/s}^2) \cdot (426,48 \text{ Kg}) = 3347,83 \text{ N}$$

El gráfico de análisis maneja unas zonas que se muestran en la figura de gráfico de frenado:

Figura 104. Gráfico de frenado



2.2 DISTANCIA Y TIEMPO DE PARADA

Si se asume que las fuerzas que actúan en el vehículo serán constantes durante la aplicación de los frenos se tiene:

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dv}{dt} \quad \text{Ecuación 122}$$

Donde:

F_{xt} = Fuerza de deceleración total sobre el vehículo.

v = Velocidad longitudinal.

Haciendo una integración se tiene para una deceleración desde la velocidad inicial, v_0 , a la velocidad final, v_f :

$$\int_{v_0}^{v_f} dv = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^{ts} dt$$

$$v_0 - v_f = \frac{F_{xt}}{M} \cdot x$$

Donde:

x = Distancia recorrida durante la deceleración

En el caso de una deceleración hasta parar totalmente, v_f es cero, y x es la distancia de parada, sD , entonces:

$$sD = \frac{v_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{v_0^2}{2Dx} = \frac{(51,38m/s)^2}{2 \cdot (7,85m/s^2)} = 168,1 \text{ m}$$

Y el tiempo de parada es:

$$ts = \frac{v_0}{F_{ext}/M} = \frac{51,38m/s}{7,85m/s^2} = 6,55 \text{ s}$$

Hay que tener en cuenta que el tiempo estimado de reacción de una persona son 0,75 segundos, de tal manera que el tiempo total de parada sería de 7,3

s, y la distancia total de parada sería de 206,63 m.

2.3 FRENADO EN CURVA

Cuando el vehículo toma una curva, debido a la fuerza centrífuga se produce sobre él una fuerza transversal (F_c), cuyo valor en función del radio de giro de la curva y de la velocidad del vehículo es:

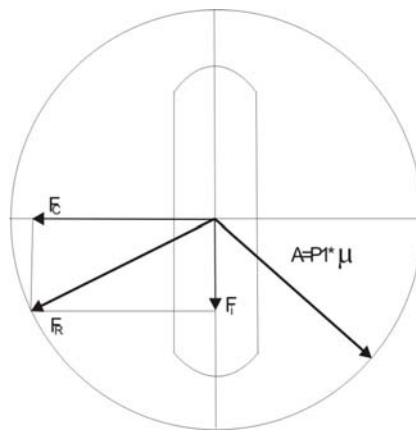
$$F_c = mV^2/R_c \quad \text{Ecuación 123}$$

Con la masa del vehículo de 305Kg, la velocidad en curva estimada en $100 \text{ km/h} - 60 \text{ mph}$ -, y un giro de 300m – 1000Ft – ; F_c es de 784,47N

La circunferencia de radio A expresa gráficamente la condición de equilibrio en las ruedas para que no exista derrape, cuyo valor en función de la adherencia de la rueda, es:

$$A = P_1 \mu \quad \text{Ecuación 124}$$

Figura 105. Fuerzas de frenado en curva



Donde:

P1= Peso que gravita sobre la rueda. (1340,53N)

$$\mu = 0,9$$

A = Radio del circulo de adherencia (1206,48N)

Si la resultante (F_R) de las dos fuerzas citadas (F_f de frenado y F_c centrífuga) no rebasa el límite de la circunferencia, no se produce en la rueda considerada derrape, pero si F_R es superior al límite, aparece el bloqueo de la rueda y el consiguiente resbalamiento de la llanta sobre la pista. De este razonamiento se deduce el peligro que encierra el frenado en curva, que será tanto mayor cuanto más elevada sea la velocidad del vehículo, ya que aumenta el valor de F_c . El valor de estos parámetros F_c y F_f , para un determinado radio de curva, deben estar conjugados para que la resultante máxima sea $F_R = A$, encontrándose el vehículo en el límite del derrapado. Al aumentar cualquiera de estos dos parámetros resulta $F_R > A$; entonces, el vehículo no puede describir la curva, saliéndose de ella por derrape.

2.4 DIMENSIONES DEL SISTEMA

Un dispositivo de freno de disco está constituido por dos superficies (s) rozantes que por los émbolos son oprimidos contra el disco. El momento de frenado (M_f) viene dado por el producto de la fuerza de frenado en la llanta ($F_f = \mu \times \text{peso sobre la rueda}$) y el radio de la rueda. La fuerza tangencial de frenado en el disco es igual al anterior momento dividido en el radio del disco. La superficie de rozamiento –S- en cada cara del disco es igual a esta fuerza tangencial dividida entre: el coeficiente de rozamiento entre el disco y el ferodo, la presión unitaria, y además, dividida en 2 por estar aplicada en dos superficies.

2.4.1 FRENOS DELANTEROS: Para el Formula SAE se decidió el uso de llantas R13 y frenos de disco. Atendiendo a los requerimientos, queda un espacio para el disco de freno de una corona circular con un radio de 10 cm. La llanta R13 tiene un radio de rodadura (R_R) (distancia desde el eje de la rueda a la pista debida al aplastamiento que sufre la cubierta de la llanta por el peso del vehículo) de 0,226m.

El valor promedio de los coeficientes de rozamiento de los discos es de 0,8; con estos datos y considerando que al disco lo rozan en las dos caras, para calcular la fuerza que se debe ejercer en el disco (F_D) se plantea una ecuación de equilibrio entre esta y el momento de la fuerza frenante en la rueda (F_f); tomando los momentos respecto al eje de la rueda:

$$F_f \times R_R = 2 \times F_D \times \mu \times R_D$$

$$F_D = \frac{F_f \times R_R}{2 \times \mu \times R_D}$$

$$F_D = \frac{(1174N)(0.226m)}{2(0,8)(0,1m)}$$

$$F_D = 1658N \approx 169Kgf$$

Para calcular el diámetro del ferodo se debe considerar que las presiones unitarias no superan los 10 Kgf/cm^2 , entonces tenemos:

$$F_D = P_r \times A$$

$$S = \frac{F_D}{P_r} = \frac{169Kgf}{10 \text{ Kgf/cm}^2} = 16,9 \text{ cm}^2$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(16,9 \text{ cm}^2)}{\pi}} = 4,6 \text{ cm}$$

Donde D es el diámetro del ferodo.

❖ Freno trasero: La fuerza frenante en el eje trasero es de 1417 N, de manera que esta va a ser la carga a que va a ser sometido el disco trasero montado en la carcasa del diferencial, el cual tiene una corona circular de diámetro externo de 0,30 m

$$F_D = \frac{F_f \times R_R}{2 \times \mu \times R_D}$$

$$F_D = \frac{(1417N)(0,226m)}{2(0,8)(0,15m)}$$

$$F_D = 1334N = 136Kgf$$

$$F_D = P_r \times A$$

$$S = \frac{F_D}{P_r} = \frac{136Kgf}{10 \frac{Kgf}{cm^2}} = 13,6cm^2$$

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(13,6cm^2)}{\pi}} = 4,2cm$$

Donde D es el diámetro del ferodo necesario.

La relación entre brazos de palanca del pedal (distancia del punto de aplicación de la fuerza del pie al pivote de giro – 12 cm- / distancia de palanca al pivote del brazo de accionamiento del embolo de la bomba -2cm-) es de 6, y la fuerza aplicada en el pedal por el piloto es de 12 Kgf. Para un diámetro del pistón de la bomba de 1", se tiene una superficie de 5,07 cm², de tal manera que la presión sobre el pistón de la bomba es.

$$P_p = \frac{F_{pie} \times \text{relación palanca}}{S_p} = \frac{12 \times 6 \text{Kgf}}{5,07 \text{cm}^2} = 14,2 \text{Kgf} / \text{cm}^2$$

Haciendo un equilibrio entre la fuerza de frenado en el pistón receptor del ferodo (Presión de la bomba $-P_p$ - x superficie de los émbolos que actúan sobre las superficies de frenado $-S_d$) y la fuerza de frenado en el disco (Presión unitaria en el disco $-P_r$ - x superficie rozante en el disco $-S$), se tiene que las superficies de los pistones receptores debe ser de:

$$S_d = \frac{P_r \times S}{P_p} = \frac{10 \text{Kgf} \times 16,9 \text{cm}^2}{14,2 \text{Kgf}} = 11,9 \text{cm}^2$$

A la que corresponde un diámetro de 3,9 cm.

3. DIRECCIÓN

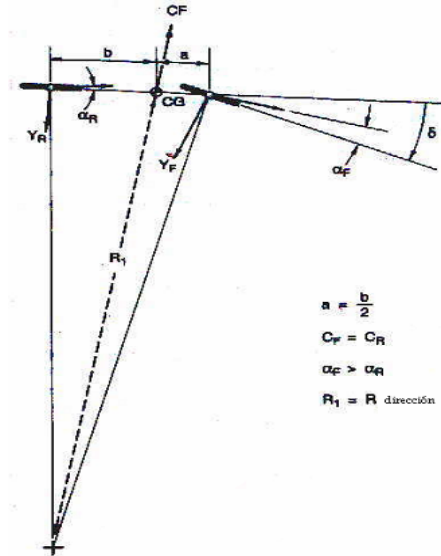
La dirección, junto con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el piloto la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil.

3.1 ANÁLISIS DINÁMICO

Para este análisis es útil recordar la figura 74, que muestra como se puede analizar un vehículo modelandolo como una bicicleta –la llanta delantera representando el tren delantero, y la llanta trasera el tren trasero-. También es útil recordar que, como este análisis depende de las rigideces de giro y los ángulos de deslizamiento, los cuales son valores netamente experimentales, para determinar con certeza las características dimensionales del vehículo se requiere de hacer las pruebas con las llantas, de tal manera que aquí solo se

plantean las ecuaciones descriptivas del comportamiento:

Figura 106. Modelo Bicicleta



En un giro a alta velocidad se presentan aceleraciones laterales (a_y) que son contrarrestadas por fuerzas laterales en las llantas, presentando estas un ángulo de deslizamiento, α .

Una constante de proporcionalidad llamada rigidez de giro, C_{α} , relaciona a la fuerza lateral y al ángulo de deslizamiento de la llanta:

$$F_y = \alpha \cdot C_{\alpha} \quad \text{Ecuación 125}$$

Del análisis del modelo bicicleta visto en el anexo D, pueden obtenerse unas expresiones para las fuerzas laterales trasera (F_{yr}) y delantera (F_{yf}):

$$F_{yr} = \left(\frac{m \cdot b}{l} \right) \cdot \left(\frac{V^2}{R} \right)$$

$$F_{yf} = \frac{F_{yr} \cdot a}{b} \quad \text{Ecuación 126}$$

Donde m es la masa del vehículo, b es la distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad, c es la distancia del eje trasero al centro de gravedad, l es la batalla ($a+b$), y R es el radio de giro. Para el FSAE se tiene:

$$F_{yr} = \left(\frac{305 \cdot b}{l} \right) \left(\frac{V^2}{R} \right)$$

3.1.1 margen estático (SM):

$$SM = NSP - \frac{a}{l} = -\frac{1}{l} \left(\frac{aC_F - bC_R}{C_F + C_R} \right) \quad \text{Ecuación 127}$$

Como el margen estático es positivo, el vehículo subvira.

3.1.2 gradiente de subdirección (UG):

$$UG = W \left(\frac{N_\beta}{Y_\delta N_\beta - N_\delta Y_\beta} \right) \times 57.3 = 57.3 \left(\frac{w}{l} \right) \left(\frac{a}{C_R} - \frac{b}{C_F} \right) \quad \text{Ecuación 128}$$

3.2 GENERALIDADES DE LA DIRECCIÓN

Para variar de dirección al circular se cambia la orientación de las ruedas delanteras. Para poder hacer esto el conductor recibe una cantidad considerable de información a través de sus ojos, sus manos y su cuerpo, que le dirán cual es el siguiente movimiento que debe hacer o simplemente le dan confianza y seguridad en lo que está haciendo. Entonces, el trabajo del sistema de dirección es el de convertir el ángulo del volante, en lo posible, en una clara relación con el ángulo de dirección de las ruedas; además debe dar una retroalimentación acerca del estado de movimiento del vehículo a través de la columna de dirección y el volante.

La dirección del vehículo se hace por medio del volante. Al girarlo y por medio de una serie de mecanismos intermedios se consigue el giro de las ruedas. El giro del volante hace girar una barra que actúa como su eje y que es solidaria a este. En muchos casos se intercala una junta homocinética en la columna de dirección para dar un ángulo adecuado. En este prototipo no se usó la junta porque se consiguió el valor del ángulo que es de 20 grados. Dentro de los distintos componentes de la dirección se hace la distinción

entre partes que pertenecen a la masa suspendida del monoplaza y cuales no:

3.2.1 masa no suspendida: Es la porción de masa total del vehículo que no está soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo de masa es sobre el que hay que focalizar los esfuerzos para reducirla al máximo, ya que es la masa que recibe todas las perturbaciones directas desde el asfalto, y la portadora de la energía que los amortiguadores deben disipar (en hundimiento, o *bump*). Se compone de:

- llantas
- bujes
- manguetas
- frenos (si están montados en las ruedas)
- la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente)

3.2.2 masa suspendida: Es la restante porción de masa total del vehículo, aquella que sí es soportada por los resortes de la suspensión. Este tipo incluye la mayor parte de la masa:

- Varillas de dirección
- Columna de dirección
- Volante
- Además del chasis, motor, piloto, combustible, carrocería, la mitad de los elementos de suspensión, palieres, muelles y amortiguadores (aproximadamente).

3.3 BRAZO DE ACOPLAMIENTO

Son las barras que unen la columna de dirección con las palancas de las manguetas; los brazos de acoplamiento y su conexión con el brazo de la mangueta nos proporcionarán el cuadrilátero de Ackermann y por tanto marcarán el comportamiento del vehículo a la hora de su conducción.

Los brazos de acoplamiento del FSAE se fabrican de barras de acero 4140 de $\frac{1}{2}$ “, cuyas propiedades son un esfuerzo último de 89000 psi, y un esfuerzo de fluencia de 62000 psi. Sus extremos van roscados para alojar a las rotulas, cuya rosca es fina, del tipo metrico, con un paso de 1,25, un área de esfuerzo de 61.2 mm^2 , y una longitud de rosca de 5 cm.

3.4 ROTULAS

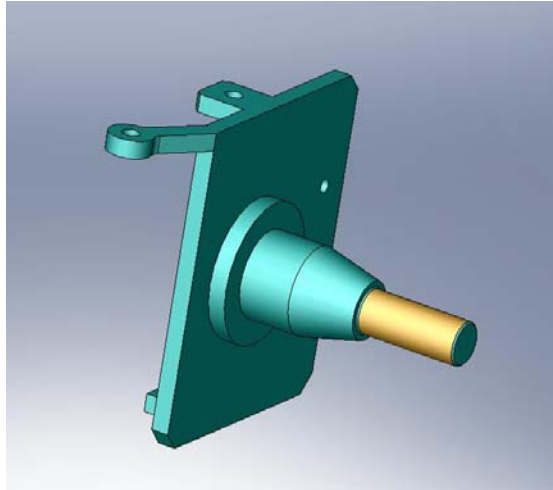
Estas permiten las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la dirección (el movimiento de la columna y el de las palancas de las manguetas no están en el mismo plano) como al efecto de la suspensión (las ruedas y con ellas las palancas de las manguetas, oscilan con la suspensión mientras que la columna esta unida al chasis). Las rotulas constan de tres partes esencialmente: una bola, un cojinete que se sitúa detrás de la bola y la carcasa para reducir el rozamiento y una carcasa que envuelve a los anteriores. La bola lleva acoplada una varilla roscada por la que se conecta a uno de los elementos a articular.

3.5 PALANCA DE LAS MANGUETAS

Son la última parte del cuadrilátero articulado. En su movimiento, por medio de las rotulas, tiran o empujan los extremos de las palancas, lo que ocasiona que estas giren alrededor del pivote junto con la mangueta ya que ambas palanca y mangueta están unidas solidariamente y se produce el giro de la

rueda. En el FSAE, esta palanca esta integrada en la propia mangueta, dándole un ángulo determinado por un cuadrilátero de ackermann, ver plano ssd6.

Figura 107. Mangueta



3.6 ANÁLISIS DE LA BATALLA Y EL ANCHO DE VÍA

3.6.1 Batalla. En el caso de los Fórmula SAE, por las características especiales de sus circuitos, la mayoría de los equipos optan por reducir la batalla lo máximo posible para dotar al monoplaza de reacciones vivas y nerviosas. Buscar la batalla más corta posible, tiene una complicación. Esta no es otra que el hecho de que la dimensión longitudinal del vehículo viene muy condicionada por la disposición de los elementos fundamentales del monoplaza, como son (de delante a atrás) el piloto, el motor y la transmisión. Con esto queda definida la mínima batalla.

3.6.2 Ancho de vía. En el caso de las vías delantera y trasera, la complejidad va más allá, porque, aunque también se ven condicionadas por las dimensiones de otros elementos, Las consideraciones a tener para la determinación del ancho de vía podrían ser las siguientes:

Ancho de vía menor.

- Facilidad de circulación entre los límites impuestos por el circuito de la competición
- Menor capacidad de aceleración lateral en ese tren
- Mayor generación de calor en la llanta exterior a la curva
- Situación del centro de balanceo (*roll center*) más alto, con los inconvenientes que se verán en el apartado de Suspensión

Ancho de vía mayor.

- Menor facilidad de circulación por zonas estrechas del circuito
- Más capacidad de aceleración lateral en ese tren
- Menor generación de calor en el neumático exterior (mejor reparto de temperaturas exterior-interior)
- Centro de balanceo más bajo

3.7 ANÁLISIS DE LA GEOMETRIA DE JEANTAUD EN EL FSAE

Se espera una buena estabilidad del rumbo (capacidad de conservar la dirección prefijada de movimiento) y una buena facultad de giro (capacidad de cambiar la trayectoria). Para lograr que las ruedas recorran trayectorias concéntricas sin deslizamiento, se adopta para el sistema la geometría del cuadrilátero de Jeantaud, que consigue este efecto con bastante aproximación si la orientación de los brazos de la dirección es tal que sus prolongaciones se cortan en la mitad del eje trasero cuando la relación entre la batalla (b) (distancia entre los ejes delantero y trasero) y el ancho de vía (a) (distancia entre los ejes de los pivotes de dirección de las manguetas de las ruedas dirigidas) es de:

$$b = (2 - 2,5)a^{(1)} \quad \text{Ecuación 128}$$

Se toma el mayor valor (2.5) para conseguir un ancho de vía pequeño.

De tal manera que:

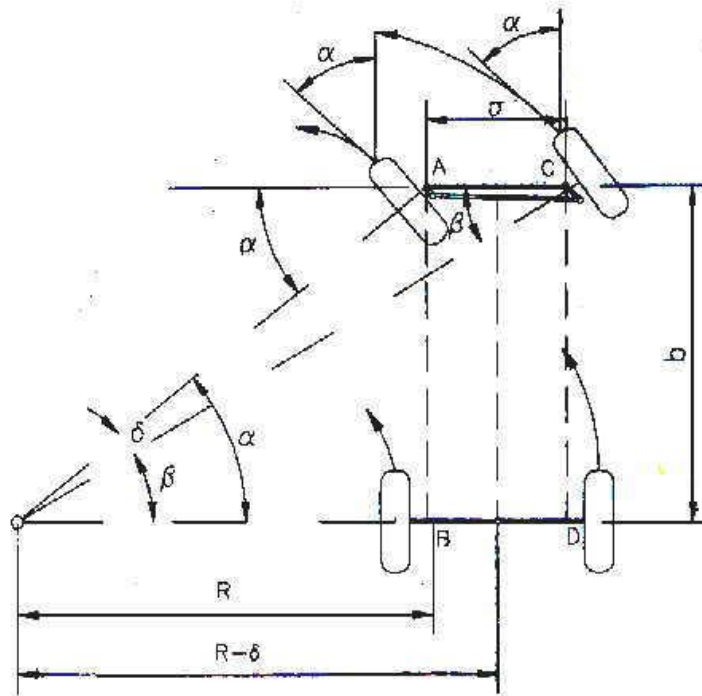
$$a = \frac{b}{2.5}$$

$$b = 1750\text{mm}$$

$$a = 700\text{mm}$$

La geometría de Jeantaud a cumplir es:

Figura 108. Geometría de Jeantaud



La relación geométrica que se cumple es:

$$Co \tan \beta - Co \tan \alpha = \frac{a}{b} \quad \text{Ecuación 129}$$

α = ángulo girado por la rueda interior

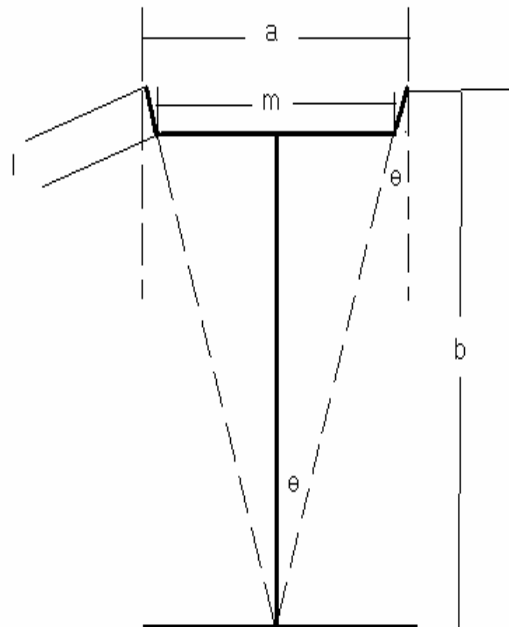
β = ángulo girado por la rueda exterior

$$Co \tan \beta - Co \tan \alpha = \frac{700}{1750}$$

$$Co \tan \beta - Co \tan \alpha = 0,4$$

La diferencia de las cotangentes de los ángulos de giro es un valor constante e independiente del radio de giro. Hay que calcular un trapecio de dirección adecuada para obtener la correlación de los ángulos α y β

Figura 109. Trapecio de la dirección



Del trapecio se aprecia que:

$$\tan \theta = \frac{a/2}{b} = \frac{a}{2b} \quad \text{Ecuación 130}$$

Donde θ es el ángulo de orientación de los brazos de la dirección.

$$a = 700\text{mm}$$

$$b = 1750\text{mm}$$

$$\theta = 11,31^\circ$$

También se tiene que la longitud de la varilla de dirección (m) es de:

$$m = a - 2l \operatorname{sen} \theta \quad \text{Ecuación 131}$$

Donde L es la longitud de los brazos de dirección, la cual es prefijada en 100mm por los requerimientos de espacio y por el tipo de mangueta usada, de tal manera que m es:

$$m = (700) - 2(100)(\operatorname{sen} 11,31^\circ)$$

$$m = 661.$$

El árbol de dirección realiza una desmultiplicación de giro y la multiplicación de fuerza necesaria para poder orientar las ruedas; 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 piloto pueda realizar la maniobra con el mínimo esfuerzo.

Como el momento de giro es igual a la fuerza por su radio, la desmultiplicación de los esfuerzos está en función del volante y de la rueda directriz del mecanismo de dirección, resultando las fuerzas aplicada y obtenida inversamente proporcionales a los radios de giro correspondientes

ya que el momento del esfuerzo de direccionamiento ha de ser igual al momento resistente del mecanismo de dirección:

$$F_1 R_1 = F_2 R_2 \quad \text{Ecuación 132}$$

O también:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{R_2}{R_1}$$

Es decir que cuanto mayor sea el diámetro del volante, menor será el esfuerzo a realizar, aunque las dimensiones de este están condicionadas por el espacio interior del habitáculo, ver plano sd2.

La relación de desmultiplicación (R_d) viene determinada por la relación que existe entre el ángulo (ν) descrito por el volante y el ángulo (R) obtenido en las ruedas directrices

$$R_d = \frac{\nu}{R}$$

Los vehículos comunes usan generalmente relaciones de desmultiplicación entre 12 y 24, pero los vehículos de competición tiene relaciones de desmultiplicación menores para que el piloto no tenga que hacer un giro excesivo del volante. Para el FSAE se utiliza una relación de desmultiplicación de 5 – por el bajo peso del vehículo –

3.8 ANÁLISIS DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN

El aro central del volante está sujeto a la columna de dirección mediante una

serie de tornillos en torno a este aro.

3.8.1 Rigidez torsional. En cuanto a la rigidez torsional, tiene que ver con cuánto se deforma un material debido a una carga torsional, es decir, al aplicarle un par. Éste puede ser aplicado por la fuerza que ejerce sobre el volante el propio conductor, o desde las ruedas delanteras, al pasar por un bache por ejemplo.

Este segundo caso puede resultar más peligroso porque el par aplicado a la columna de dirección es indeterminado y puede adquirir unas dimensiones mayores. Ésta es la característica que se debe cuidar para poder validar un mecanismo en la columna de dirección en cuanto a rigidez.

La rigidez torsional se puede medir mediante ensayos experimentales con galgas extensométricas. Se fija un extremo de la pieza y se le aplica un par. Se mide el ángulo girado y con ello se podría saber la rigidez a torsión haciendo la siguiente operación:

$$\text{Rigidez torsional} = \text{Par aplicado (kg}\cdot\text{m)} / \text{ángulo girado}^{\circ}$$

Los esfuerzos a los que está sometido el mecanismo en mayor medida son la flexión y la torsión. La flexión no es tan importante como la torsión, ya que las fuerzas aplicadas en el volante producen un par de torsión en la columna de dirección y en el mecanismo. De todos modos, no se debe perder de vista el momento flector aplicado en el mecanismo debido al diámetro del volante.

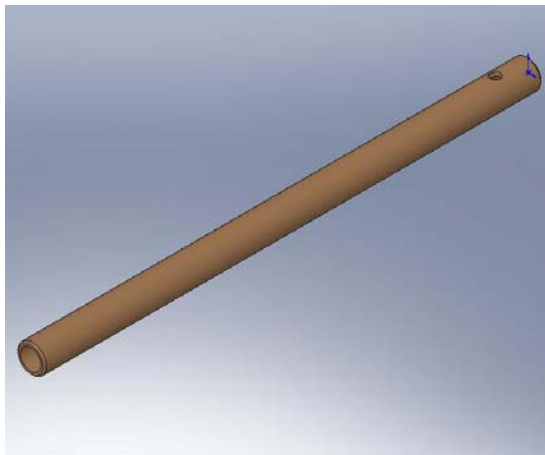
Los esfuerzos de diseño deben ser los de las peores condiciones, es decir, se debe diseñar el mecanismo con un gran margen de seguridad, por lo que es necesario establecer un esfuerzo máximo a partir de cuyos cálculos se base el diseño.

Generalmente, el par aplicado en un volante no es elevado. De hecho, el piloto debe poder girar el volante con facilidad, sin necesidad de grandes esfuerzos. Pero en todo proceso de diseño, el factor a tener en cuenta no es el uso en condiciones normales, sino en condiciones extremas, para estar del lado de la seguridad.

No es fácil medir el par que se aplicaría a la columna de dirección en condiciones extremas, a no ser que, sin más, se tomen como válidos los valores empleados por los fabricantes de vehículos. Experimentalmente, se podría medir el par que soporta la columna de dirección mediante un ensayo de torsión de una barra similar. En este tipo de ensayos se colocan bandas extensométricas en la barra y se miden los esfuerzos aplicados a medida que éstos se aumentan hasta que la barra se deforma plásticamente por fluencia. Este tipo de ensayos son destructivos (es decir, que la barra queda inutilizable).

Se toma como referencia de la columna a la barra cilíndrica, cuyas dimensiones para la columna FSAE son:

Figura 110. Barra de la dirección



Diámetro externo= 17mm

Espesor= 2mm

Si se aplica la teoría de torsión:

$$T = \left(\frac{\tau_{\max}}{r_m} \right) \cdot I_p \cdot$$

Siendo:

$$R_m = \frac{(r_{\max}) + (r_{\min})}{2} \quad \text{Ecuación 133}$$

$$\text{Momento de inercia polar } (I_p) = \left(\frac{\Pi}{32} \right) \cdot [(\phi_{\max})^4 - (\phi_{\min})^4] \quad \text{Ecuación 134}$$

Con lo cual, la barra de la columna de dirección actual soporta:

$$R_m = \frac{(8,5) + (6,5)}{2} = 7,5$$

$$(I_p) = \left(\frac{\Pi}{32} \right) \cdot [(0,013)^4 - (0,017)^4] = 5,396 \cdot 10^{-9} m^4$$

Si el material es acero inoxidable:

$$(\sigma_y) = 1,72 \cdot 10^8 N / mm^2$$

Para un $(\tau_y) = \frac{\sigma_y}{2}$, se tiene que $(\tau_y) = 0,86 \cdot 10^8 N / mm^2$

$$T = \frac{(0,86 \times 10^8)(5,396 \times 10^{-9})}{0,011425} = 40,618 N.m$$

Así que se puede tomar como valor de referencia.

Pero se debe tener en cuenta que el esfuerzo real al que estas piezas estarán sometidas será francamente menor. Por tener también un valor aproximado del valor de las fuerzas en condiciones normales, se podría calcular según la fuerza aplicada en la conducción.

Suponiendo que las fuerzas aplicadas en un volante de 250 mm de diámetro, fuesen de unos 2 Kg por mano, es decir, 20 N, el par que se estaría aplicando a la columna de dirección sería:

$$T_{\text{normal}} = 20 \times 2 \times 0.15 = 6 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Con lo cual, diseñándolo para un par de torsión de 40,618 N·m, se está asegurando mucho la resistencia de la columna.

3.8.2 Flexión. Aunque a priori parece menos importante, la flexión también se deberá tener en cuenta, ya que involuntariamente se aplican fuerzas sobre el volante, que pueden transformarse en un par flector considerable en las piezas del mecanismo.

No es fácil determinar cuál puede ser la fuerza axial aplicada en el aro del volante. Probablemente, en condiciones normales, esta fuerza es aproximadamente la del peso del brazo.

Si se aplican 5 Kg en cada lado del volante, el momento flector resultante sería:

$$M = 50 \times 2 \times 0.15 = 15 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Por otra parte, el momento flector no sólo no es muy elevado sino que no está aplicado en zonas puntuales, como sucedía con el par torsor.

3.8.3 Elementos de unión del volante. En la unión de la placa al volante se colocarán los pernos que ya dispone el aro del volante. Éstos son de acero de 8 mm de diámetro.

No obstante, sí se estudia la resistencia a cortante de los tornillos que unen la placa, se calcula la fuerza máxima (de diseño) que deberán soportar los 3 tornillos:

$$40,618 = 3 \times F_{1 \text{ perno}} \times 0.021 \Rightarrow F_{1 \text{ perno}} = 644,73 \text{ N}$$

Los tornillos se fabrican con acero de alta resistencia:

$$\sigma_{\text{acero}} = 3 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

En tensión cortante, el área que se debe considerar es el área del efecto cortante, la sección transversal:

$$A_{\text{perno}} = 4\pi D^2 \quad \text{Ecuación 135}$$

$$F = \sigma \times A_{\text{perno}} \Rightarrow 1821.42 = 3 \times 10^8 \times 4 \pi D^2 \Rightarrow D = 1.23 \text{ mm}$$

Los tornillos deben ser de un diámetro de 1.23 mm mínimo, para soportar los esfuerzos de cortante. Se han escogido de diámetro 8 mm ya que se dispone de espacio suficiente para ubicarlos y para mayor seguridad.

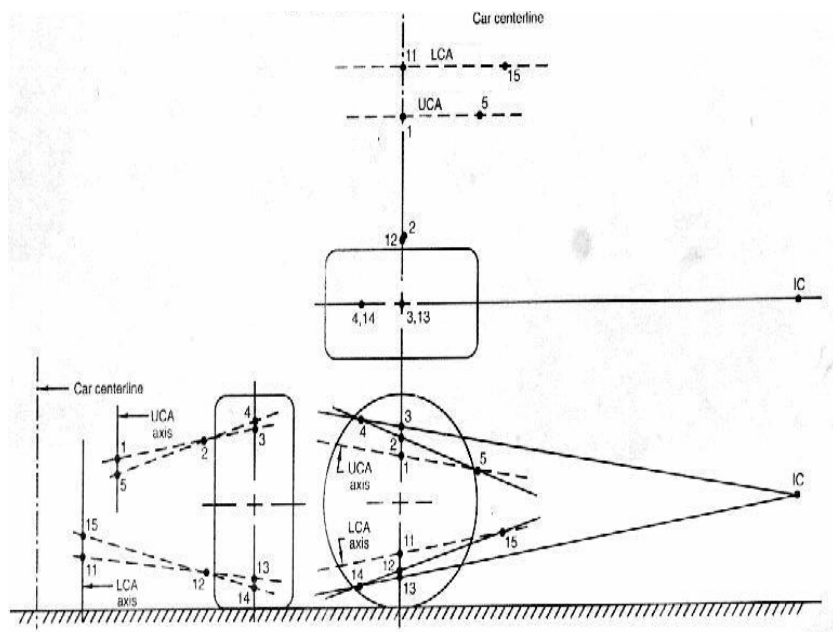
Como la columna de dirección opera a baja velocidad, el diseño hará uso de cojinetes fabricados de material de nylon.

4. SUSPENSIÓN

4.1 SUSPENSIÓN SHORT LONG ARM (SLA). Es el tipo de suspensión usada en el FSAE – delantera y trasera-; cada rueda es guiada mediante una barra superior (más corta) y una inferior (más larga), donde el otro extremo de las barras está articulado en la carrocería.

4.1.1 Aspectos generales de diseño.

Figura 111. Geometría general de una suspensión SLA



En la vista frontal, el pivote del brazo superior es el punto N°1 –altura= -, la articulación de rótula superior es el punto N°2 –altura= -, y la extensión en el plano longitudinal es el punto N° 3 –altura= -. Para el brazo inferior los puntos correspondientes son los N°11,12,13 –de alturas respectivamente-. Estos 6 puntos son transferidos a la vista lateral.

Deben extenderse 2 líneas en esta vista desde el centro instantáneo a través y más allá de los puntos N°3 y N°13.

Después se escoge un punto arbitrario en la vista lateral en la línea entre el centro instantáneo (IC) y el punto N°3, este punto será el punto N°4. Se repite este procedimiento para el brazo inferior para crear el punto N°14.

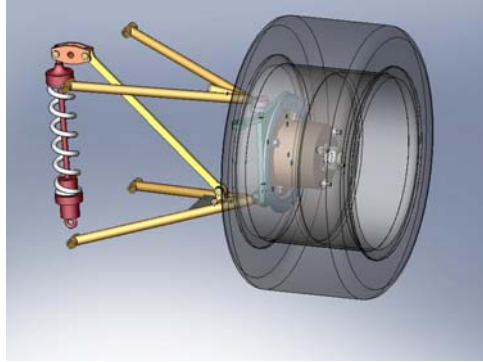
Para mantener la geometría deseada todos los puntos del brazo superior (del N°1 al N°4) están en un plano, al igual que los puntos del brazo inferior (del N°11 al N° 14) después se proyecta una línea desde el punto N°4 al punto N°2 en ambas vistas extendiendo esta proyección hasta estar a nivel con el punto N°1. En el brazo inferior se proyectó una línea desde el punto N°14 al N°12 extendiendo esta proyección hasta estar a nivel del punto N°11.

Se traza una línea vertical en la vista frontal que pasa por el punto N°1, la cual es la proyección frontal del eje del brazo de control superior (uca). Se identifica al N°5 –altura= - en esta línea vertical como la extensión de la línea trazada entre los puntos N°4 y N°2. De la misma manera, para el brazo de control inferior (Lca), se traza una línea vertical por el punto N°11, identificando el punto N°15 –altura= - como la extensión de la línea trazada entre los puntos N°14 y N°12.

Después se proyectan los puntos N°5 y N°15 a la vista lateral. Se traza una línea entre los puntos N°5 y N°1, y entre los puntos N°15 y N°11. Los pivotes de los brazos de control quedan sobre estas líneas, la cual es tomada de

acuerdo a la evaluación de la existencia de posibles interferencias.

Figura 112. Suspensiones Fsa



4.2 AMORTIGUACIÓN.

4.2.1 resortes.

Con base en la nomenclatura de la figura 83, se halla el esfuerzo máximo (f) el cuál es:

$$f = \frac{8Dw}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 136}$$

Donde w es la carga en vacío para la rueda.

Un valor recomendado para f es de 70000 psi , entonces:

$$\frac{D}{d^3} = \frac{70000}{(2,55 \times w)}$$

La relación D/d debe ser tal que cumpla con la anterior ecuación

La razón de la fuerza por unidad de desplazamiento (k) para un resorte helicoidal de alambre de acero es:

$$k = \frac{11 \times 10^6 d^4}{8D^3 N}$$

El valor de k es relacionado con la frecuencia deseada (2 Hz) de la siguiente manera³:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi(2) = 12,56 \text{ rad/s}$$

Donde m = masa amortiguada.

$$k = \frac{(12,56)^2 \cdot \omega \left(\frac{\text{Lb}}{\text{Pul}}\right)}{g}$$

Donde g es el valor de la gravedad.

Hay que tener en cuenta que con un D muy pequeño se presentaría efecto “columna” y que un N muy pequeño no es muy real (por ejemplo, un valor de 1), así que la elección final depende, además de los factores anteriores, de la disponibilidad de tamaños “comerciales” del alambre y de las limitaciones de espacio. Ver plano SSD13

4.2.2 Resorte helicoidal de compresión para las suspensiones

El resorte debe tener una fuerza mínima de 170 lb (756 N, carga que soporta un resorte con el vehículo en reposo) y una máxima de 300 lb (1335 N, carga que llega a soportar un resorte con el vehículo en movimiento), con una deflexión dinámica de 0,5 pulg. Se utiliza un alambre cuerda de piano (ASTM A228), granallado para obtener una resistencia más alta a la fatiga.

Las fuerzas media y alternante son:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{300 - 170}{2} = 65lb$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{300 + 170}{2} = 235lb$$

Se supone un diámetro de prueba de 0,25 pulg. del alambre, se supone un índice del resorte $C=6,5$, y se utilizan para calcular el diámetro medio de la espira, D , por medio de :

$$D = C \times d = 6,5 \times 0,394 = 2,56 pul$$

El factor cortante directo es:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{6,5} = 1,08$$

El esfuerzo inicial de la espira correspondiente τ_i :

$$\tau_i = \frac{K_s 8F_i D}{\pi d^3} = \frac{1,08 \times 8 \times 170 \times 2,56}{\pi(0,394)^3} = 19569 psi$$

El esfuerzo medio es:

$$\tau_m = \frac{K_s 8F_m D}{\pi d^3} = \frac{1,08 \times 8 \times (235) \times 2,56}{\pi(0,394)^3} = 27051 psi$$

El factor wahl es:

$$K_w = \frac{4C-1}{4C+4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4(6,5)-1}{4(6,5)+4} + \frac{0,615}{6,5} = 1,23$$

El esfuerzo cortante alternante en la espira es:

$$\tau_a = \frac{K_w 8F_a D}{\pi d^3} = \frac{1,23 \times 8 \times (65) \times (2,56)}{\pi (0,394)^3} = 8521 \text{ psi}$$

La resistencia máxima a la tensión para un material alambre de piano es:

$$S_{ut} = Ad^b = 184649(1,63)^{-0,1625} = 170556 \text{ psi}$$

$$S_{us} = 0,677S_{ut} = 113761 \text{ psi}$$

$$S_{ys} = 0,60S_{ut} = 0,60(170556) = 102334 \text{ psi}$$

La resistencia a la fatiga del alambre para resortes granallado es:

$$S_{ew} = 67500 \text{ psi}$$

$$S_{es} = 0,707 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0,707 S_{ew}} = 0,707 \frac{67500(113761)}{113761 - 0,707(67500)} = 82209 \text{ psi}$$

El factor de seguridad a la fatiga para las espiras a la torsión es:

$$N_{fs} = \frac{S_{es} (S_{us} - \tau_i)}{S_{es} (\tau_m - \tau_i) + S_{us} \tau_a} = \frac{82209(113761 - 48773)}{82209(67421 - 48773) + 113761(21239)} = 1,35$$

La tasa de resorte queda definida a partir de las dos fuerzas especificadas en su deflexión relativa:

$$K = \frac{\Delta F}{y} = \frac{300 - 170}{0,5} = 260 \text{ lb / pul}$$

El número de espiras activas deberá ser de:

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} = \frac{(0,25)^4 11,5E6}{8(1,63)^3 (260)} = 4,98$$

Para extremos cuadrados y rectificadas, el número total de espiras es:

$$N_t = N_a + 1 = 4,98 + 1 = 5,98$$

La altura de cierre es:

$$L_s = dN_t = 0,25(5,98) = 1,5 \text{ pul.}$$

La deflexión inicial para alcanzar la más pequeña de las dos cargas especificadas es:

$$y_{inicial} = \frac{F_{inicial}}{k} = \frac{170}{260} = 0,65 \text{ pul}$$

Para una altura de golpeo de 15% de la deflexión de trabajo:

$$y_{golpe} = 0,15y = 0,15(0,5) = 0,075 \text{ pul}$$

La longitud libre se determina a partir de:

$$L_f = L_s + y_{golpe} + y_{trabajo} + y_{inicial} = 1,5 + 0,075 + 0,5 + 0,65 = 2,73 \text{ pul}$$

La deflexión hasta la altura de cierre es:

$$y_{cierre} = L_f - L_s = 2,73 - 1,76 = 0,97 \text{ pul}$$

La fuerza a esta deflexión de cierre es:

$$F_{\text{cierre}} = ky_{\text{cierre}} = 260(0,97) = 251lb$$

El esfuerzo y el factor de seguridad a la altura de cierre es:

$$\tau_{\text{cierre}} = K_s \frac{8F_{\text{cierre}}D}{\pi d^3} = 1,08 \frac{8(251)(1,63)}{\pi(0,25)^3} = 72012 \text{ psi}$$

$$N_{\text{scierre}} = \frac{S_{ys}}{\tau_{\text{cierre}}} = \frac{102334 \text{ psi}}{72012 \text{ psi}} = 1,42$$

4.2.3 Selección del amortiguador.

El amortiguador disponible comercialmente con el coeficiente de amortiguación necesario y con el tamaño adecuado para los requerimientos de espacio (plano) es el *KONI2717*. Las dimensiones de los resortes de acero estirado en frío son:

$$\text{Delantero: } D = 1,38 \text{ pul.diam} \quad d = 0,25 \text{ pul.diam} \quad N = 5$$

$$\text{Traseras: } D = 1,5 \text{ pul.diam} \quad d = 0,25 \text{ pul.diam} \quad N = 5$$

4.3 RESORTE HELICOIDAL A LA EXTENSIÓN PARA LOS PEDALES

El resorte debe tener una fuerza máximo de 50 lb y un mínimo de 10 lb, con unas deflexiones calculadas para vida infinita.

Se supone un diámetro de prueba de 0,177 del alambre. Se supone un índice del resorte $C=9$, y se utiliza para calcular el diámetro medio de la espira D por medio de:

$$D = C * d = 9 * 0,177 = 1,59 \text{ pul}$$

Se utiliza un valor supuesto de C para determinar un valor apropiado para el esfuerzo inicial de las espiras τ_i a partir de:

$$\tau_{i1} = -4,231C^3 + 181,5C^2 - 3387C + 28640$$

$$\tau_{i1} = -4,231(9)^3 + 181,5(9)^2 - 3387(9) + 28640 = 9774 \text{ psi}$$

$$\tau_{i2} = -2,987C^3 + 139,7C^2 - 3427C + 38404$$

$$\tau_{i2} = -2,987(9)^3 + 139,7(9)^2 - 3427(9) + 38404 = 16699 \text{ psi}$$

$$\tau_i = \frac{\tau_{i1} + \tau_{i2}}{2} = \frac{9774 + 16699}{2} = 13237 \text{ psi}$$

El factor cortante directo es:

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{9} = 1,06$$

La fuerza de tensión inicial de la espira correspondiente F_i :

$$F_i = \frac{\pi d^3 \tau_i}{8 K_s D} = \frac{\pi (0,177)^3 (13237)}{8 (1,06) (1,59)} = 17,1 \text{ lb}$$

Esta fuerza debe ser menor que la fuerza mínima aplicada requerida F_{\min} , lo que en este caso así es. Cualquier fuerza aplicada inferior a F_i no causaría

deflexión sobre el resorte.

Las fuerzas media y alternante son:

$$F_a = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} = \frac{100 - 50}{2} = 25lb$$

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} = \frac{100 + 50}{2} = 75lb$$

El esfuerzo medio es:

$$\tau_m = \frac{K_s 8F_m D}{\pi d^3} = 1,06 \frac{8(75)(1,59)}{\pi(0,177)^3} = 57913 \text{ psi}$$

El factor wahl es:

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C + 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4(9) - 1}{4(9) + 4} + \frac{0,615}{9} = 1,16$$

El esfuerzo cortante alternante en la espira es:

$$\tau_a = \frac{K_w 8F_a D}{\pi d^3} = 1,06 \frac{8(25)(1,59)}{\pi(0,177)^3} = 21253 \text{ psi}$$

La resistencia máxima a la tensión para un material alambre de piano es:

$$S_{ut} = Ad^b = 184649(0,177)^{-0,1625} = 244633 \text{ psi}$$

$$S_{us} = 0,677S_{ut} = 163918 \text{ psi}$$

$$S_{ys} = 0,45S_{ut} = 0,45(244633) = 110094 \text{ psi}$$

La resistencia a la fatiga del alambre para resortes sin granallar es:

$$S_{ew} = 45000 \text{ psi}$$

$$S_{es} = 0,707 \frac{S_{ew} S_{us}}{S_{us} - 0,707 S_{ew}} = 0,707 \frac{45000(163918)}{163918 - 0,707(45000)} = 39477 \text{ psi}$$

El factor de seguridad a la fatiga para las espiras a la torsión es:

$$N_{fs} = \frac{S_{es}(S_{us} - \tau_{\min})}{S_{es}(\tau_m - \tau_{\min}) + S_{us}\tau_a} = \frac{39477(163918 - 38609)}{39477(57913 - 38609) + 163918(21253)} = 1,17$$

Los esfuerzos a flexión en los ganchos son:

$$C_1 = \frac{2R_1}{d} = \frac{2D}{2d} = C = 9$$

$$K_b = \frac{4C^2 - C - 1}{4C_1(C_1 - 1)} = \frac{4(9)^2 - 9 - 1}{4(9)(9 - 1)} = 1,09$$

$$\sigma_a = K_b \frac{16DF_a}{\pi d^3} + \frac{4F_a}{\pi d^2} = 1,09 \frac{16(1,59)(25)}{\pi(0,177)^3} + \frac{4(25)}{\pi(0,177)^2} = 40895 \text{ psi}$$

$$\sigma_m = K_b \frac{16DF_m}{\pi d^3} + \frac{4F_m}{\pi d^2} = 1,09 \frac{16(1,59)(75)}{\pi(0,177)^3} + \frac{4(75)}{\pi(0,177)^2} = 122685 \text{ psi}$$

$$\sigma_{\min} = K_b \frac{16DF_{\min}}{\pi d^3} + \frac{4F_{\min}}{\pi d^2} = 1,09 \frac{16(1,59)(50)}{\pi(0,177)^3} + \frac{4(25)}{\pi(0,177)^2} = 81790 \text{ psi}$$

La resistencia a la fatiga por torsión se convierte se convierte a una resistencia a la fatiga por tensión según la relación de Von Mises:

$$S_e = \frac{S_{es}}{0,577} = \frac{39477}{0,577} = 68418 \text{ psi}$$

$$N_{fb} = \frac{S_e (S_{ut} - \sigma_{\min})}{S_e (\sigma_{prom} - \sigma_{\min}) + S_{ut} \sigma_a} = \frac{68418(244633 - 81790)}{68418(122685 - 81790) + 244633(40895)} = 0,87$$

Los esfuerzos a torsión en el gancho, para un $C_2=5$:

$$R_2 = \frac{C_2 d}{2} = \frac{5(0,177)}{2} = 0,44 \text{ pul}$$

$$K_{w2} = \frac{4C_2 - 1}{4C_2 - 4} = \frac{4(5) - 1}{4(5 - 4)} = 1,19$$

$$\tau_{Ba} = K_{w2} \frac{8DF_a}{\pi d^3} = 1,19 \frac{8(1,59)(25)}{\pi(0,177)^3} = 21717 \text{ psi}$$

$$\tau_{Bm} = K_{w2} \frac{8DF_m}{\pi d^3} = 1,19 \frac{8(1,59)(25)}{\pi(0,177)^3} = 65152 \text{ psi}$$

$$\tau_{B\min} = K_{w2} \frac{8DF_{\min}}{\pi d^3} = 1,09 \frac{8(1,59)(25)}{\pi(0,177)^3} = 43435 \text{ psi}$$

El factor de seguridad a la fatiga para el gancho a la torsión es:

$$N_{fs} = \frac{S_{es} (S_{us} - \tau_{\min})}{S_{es} (\tau_m - \tau_{\min}) + S_{us} \tau_a} = \frac{39477(163918 - 43435)}{39477(65152 - 43435) + 163918(21717)} = 1,08$$

La constante del resorte queda definida a partir de las dos fuerzas especificadas en su deflexión relativa:

$$K = \frac{\Delta F}{y} = \frac{100 - 50}{0,5} = 100 \text{ lb / pul}$$

El número de espiras activas deberá ser de:

$$N_a = \frac{d^4 G}{8D^3 k} = \frac{(0,192)^4 11,5E6}{8(1,44)^3 (100)} = 6,54 = 6 \frac{1}{2}$$

El número total de espiras en el cuerpo y en la longitud del cuerpo son:

$$N_t = N_a + 1 = 6,5 + 1 = 7,5$$

$$L_b = N_t d = 7,5(0,192) = 1,44 \text{ pul}$$

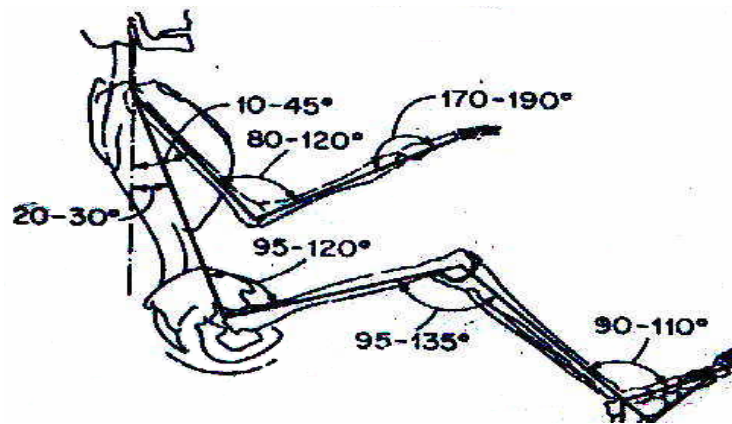
5. ASIENTO DEL PILOTO³⁰

El requisito del asiento es el obtener la mayor comodidad posible para el piloto, consiguiendo una postura correcta, una sustentación lateral aceptable así como un apoyo adecuado para las piernas.

5.1 Inclinación. La inclinación del asiento, afecta a la comodidad del piloto así como al centro de gravedad del vehículo. El aumentar la inclinación, reclinando el asiento, hará bajar el centro de gravedad, sin embargo esta operación requiere una mayor longitud del cockpit. Para una posición cómoda para el piloto el ángulo debe ser mayor que 90° respecto al plano horizontal del suelo del monoplaza. Ya que de esta forma la presión sobre la columna vertebral disminuye, repartiendo el peso del cuerpo a lo largo de la espalda del piloto.

³⁰ CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.10.

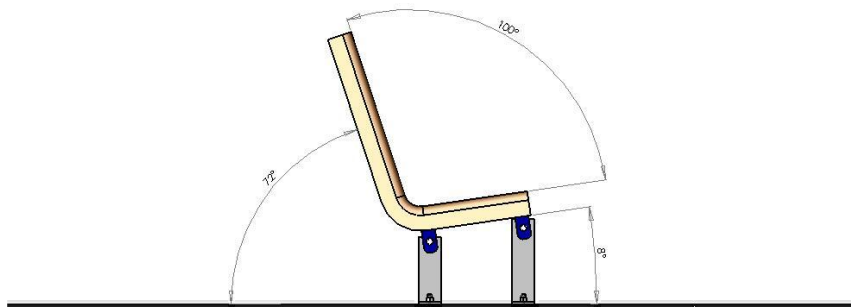
Figura 113. Angulos adecuados para la postura corporal



Mc CORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990. p.30

A continuación se muestran la posición del asiento del fsae en el habitáculo:

Figura 114. Asiento FSAE



Un apoyo alto para las piernas es otro factor que influye en el confort del piloto y esta relacionado con el ángulo de inclinación. Los asientos deportivos no tienen ajustes de inclinación, y están fabricados en una sola pieza.

Un asiento debe tener un buen apoyo lateral para el trazado de trayectos

curvos. Se requiere un buen agarre lateral en el asiento, porque si el piloto no se encuentra cómodo tomando la curva, los resultados no serán buenos en el cronómetro.

El tipo de asiento normalmente empleado en la competición Formula SAE suele ser encargado bajo pedido y realizado a mano. Se construye a base de fibra de vidrio reforzado con termo-plástico, dando un aceptable apoyo lateral y grado de libertad según la inclinación al que es anclado. Suelen montarse a menos de 20° de su posición horizontal. Su peso suele estar entorno a los 2 kg. En su contra tiene un apoyo para las piernas muy escaso.

6. CAPACIDAD DE TORQUE DE LAS ESTRÍAS DE LOS ACOPLES EN LA UNIÓN EJE TRASERO RUEDA

El torque a ser transmitido por el acople fue determinado en el anexo D, el cual es de:

$$T = \frac{(63000 \times 2,74 \text{HP})}{6300 \text{rpm}} = 48 \text{ lb-in} = 553,6 \text{ Kg-mm}$$

Las estrías que alojan al eje de entrada son del tipo:

Figura 115. Acople eje - rueda

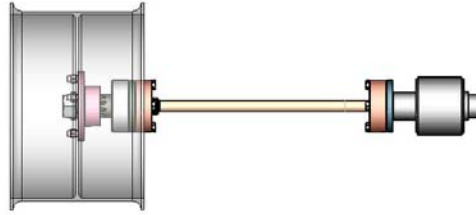


Tabla 29. Características de las estrías.

DENOMINACIÓN	VALOR
Número de ranuras i	20
Longitud de la estría	41 mm
Diámetro exterior D_{ext}	28 mm
Diámetro interior D_{int}	26 mm
Material	4340 OQT 400 F ^o

Para determinar la capacidad de torque de las estrías, se tiene³¹:

$$T_C = 0,7xLxM_{10}$$

Donde:

T_C = Capacidad de torque admisible en Kg-mm

M_{10} = Momento admisible para una presión de ajuste de 10 Kg/mm

L = Longitud de la estría en mm.

Tomando los valores de la tabla 1.5¹⁰ del libro de Diseño de Máquinas II, se obtienen los siguientes valores:

³¹ ROJAS, Hernán. Diseño de maquinas II. Bucaramanga: UIS, 1992.

Tabla 30. Resultados del proceso de cálculo del M_{10}

i	Dint (mm)	M_{10} (Kg-mm)
20	26	218,375

Reemplazando los valores de la tabla:

$$T_c = 0,7 \times 20 \times 218,375 \text{ Kg} - \text{mm} = 3057,25 \text{ Kg} - \text{mm}$$

Comparando el torque a transmitir con la capacidad de torque de la estría que aloja al eje, se verifica que la estría soporta adecuadamente, con un factor de servicio de:

$$N_{FS} = \frac{T_c}{T} = \frac{3057,25}{553,6} = 5,52$$

En la siguiente figura se puede apreciar el acople correspondiente

7. CALCULO TIPO PARA EL TORQUE DE EJES ESTRIDOS

Los procedimientos de cálculo están descritos de manera secuencial a través de un cálculo tipo respectivo, el cual ilustra de manera clara la metodología seguida para la obtención de las tablas de resultado. Los cálculos tipo consisten en un ejemplo por procedimiento para evitar la redundancia, de tal manera que en algunos casos la exposición se reducirá a consignar los resultados requeridos.

Considerando una potencia de 123 HP, y teniendo como punto de partida para el análisis que el máximo corte se da a la mínima velocidad de giro

(13000 rpm), se hace la siguiente verificación de las condiciones de operación:

Se calcula el torque a que está sometido el eje estriado en la condición más crítica o de máxima carga mediante la siguiente ecuación:

$$T(N - m) = \frac{Pot(HP) \times \frac{0,746Kw}{1HP}}{w\left(\frac{rev}{min}\right) \times \frac{2\pi rad}{rev} \times \frac{min}{60seg}}$$

$$T(N - m) = \frac{123(HP) \times \frac{0,746Kw}{1HP}}{13000\left(\frac{rev}{min}\right) \times \frac{2\pi rad}{rev} \times \frac{min}{60seg}} = 350 \text{ N-m}$$

Donde:

Pot = Potencia (HP) = 123

W = Velocidad de giro (rpm) = 13000

T=Torque (N-m) = 350

Se calcula el torque permisible en el eje estriado por medio de la siguiente ecuación:

$$T = (S \times h \times l \times r_m) \times n \quad \text{Ecuación 137}$$

Donde:

S = Esfuerzo de tensión SAE = 6895000(N/m²)

H = Altura de la estría = 3,4 mm

L = Longitud estría de trabajo = 78,5 mm

r_m = Radio medio =(D+d)/4

D = Diámetro mayor = 35 mm

D = Diámetro menor = 28 mm

N = Número de estrías = 6

$$T = (6895000 \times 3,4 \times 10^{-3} \times 78 \times 10^{-3} \times 0,029) \times 20 = 530,28 N - m$$

Se compara el torque máximo de operación con el torque permisible:

$$T_{permisible} > T_{su\ min\ istrado}$$

$$530,28 N - m > 350 N - m$$

8. SOLDADURA EN LA PLACA TRIANGULAR DE LA BARRA DE DIRECCIÓN

$$\tau = \frac{M * r}{J} \quad \text{Ecuación 138}$$

Donde

J = Momento polar

$$J = J_u * 0,707 * h$$

$$J_u = 2\pi * r^3$$

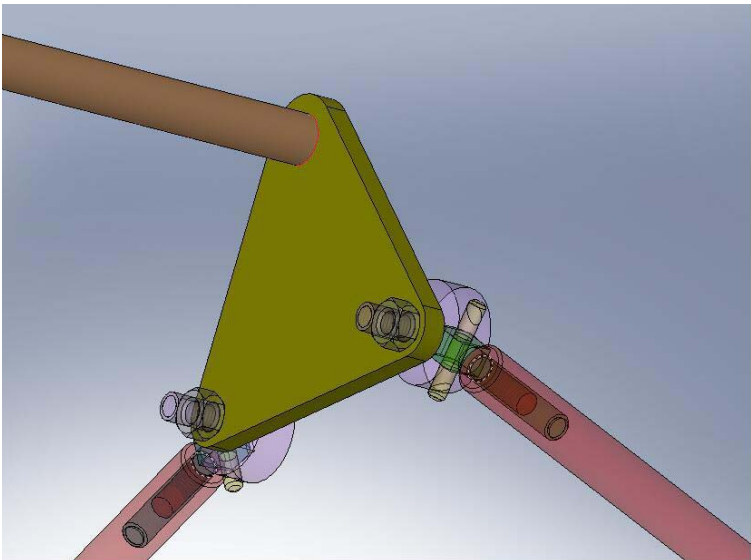
$$J = 2\pi * r^3 * 0,707 * h$$

$$M = F * d$$

r = Distancia centroide de la unión soldada-cordón de soldadura

d = distancia fuerza-centroide

Figura116. Soldadura placa triangular barra dirección



ANEXO I. ANÁLISIS ECONÓMICO FSAE UIS³²

El análisis de costos tuvo en cuenta en cuenta recomendaciones de las normas Formula SAE, tales como:

- ▶ Los costos del prototipo no incluyen el costo de herramientas o de maquinaria.
- ▶ Los costos de la hora trabajada son estimados en 35 dólares.
- ▶ En los costos del motor se incluyen los del embrague y la caja de cambios.

El tipo de motor que usaría el Formula SAE UIS es considerado como ultra – high por ser capaz de producir más de 10 HP por cada 100 cc de desplazamiento , y para este tipo de motor se estima un costo de 12,5 dólares por cc.

- ▶ Otros costos de fabricación son:

Soldadura: 0,14 dólares por cm.

Corte de tubos: 0,16 dólares por cm.

Doblaje tubos: 0,08 dólares por cm.

Preparación extremos del tubo para soldadura: 0,75 dólares por extremo

Taladrado: 0,35 dólares por orificio.

³² www.formulasae/rules/competitions/formulaseries/students.sae.org

El reporte debe ser dividido en las siguientes 8 secciones:

1. SISTEMA DE FRENOS

<i>Sistema de frenos</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Líneas de frenos	X		20
Calipers	X		120
Depósito líquido	X		10
Bomba de frenos	X		45
Soporte bomba		X	15
Discos delanteros	X		50
Disco trasero	X		30
Soporte freno trasero		X	15
Sujetadores	X		15
Ensamblaje			280
Subtotal			600

2. RUEDAS

<i>Ruedas</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado o adaptado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Llantas	X		500
Rines	X		1600
Manguetas		x	200
Mazas		X	200
Ensamblaje			105
Subtotal			2605

3. MOTOR Y TRANSMISIÓN.

<i>Motor y transmisión</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Kit Motor	X		7500
Silenciador	X		150
Carburador	X		200
Soportes del motor		X	50
Tanque de combustible		X	40
Radiador	X		150
Líneas de refrigeración	X		20
Semiejes con juntas		x	370
Soporte del diferencial		X	100
Sprockets		X	50
Cadena de competición	X		70
Rodamientos	X		60
Diferencial	X		455
Sujetadores	X		20
Ensamblaje			315
Subtotal			9550

4. CHASIS.

<i>Chasis</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Pedales	X		50
Sistema de cambios	X		60
Control del carburador	X		40
Tubería estructural	X		500
Soldadura	X		50
Dobleces de la tubería		X	50
Corte de la tubería		X	50
Acabado de la tubería		X	70

Fibra de Vidrio	X		200
Procesamiento Fibra de Vidrio (carrocería)		X	300
Panel del piso		X	45
Sujetadores	X		50
Ensamblaje		X	2800
Subtotal			4265

5. INSTRUMENTOS Y ELECTRÓNICA.

<i>Instrumentos y electrónica</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Tacómetro	X		20
Kit módulo de control	X		2450
Cableado	X		40
Interruptor de parada del motor	X		50
Indicador de temperatura del agua	X		20
Luz de frenado	X		20
Batería	X		30
Interruptor de encendido	X		20
Sujetadores	X		20
Ensamblaje			525
Subtotal			3195

6. MISCELANEOS.

<i>Misceláneos</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Asiento	X		50
Arnés de seguridad	X		30
Pintura estructura tubular	X		40
Pintura carrocería	X		300
Pared antifuego		X	50
Espejos	X		35
	Subtotal		505

7. SISTEMA DE DIRECCIÓN.

<i>Sistema de dirección</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado o adaptado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Volante		X	90
Barra de dirección		X	120
Sistema eslabones		X	200
Tirantes		X	50
Rótulas	X		100
Sujetadores	X		20
Ensamblaje			560
	Subtotal		1140

7. SUSPENSIÓN.

<i>Suspensión</i>	<i>Comprado</i>	<i>Fabricado o adaptado</i>	<i>Costo Dólares</i>
Amortiguadores con resorte	X X		400
Brazos de la suspensión		XX X X	120
Soporte de los brazos		X	80
Barras estabilizadoras		X	70
Sujetadores	X		20
Ensamblaje			875
	Subtotal		1565

8. INFORME FINAL DE COSTOS

<i>Sistema</i>	<i>Dólares</i>
Frenos	600
Ruedas	2605
Motor y transmisión	9550
Chasis	4265
Instrumentos y electrónica	3195
Misceláneos	505
Sistema de dirección	1140
Suspensiones	1565
TOTAL	23425

ANEXO J. RESPUESTA SAE AL PROYECTO

De: "Steve Daum" <SDaum@sae.org> [[Añadir a la Libreta de Direcciones](#)]

Para: "Miguel Mateus" <mateusteamracingfsae@latinmail.com>

Fecha: jueves, 18 de octubre de 2007 14:11:46

Tema: **RE: colombiano fsae car**

Cc: "Michael Royce" <mjr01@comcast.net>, "Kaley Zundel" <shellham@sae.org>

Texto del mensaje:

Miguel, We are pleased to hear that a Formula SAE team has been formed at Universidad Industrial de Santander. Rookie Formula SAE teams should keep in mind that building and competing with a Formula SAE car involves both engineering design and engineering project management. The most common problem encountered by 1st year FSAE teams is not managing the project. If your project isn't properly managed the car won't be completed. We believe the first steps in your project should include: developing a management plan, assessing your available resources and team member skills, establishing a budget, making a fund raising plan and setting timelines covering the design, fabrication, documentation and shipping process. There are a lot of other things involved in project planning but those are some of the critical points. In developing your time line you must factor in how long it will take to ship your car from Columbia and to clear US customs. Do not underestimate how long shipping and customs can take.

Also, we strongly recommend that some of the team members attend one of our 2008 FSAE events to observe the process of competing. At the competition you'll have the chance to meet other teams and study their vehicles. Next year's US competitions are Formula SAE at VIR, April 23-26 in Alton, VA; Formula SAE, May 14-18 in Brooklyn, MI and Formula SAE West, June 25-28 in Fontana, CA.

We hope to see you in 2008 and to see your team with a car in 2009.

Best regards, Steve Daum

-----Original Message-----

From: Miguel Mateus [mailto:mateusteamracingfsae@latinmail.com]

Sent: Thursday, October 18, 2007 2:12 PM

To: Steve Daum

Cc: mateusteamracingfsae@latinmail.com

Subject: colombian fsae car

Hello, we want to thank you for your request. In this e-mail we hope you could see one of the designs of our car. We are two students whose objective is , this year, to learn about the rules, investigate about the car systems, and have a basis for them who, next year, will conform many teams to do a detailed design and build the car, with the objective to compete in 2009. By the moment, the systems of the car would be: ENGINE: Yamaha YZF R6. SEQUENTIAL GEAR BOX. SPROCKETS AND CHAIN. TORSEN DIFERENTIAL. TRIPOD JOINTS. GOODYEAR TIRES R13 - front and rear-. SUSPENSION: Unequal A-Arms. BRAKES: Discs, two in front, one mounted in the diferencial. CHASIS: Tubular steel structure. We would like to know your opinions and SAE opinions about this colombian project. Thanks a lot. MECHANICAL ENGINEERING STUDENTS. UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER SAE CHAPTER. BUCARAMANGA. COLOMBIA. MIGUEL MATEUS. OSCAR PEREZ. Faculty Advisor: ISNARDO GONZALEZ.mateusteamracingfsae@latinmail.com

ANEXO K. LLANTAS GOODYEAR

Catálogo N.º1: Disponible en <http://www.racegoodyear.com/distributors.html>

Our FSAE Tire:

Goodyear offers tires that have been designed specifically for the FSAE event. We've combined an extremely soft compound with an already successful carcass to develop what we feel is the best tire for this competition. If you would like more information on the tires, please contact Adam Tubbs with the information supplied below. Where to purchase the tires:

Goodyear rain tire selection

For 10" rims, we have a hand carved Eagle F-1 tread pattern in the R085 compound. For 13" rims, we have a molded Eagle G-18 Gatorback design in the R065 compound. Please see our entire tire lineup below. Any questions, please contact Adam Tubbs with the information supplied below.

Available Dry Tire In the R065 compound:

- Sizes:**
- D1383, R065 - 18.0x6.5-10
 - D1385, R065 - 20.0x6.5-13
 - D1386, R065 - 20.0x8.0-13
 - D2509, R065 - 20.0x8.0-13



Available Wet Tire Sizes:



Goodyear F-1 Eagle, D1103, R085, 18.0x6.5-10, rain tire



Goodyear G-18 Eagle, D1317, R065, 20.0x6.5-13, rain tire

Tire Care Information

Scuffing Race Tires

Scuffing race tires prior to the Formula SAE Competition is recommended because it breaks in the carcass of the tire, improves the overall consistency of the tread compound, and extends the life of the tire. Due to the light weight of Formula SAE cars, the tires should be inflated to 20 psi when scuffing in a new set so that more energy is put into the footprint. If a new sticker set of tires is run too hard before the tread compound heats up, the tread could tear or grain. Therefore, the tires should be brought up to temperature slowly during the scuffing procedure. For example, run an out lap at a 70% pace, followed by another lap at an 80% pace, then a lap at a 90% pace, and once the grip level feels like it's coming in good, run a couple of hard laps, then a slow cool down lap. The total number of laps depends on the length of the course, the surface of the course, and the temperature of the course. Tires should be scuffed before coming to Pontiac, MI because the practice course at the Silverdome isn't large enough to properly scuff a set of tires.

Mounting Race Tires

Goodyear Formula SAE tires must be mounted on the wheels and run on the car so that the tread splice overlap is oriented in a particular way so that it doesn't tear open under front braking torque or rear drive torque. Goodyear race tires have a serial number that appears on only one side of the tire. It's stamped on the sidewall of the tire down near the bead. Here's an example of a serial number, "5ABCD123". The tires should be mounted on the rims so that the serial number points to the left on both fronts and the right on both rears. After tires have been scuffed, and then run for awhile, it's ok to move used tires to different positions on the car, or to dismount and flip the tires on the rims in order to get more life out of the tires. New tires must be mounted as follows:

LF: serial number to the outside of the car

RF: serial number to the inside of the car

RR: serial number to the outside of the car

LR: serial number to the inside of the car



FORMULA SAE

20.0X6.5-13

TIRE ROLLING RESISTANCE DATA

TIRE SIZE (INCHES)	RIM SIZE (INCHES)	CALCULATED ROLLING RESISTANCE AT THE SPECIFIED LOAD AND INFLATION (POUNDS)					
		100 LBS 11 PSI	250 LBS 15 PSI	400 LBS 11 PSI	100 LBS 15 PSI	250 LBS 15 PSI	400 LBS 15
20.0x6.5-13	6.0	0.93	4.56	8.81	.038	3.21	6.60

NOTE: The spindle bearing drag from friction (machine loss) has been removed, and the data has been temperature corrected to 75 degrees Fahrenheit.

ANEXO L. YAMAHA YZF R6

Catálogo N.º 2: Disponible en: <http://www.yamaha-motor.co.uk/products/motorcycles/supersport/yzfr6.jsp>

2006 YZF-R6



-Choose Comparison Model-

Engine

Type	600cc, Liquid cooled, 4-stroke, forward inclined inline 4 cylinder, DOHC, 16-titanium valves
Bore x Stroke	67.0 x 42.5mm
Compression Ratio	12.8:1
Carburetion	Fuel injection w/ YCCT
Ignition	TCI
Transmission	6-speed w/multi-plate clutch
Final Drive	#525 V8 O-ring chain

Chassis

Suspension/Front	41mm inverted telescopic fork w/adjustable preload, separate high & low-speed compression damping, rebound damping; 4.7" travel
Suspension/Rear	Single shock w/adjustable preload, separate high & low-speed compression damping, rebound damping; 4.7" travel
Brakes/Front	Dual 310mm floating discs w/radial mount, forged 4-piston calipers
Brakes/Rear	220mm disc w/ single-piston caliper
Tires/Front	120/70-ZR17
Tires/Rear	180/55-ZR17

Dimensions

Length	80.3"
Width	27.6"
Height	43.3"
Seat Height	33.5"
Wheelbase	54.3"
Rake (Caster Angle)	24°
Trail	3.8"
Fuel Capacity	4.6 gallons
Oil Capacity (with oil filter change)	3.59 qts.
Dry Weight	357 lbs.

Other

Main Jet	Not Applicable
Main Air Jet	Not Applicable
Jet Needle	Not Applicable
Needle Jet	Not Applicable
Pilot Air Jet 1	Not Applicable
Pilot Outlet	Not Applicable
Pilot Jet	Not Applicable
Primary Reduction Ratio	85/41 (2.0731)
Secondary Reduction Ratio	45/16 (2.8125)
Gear Ratio - 1st Gear	31/12 (2.583)
Gear Ratio - 2nd Gear	32/16 (2.000)
Gear Ratio - 3rd Gear	30/18 (1.667)
Gear Ratio - 4th Gear	26/18 (1.444)
Gear Ratio - 5th Gear	27/21 (1.286)
Gear Ratio - 6th Gear	23/20 (1.150)

ANEXO M. AMORTIGUADORES KONI

Catálogo N°3: Disponible en <http://www.koniracing.com>



Introduction to the 28-Series

The 28 Series is a line of mono-tube shocks and struts specifically designed for competition purposes, featuring individual external adjustments for compression and rebound forces. It has earned an impressive worldwide resume ranging from premier series like Formula 1, Champ Car, Indy Racing League, Formula 3, British and German Touring Cars, etc. down to amateur championships including the SCCA and NASA.

The 28 Series has garnered victories at the world's most prestigious races including the Indy 500, LeMans 24hr, Sebring 12hr and others. The 28 Series is the shock of choice of racing manufacturers including Dallara, and leading teams including Pro-drive.

The 28 series uses an advanced adjustment cartridge that controls the opening and closing of valve loaded ports. Distinct stops (clicks) assure that each port can only be either open or closed. Thus total repeatability of performance is engineered into the damper.

Working principles of 2812 and 2817

The 2812 and 2817 is a mono-tube damper meaning the damper has only one working tube. When the piston rod is pushed into the body of the damper, it displaces its own volume in oil. To make this possible a part of the damper is filled with nitrogen and separated from the oil by a floating piston. When the piston rod is pushed into the body of the damper, its volume will push down the floating piston a small amount and thereby create more space in the cylinder to accept the incoming piston rod. With movement of the damper, oil will flow through separate cartridges located in the piston.

In these cartridges the oil will flow through valve loaded ports. When the oil flows through

it creates a pressure drop over the piston which gives a damping force on the piston rod. The use of separate cartridges for the 2812 is a unique and patented Koni feature. The damper forces are generated by the amount of oil flowing through the piston and not the much smaller amount of oil displaced by the piston rod only. Two cartridges are contained in the main piston, one for bump and one for rebound. They operate totally independent of each other. For both bump and rebound 8 adjustment positions are available.

By having all forces generated by the piston itself, the control over the damping forces is very precise. A separate reservoir is not needed to accommodate the bump adjuster. This makes the installation simple, lightweight and clean.

The 2817 series strut uses a "twin guide" installation. The primary guide is fitted to the top of the main cylinder. The secondary guide is fitted to the lowest point of the damper body itself and runs up and down inside the strut housing. Therefore as the strut is compressed, the distance between the two guides increases. This reduces friction and increases strength dramatically under load. Damping adjustments for rebound and compression are made at the bottom of the strut unit.

The [2812 MK II](#) is used on formula car and prototype sports racer suspensions. The [2812 LB](#) features a modular design that better accommodates the longer lengths and various attachment styles required for touring car specifications. The [2817](#) is an inverted mono-tube strut that has been designed to handle the special loadings for a strut style suspension.

2812 Long Body Series



Description

The 2812 LB (Long Body) works the same as the 2812 MK II Series but utilizes a modular design allowing a much longer damper than our standard 2812 MK II. There are three standard eye configurations available but due to its modular design, these attachments can be easily modified to meet the necessary requirements. Steel caps for both the lower and upper attachments are available to fabricate custom mountings. We have designed and built applications for a number of vehicles as well, including the 350Z, S2000 and M3s.

Catálogo N.º4: Disponible en <http://www.ekchain.com>

ROAD RACING CHAINS



RXO Series: The Champions' Choice

When second place isn't an option, choose an RXO series chain. Its weight-saving design and friction-reducing Quadra-X Ring seals have helped the RXO win numerous national championships. But even if you don't race, the RXO is an excellent street chain, especially if you're looking to save weight without compromising durability.

Recommended application: up to 1000cc/120hp for 520RXO; up to 1000cc/150hp for 525RXO; up to 1100cc/150hp for 530RXO

Available colors: gold, chrome

Tensile strength: 8500 lbs. for 520RXO; 9300 lbs. for 525RXO; 9400 lbs. for 530RXO

Zero Stretch Technology available as an option on the 520RXO chain.



RX Series: Non-Sealed for Ultra-Light Weight

Our RX-series chains are designed specifically for racers who need to shave every ounce from their bikes and don't mind replacing their chains on a regular basis. The RX chains are similar to the RXO line, but RX chains have no O-ring seals, saving up to half-a-pound versus their sealed counterparts.

Recommended application: up to 600cc/120hp for 520RX; up to 750cc/150hp for 530RX

Available colors: gold, chrome

Tensile strength: 8400lbs. for 520RX; 9400 lbs. for 530RX

Road Racing Chain Applications By Engine Displacement

250cc	520RX			
350cc	520RX			
400cc	520RX			
500cc	520RXO	525RXO		520RX
600cc	520RXO	525RXO		520RX
750cc	520RXO	525RXO		530RX
900cc	520RXO	525RXO		530RX
1000cc	520RXO	525RXO		530RX
1300cc	530RXO			




Note: These are only general recommendations. Refer to your owner's manual, the EK [chain selector](#) or check your current chain to determine the correct chain size for your bike.

ANEXO O. RINES

Catálogo N^o5: Disponible en <http://www.kodiakracingwheels.com/ordering.html>



PLEASE NOTE: All forged wheel styles and anodize colors are available in all inch wheel diameters & sizes. Anodizing colors available (\$40. per wheel) are: GOLD, BLACK, AND RED.

Wheel Sizes		Price (per Wheel)		Sample Photos
Diameter	Width	Single-Set	Multi-Set	
13 INCH				<p>FORGED CENTERS: [click to enlarge]</p>  <p>13 inch FX wheels</p>  <p>13 inch RT wheels</p>  <p>13 inch STX wheels</p>
13 inch	5 inch	\$401.11	\$369.02	
13 inch	5.5 inch	\$408.46	\$375.79	
13 inch	6 inch	\$420.48	\$386.84	
13 inch	6.5 inch	\$427.83	\$393.60	
13 inch	7 inch	\$431.64	\$397.10	
13 inch	7.5 inch	\$439.23	\$404.09	
13 inch	8 inch	\$452.14	\$415.97	
13 inch	8.5 inch	\$455.93	\$419.46	
13 inch	9 inch	\$462.27	\$425.29	
13 inch	9.5 inch	\$476.01	\$437.93	
13 inch	10 inch	\$491.83	\$452.49	
13 inch	10.5 inch	\$501.96	\$461.80	
13 inch	11 inch	\$514.65	\$473.48	
13 inch	11.5 inch	\$526.05	\$483.97	
13 inch	12 inch	\$564.35	\$519.20	
13 inch	12.5 inch	\$590.38	\$543.15	
13 inch	13 inch	\$602.06	\$553.89	
13 inch	13.5 inch	\$613.20	\$564.14	
13 inch	14 inch	\$619.54	\$569.97	
13 inch	14.5 inch	\$627.13	\$576.96	

ANEXO P. BATERÍA

Catálogo N°6: Disponible en <http://www.imoto.cl/s.o/productos>



**Facilite la carga y evite molestias,
VENDA BATERÍAS CNB
CON ÁCIDO INCLUIDO!**

Catálogo	Tipo	Aplicaciones
225-22043	CBT4L-BS	Honda Cargo 00-05, Titan (KS) 01-05, Aero 50, Tact 50, C100 Biz 99-04, XR250L 91-94, Vento ZipR3 00-03; Polaris Sportsman Scrambler 50/90 01-02, Sportsman 90-01, NXR125 BROS ES 03-05.
225-22053	CBTX5L-BS	Honda Elite 80 93-04; Yamaha YW100 (Bws) 100, Kawasaki Top Boy 100 People 50.
225-22072	CBTX7A-BS	Honda CB250 94, Hartford HD125, Kymco 125 (people).
225-22073	CBTX7L-BS	Honda CB250 Nighthawk 91-01, CMX250C Rebel 96-01, CBX250 Twister 01-04, Kawasaki EX250 Ninja 95-01, NX4 Falcon 02-04, XR250 Tornado 03-05.
225-22093	CBTX9-BS	Honda CBR900R 93-98, CBR600 87-00, VT600 Shadow 88-00, ATV TRX300EX 93-03, TRX400EX 99-03; Kawasaki ZX900E/F 00-04, ZX750RR 91-97; Suzuki GSXR600 97-03, GSXR750W 94-95.
225-22123	CBTX12-BS	Honda CH250 Elite 85-90, CBR1100 97-00, VFR800FI Interceptor 98-01, VF750 Magna 94-03, ATC250ES Big Red 85-87, TRX250ES Recon 97-03; Kawasaki ZX600 93-02, ZX7R 96-03, Yamaha YZF600R 95-03, YZF750R 94-98.
225-22143	CBTX14-BS	Kawasaki VN800 95-03, ZX12R 00; Honda TRX300 92-00, TRX350 Rancher 00-04, TRX450/500/650 95-05, VT750C/1100 Shadow 98-04; Yamaha YFM660 Raptor 01-04.
225-22203	CBTX20L-BS	Honda GL1800, TRX650, Rincon 03-04, Kawasaki KZ1000 Police 02-04.
225-23044	CT4B-5	Suzuki SJ 50 Akira.
225-23092	CT9B-4	Yamaha YZF R6 02-03, YZF R7 99.

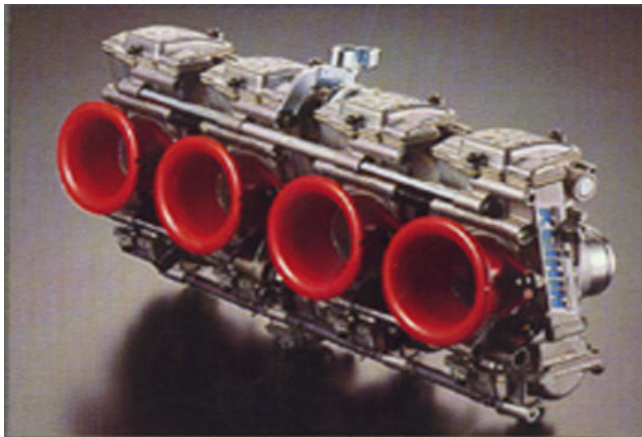
ANEXO Q. CARBURADOR

Catálogo N.º7: Disponible en <http://www.keihin.com>

FLAT-CR RACING CARBURETOR

The carburetor no one can exceed

Keihin was asked by the top racing teams to design state of the art carburetors for their factory Super Bike racing machines. The FCR carburetors are the result of that request. Along with the highest level of technology available, the FCRs have proven their advantage with race wins around the world.



FCR Horizontal Inline 4

Features of the FCR Carburetor:

- Smooth bore for maximum air flow.
- Flat slide with vacuum release plate for best throttle response and flow control.
- Rollers on throttle valves and progressive linkage for smooth operation and control.
- Equipped with acceleration without flat spots.
- Designed for easy installations on popular motorcycles.
- Easy jetting which can be done at track side.



FCR Horizontal Double



FCR Horizontal Single

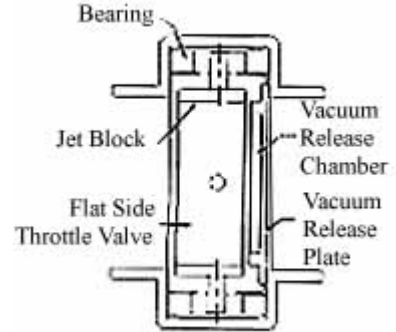
Revolutionary Throttle System



Flat type throttle with vacuum release plate and rollers.

Four rollers are installed on each throttle valve and two on each linkage to ensure smooth movement.

Unique "Floating Valve" design throttle valve. Without this revolutionary floating valve design, a roller-type throttle slide cannot maintain a positive seal with the carburetor body, which must be maintained to provide accurate fuel metering.



Top view of new throttle valve

FCR Application Charts

HONDA		
MODEL	VENTURI	TYPE
CB - 1 (400)	32mm	D
CBR600	32mm	D
	33mm	D
CBR600F2	32mm	D
	33mm	D
	35mm	D
CBR600F3	35mm	D
CBR900RR	39mm	D
	41mm	D
CB1100F	39mm	H
*CB1100 BIGI	39mm	H
	41mm	H
XR600	41MM	H

SUZUKI

KAWASAKI		
MODEL	VENTURI	TYPE
ZX-6	33 MM	D
	35 MM	D
ZX-6R	35 MM	D
ZX-7	35 MM	D
ZX-7R	39 MM	D
ZX-9R	41 MM	D
ZX-10	37 MM	D
	39 MM	D
	41 MM	D
ZX-11	37 MM	D
	39 MM	D
	41 MM	D
*ZEPHYR 750	35 MM	H
*ZEPHYR 1100	39 MM	H
	41 MM	H
ZX-900	39 MM	H
	41 MM	H

YAMAHA		
MODEL	VENTURI	TYPE
FZR400	32mm	D
FZR600	32mm	D
YZR600	33mm	D
	35mm	D
FZR750	37mm	D
FZR750R	39mm	D
YZF750	39mm	D
FZR1100 YZF1100	372mm	D
	39mm	D
	41mm	D
SRX-4	35mm	H
	39mm	H
R1	41mm	D

BMW		
MODEL	VENTURE	TYPE
K-100	32 MM	D
R-100R	37 MM	H

MODEL	VENTURI	TYPE
GSXR750	39 MM	H, D
	41 MM	H, D
GSXR1100	39 MM	H
	41 MM	H
GSXR600	37 MM	H
8GS	39 MM	H
GSX SERIES	41 MM	H
DR350	35 MM	H
RF600	35 MM	D
RF900	39 MM	D

ZX-1100	39 MM	H
	41 MM	H
*KZ SERIES	39 MM	H
	41 MM	H

	39 MM	H
	41 MM	H
F-650	39 MM	H

TRIUMPH		
MODEL	VENTURI	TYPE
ALL TRIPLE	39 MM	H

HARLEY-DAVIDSON		
MODEL	VENTURI	TYPE
HD	41 MM	H

DUCATI		
MODEL	VENTURI	TYPE
*750 SUPER SPORT	39 MM	D
	41 MM	D
*900 SUPER SPORT	39 MM	D
	41 MM	D

NOTE: In type column
D = Downdraft H= Horizontal
Other Applications may be available
Ask your Keihin Dealers
*Check for availability

ANEXO R. ASIENTO BACQUET

Catálogo N.º8: Disponible en <http://www.latiendadelmotor.com>



(5 piezas) para asiento kart de polietileno de 8 mm de espesor

Accesorios / Baquets



Cojines 5 piezas para Baquet de Karting



Precio: **21,56 €**
(IVA no incluido)

25,00 € con IVA

Valoración: ★★★★★
OMP0791

Ref:

[Más productos de la marca OMP](#)

Realiza aquí tu compra (Siempre podrás modificarla después)

Num.

1

DISPONIBILIDAD DEL PRODUCTO: 7 días

Producto dado de alta el 01/06/2006

ANEXO S. JUNTAS TRIPODE

Catálogo N.º9: Disponible en <http://www.taylor-race.com>



Item #	Description	Price
INV-0200201	<u>TRIPOD CENTER TO FIT VAN DIEMEN AND SOME SWIFT 008 CARS 25MM X 30 SPLINES</u>	\$56.00
INV-02002011	<u>SMALL TRIPOD CENTER FOR USE IN FORMULA SAE AND D SPORTS RACER</u>	\$55.00
INV-02002012	<u>TRIPOD CENTER FOR USE IN GKN 108MM HOUSING.</u>	\$125.00
INV-0200204	<u>COMPLETE TRIPOD KIT FOR VAN DIEMEN. CONSISTS OF TRIPOD, HOUSING AND BOOT.</u>	\$221.00
INV-0200205	<u>TRIPOD TO FIT RALT 40/41 WITH 22 SPLINE AXLES</u>	\$46.00
INV-0200281	<u>CIRCLIP FOR RETAINING TRIPOD TO 30 AND 22 SPLINE HALF-SHAFT</u>	\$1.00
INV-021052	<u>TRIPOD JOINT GREASER</u>	\$72.95



Item #	Description	Price
INV- 0200202	<u>GKN TRIPOD HOUSING TO FIT '90-'99</u> <u>VAN DIEMEN CARS</u>	\$163.00
INV- 02002021	<u>GKN TRIPOD HOUSING TO FIT 108MM</u> <u>GKN HOUSINGS</u>	\$331.66
INV- 0200206	<u>TRIPOD HOUSING ALUMINUM. STEEL</u> <u>LINED. 40MM THICK VAN DIEMEN 90-99</u>	\$182.00
INV- 02002061	<u>TRIPOD HOUSING ALUMINUM. STEEL</u> <u>LINED 26MM THICK VAN DIEMEN 2000</u> <u>ON</u>	\$182.00
INV- 0200208	<u>TRIPOD HOUSING STEEL OEM VAN</u> <u>DIEMEN '90-'99</u>	\$149.00
INV- 02002081	<u>TRIPOD HOUSING, FSAE AND D-SPORTS</u> <u>RACER</u>	\$130.00
INV- 0200209	<u>TRIPOD HOUSING RT40/41 BOLT HOLES</u> <u>EVENLY SPACED</u>	\$249.00



ANEXO T.

Catálogo No.10. Disponible en: <http://www.torsen.com>

- Torsen Traction Differential

Torsen differential products cover a wide range of torque biases and applications in the front, center, and rear of a vehicle!

T-1 (Type A)

This is the original differential that was introduced in the AM General HMMWV (Hummer®) and the Audi Quattro which has seen considerable growth in other worldwide applications. This is our crossed axis helical (Invex™) higher torque bias differential.

T-2 (Type B)

This differential is only a few years old and adds a wide range of torque bias coverage for the Toyota-Koki Automotive Torsen North America, Inc. product line. This type of differential is referred to as our parallel axis helical (Equvex™) differential which was designed to accommodate Ford and GM C-Clip applications.

T-2R (RaceMaster)

The T-2R is a higher bias T-2 torque sensing parallel axis differential designed for the more performance minded driver. The higher bias found in the T-2R, like the T-1, allows the transfer of more available torque to the wheel that can better use it.

T-3 (Type C)

The newest differential style of the Torsen product line. The T-3 is currently offered in a single *or Twin Differential* configuration (The twin differential has an open differential surrounded by a Torsen differential!). This versatile unit is ideally suited for center applications and is designed for those hard to package all wheel drive systems. The design of the Type C allows for a torque split other than 50:50 with a majority of available torque designed to go to either the front or rear axle.

PLANOS

ANEXO U. ANÁLISIS ANSYS

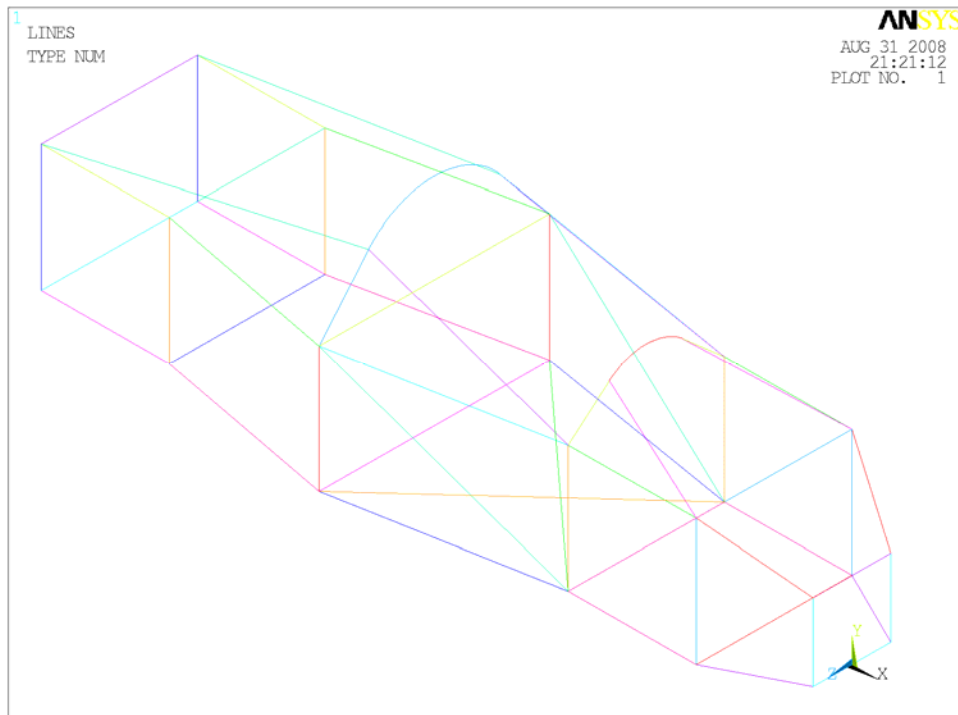


Ilustración 2. Estructura Principal

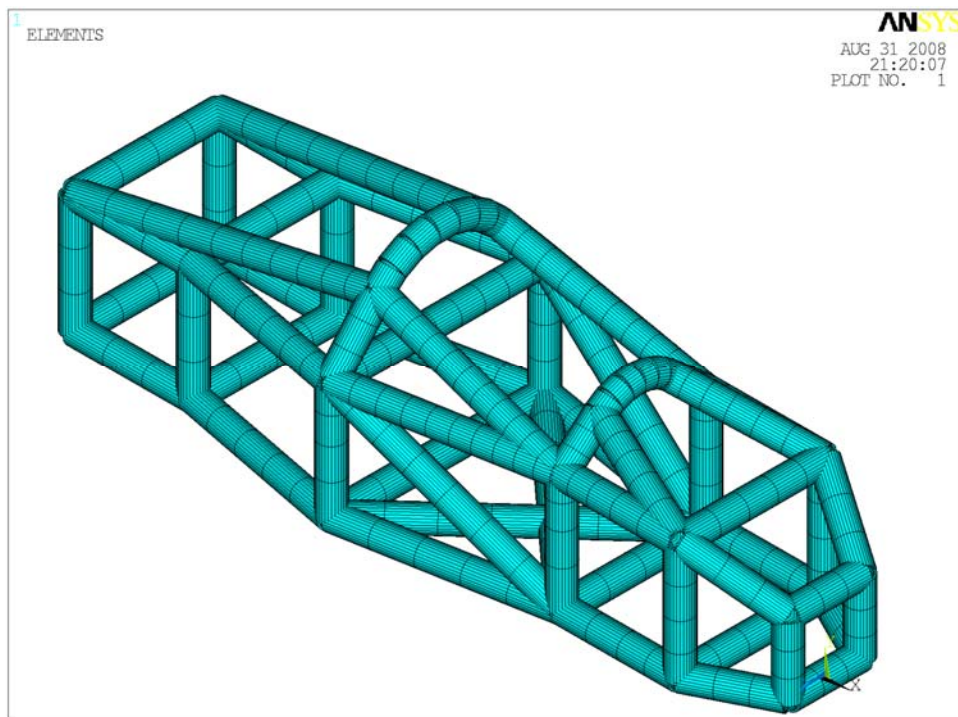


Ilustración 3. Enmallado de la Estructura, Elemento BEAM188

Estado de Carga 1.

ELEMENTS
 MAT NUM
 U
 F

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:20:59
 PLOT NO. 1

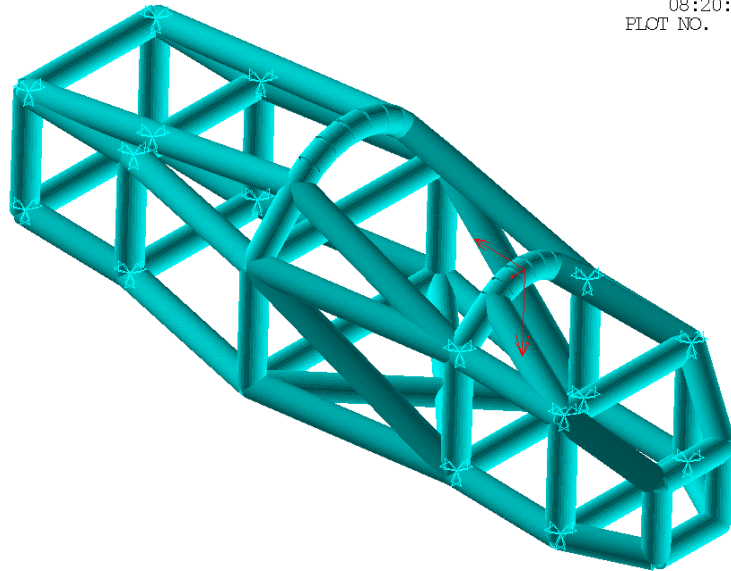


Ilustración 4. Carga Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

NODAL SOLUTION
 SUB =1
 TIME=1
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =.728E-03
 SMN =.230E-08
 SMX =.728E-03

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:22:07
 PLOT NO. 1

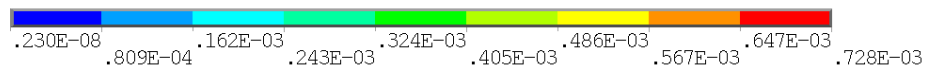
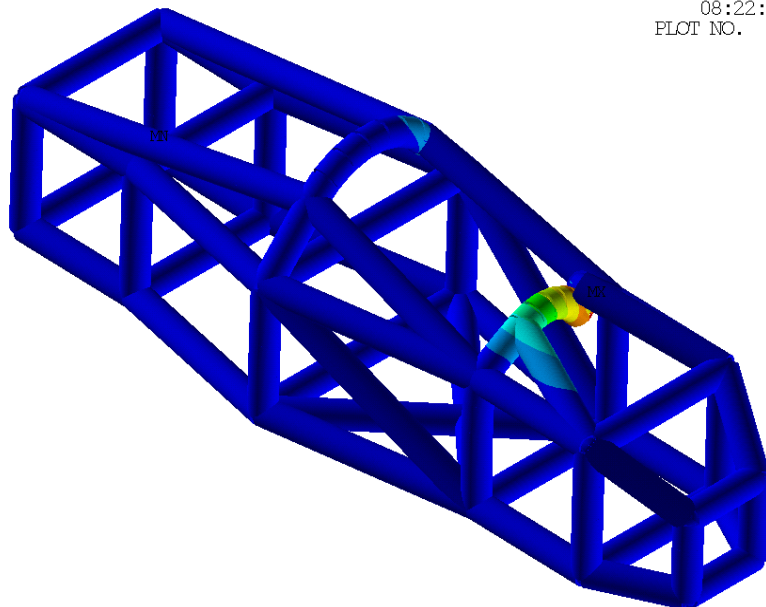


Ilustración 5. Deformación de los elementos para el EC1

NODAL SOLUTION
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =.728E-03
 SMN =.364E-08
 SMX =.648E+08

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:22:33
 PLOT NO. 1

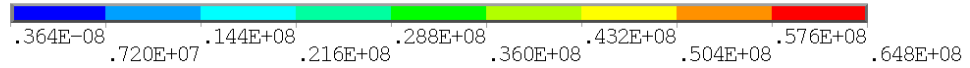
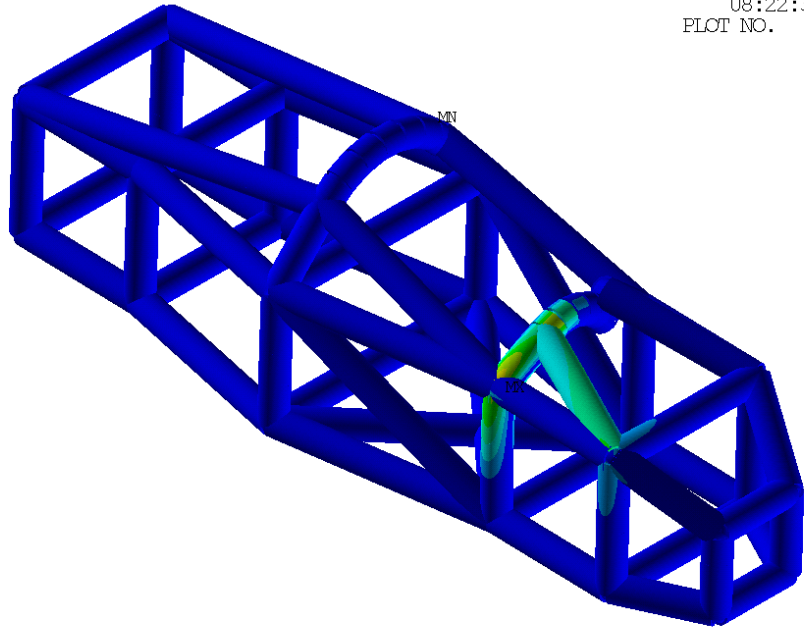


Ilustración 6. Esfuerzo Equivalente para EC1, FS para ASTM A53 Grado B = 1.65

Estado de Carga 2.

ELEMENTS
 MAT NUM
 □
 F

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:55:00
 PLOT NO. 1

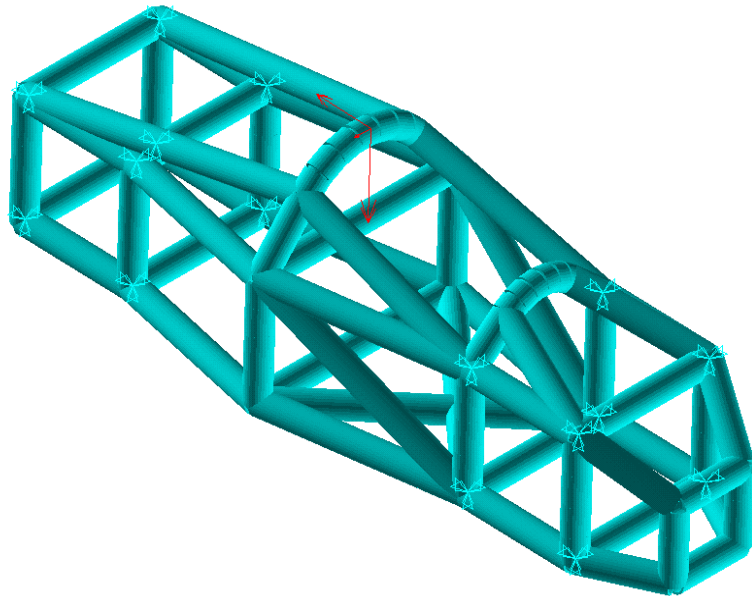


Ilustración 7. Carga Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB =1
TIME=1
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.002134
SMN =.318E-08
SMX =.002134

ANSYS
SEP 2 2008
08:55:51
PLOT NO. 1

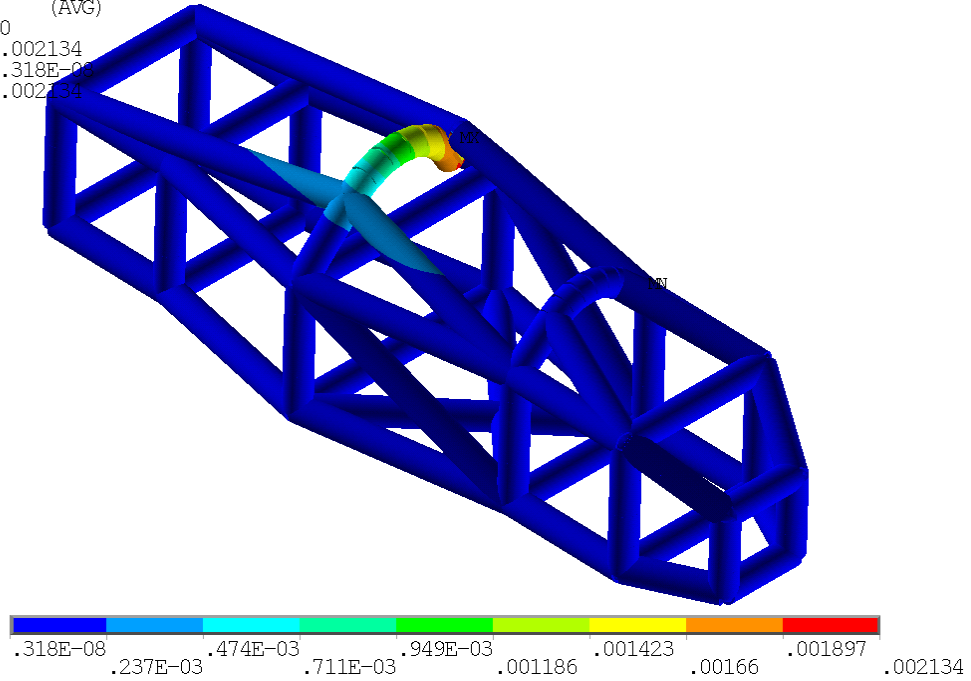


Ilustración 8. Deformación de los elementos para el EC2

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.002134
SMN =.283E-09
SMX =.107E+09

ANSYS
SEP 2 2008
08:56:10
PLOT NO. 1

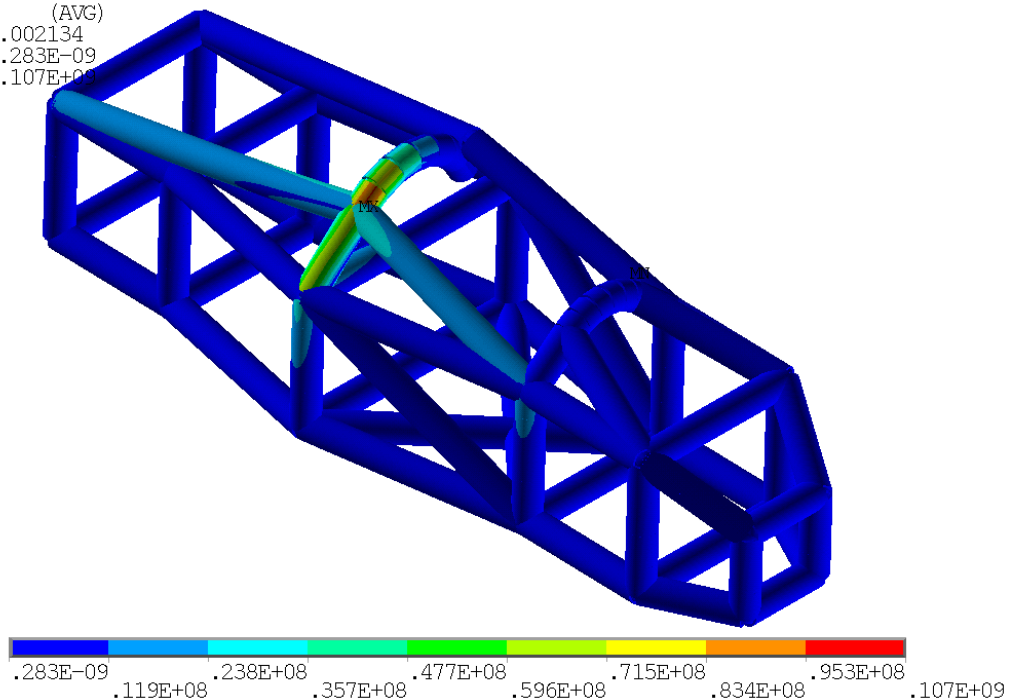


Ilustración 9. Esfuerzo Equivalente para EC2, FS para ASTM A53 Grado B = 0.99

Estado de Carga 1+2.

ELEMENTS
 MAT NUM
 □
 F

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:40:19
 PLOT NO. 1

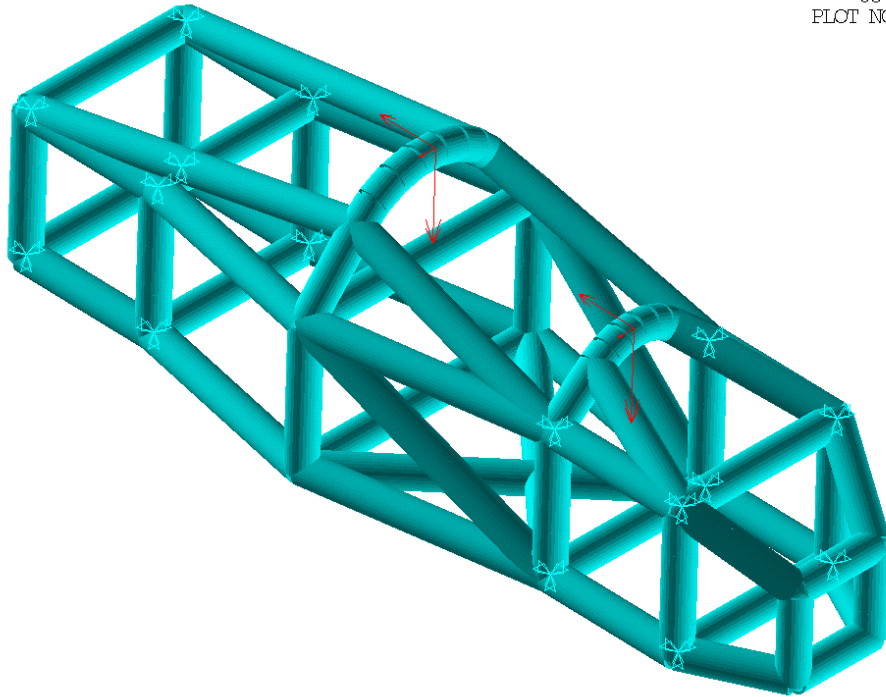


Ilustración 10. Carga Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =.002225
 SMN =.342E-07
 SMX =.002225

ANSYS
 SEP 2 2008
 08:41:10
 PLOT NO. 1

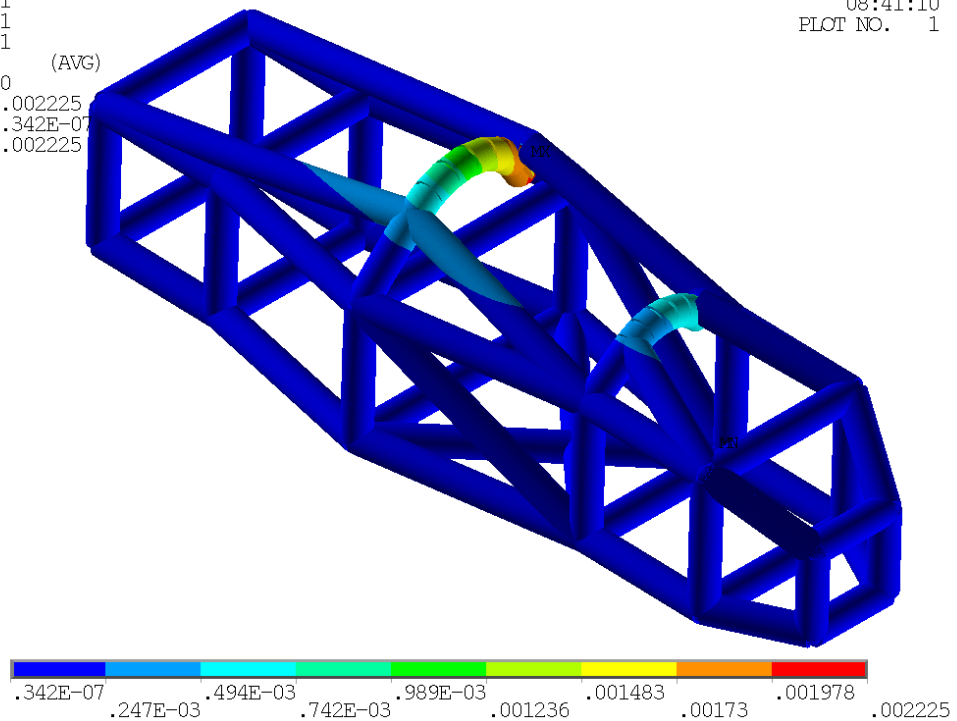


Ilustración 11. Deformación de los elementos para el EC1+2

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV (AVG)
DMX =.002225
SMN =.131E-07
SMX =.107E+09

ANSYS
SEP 2 2008
08:41:30
PLOT NO. 1

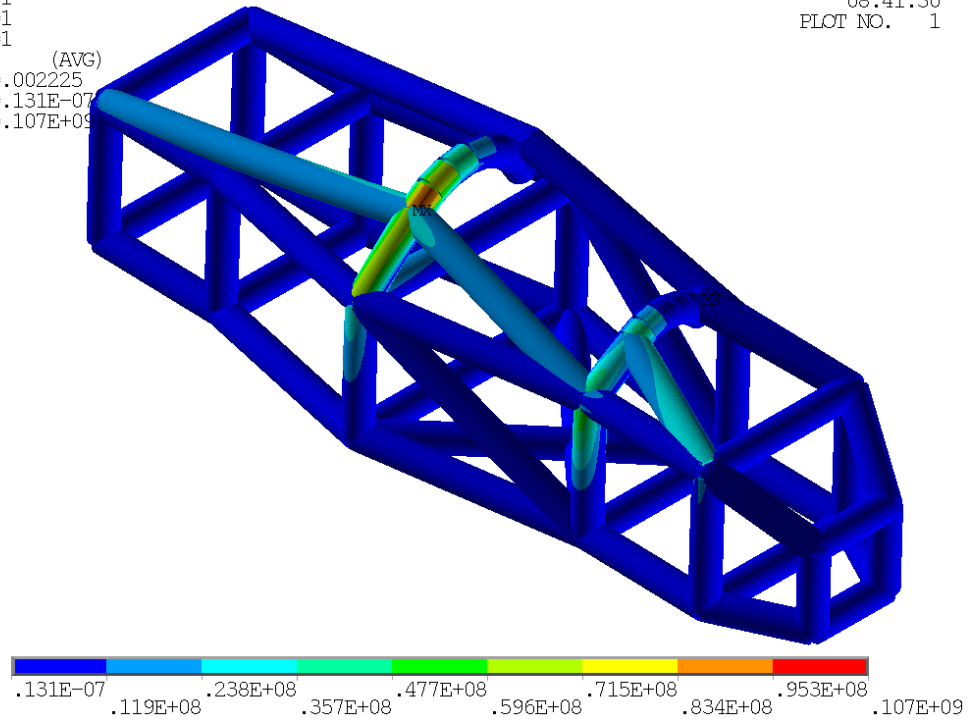


Ilustración 12. Esfuerzo Equivalente para EC1+2, FS para ASTM A53 Grado B = 0.99

Estado de Carga 3

ELEMENTS
MAT NUM
U
F

ANSYS
SEP 2 2008
09:01:19
PLOT NO. 1

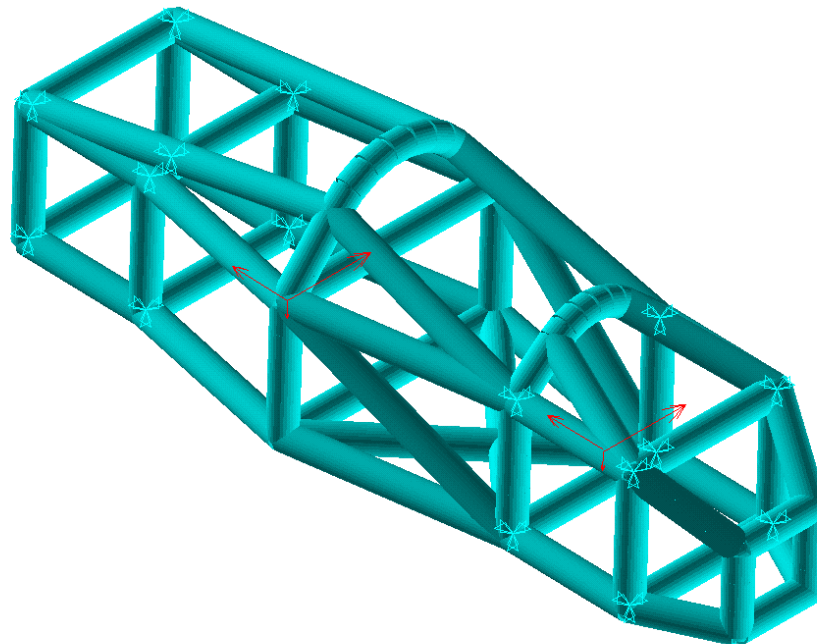


Ilustración 13. Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

ANEXO V. MATERIALES

Catálogo N^o11.

```

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
USUM      (AVG)
RSYS=0
DMX =.104E-03
SMN =.520E-08
SMX =.104E-03
    
```

ANSYS
 SEP 2 2008
 09:02:08
 PLOT NO. 1

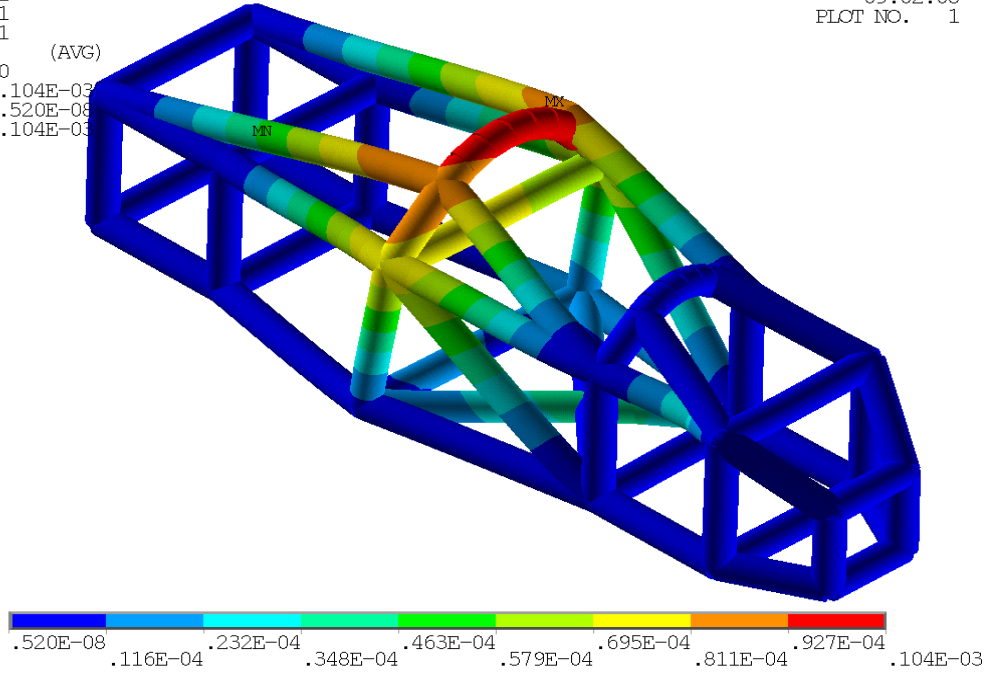


Ilustración 14. Deformación de los elementos para el EC3

```

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV      (AVG)
DMX =.104E-03
SMN =.148E-09
SMX =.157E+08
    
```

ANSYS
 SEP 2 2008
 09:02:28
 PLOT NO. 1

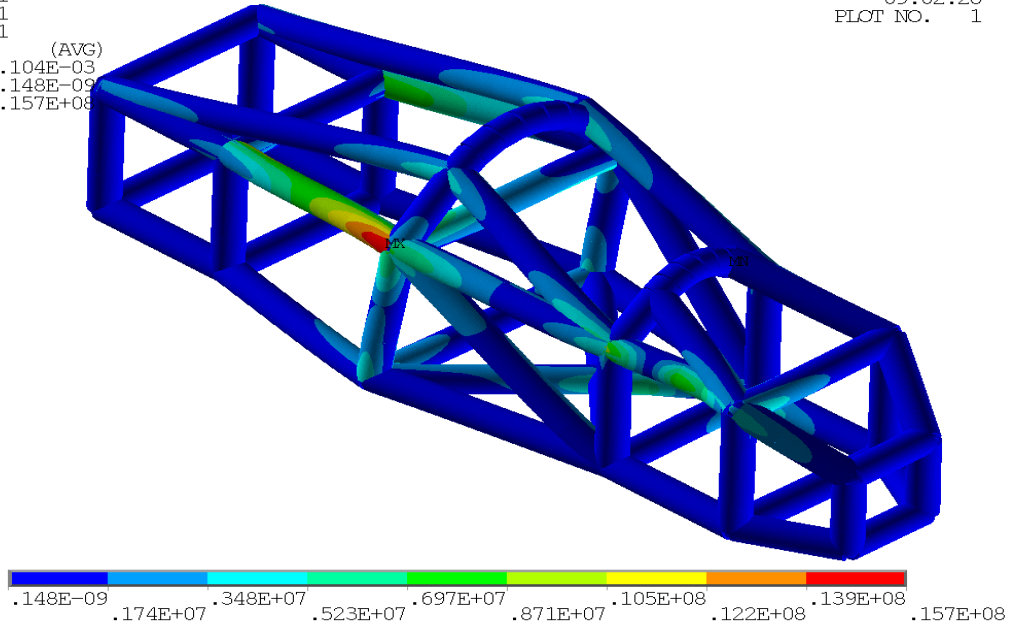


Ilustración 15. Equivalente para EC3, FS para ASTM A53 Grado B = 6.8

Estado de Carga 4

ELEMENTS
MAT NUM
U
F

ANSYS
SEP 2 2008
09:14:09
PLOT NO. 1

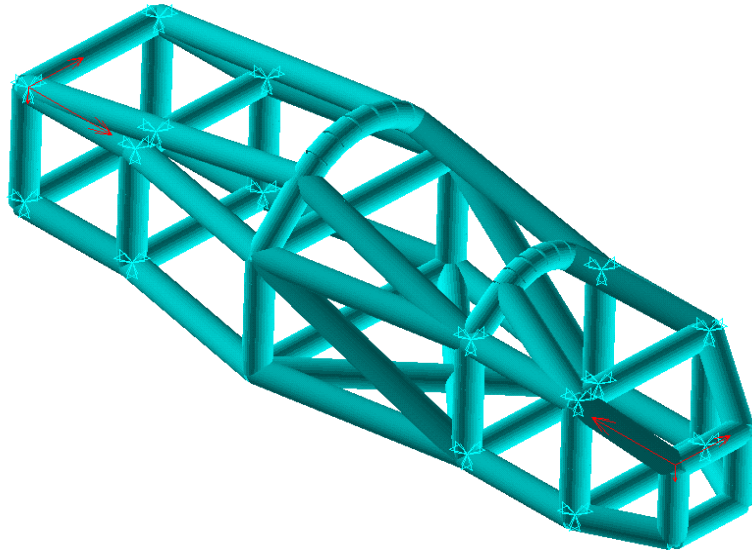


Ilustración 16. Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

NODAL SOLUTION
STEP=1
SUB =1
TIME=1
USUM (AVG)
RSYS=0
DMX =.644E-04
SMN =.711E-08
SMX =.644E-04

ANSYS
SEP 2 2008
09:16:04
PLOT NO. 1

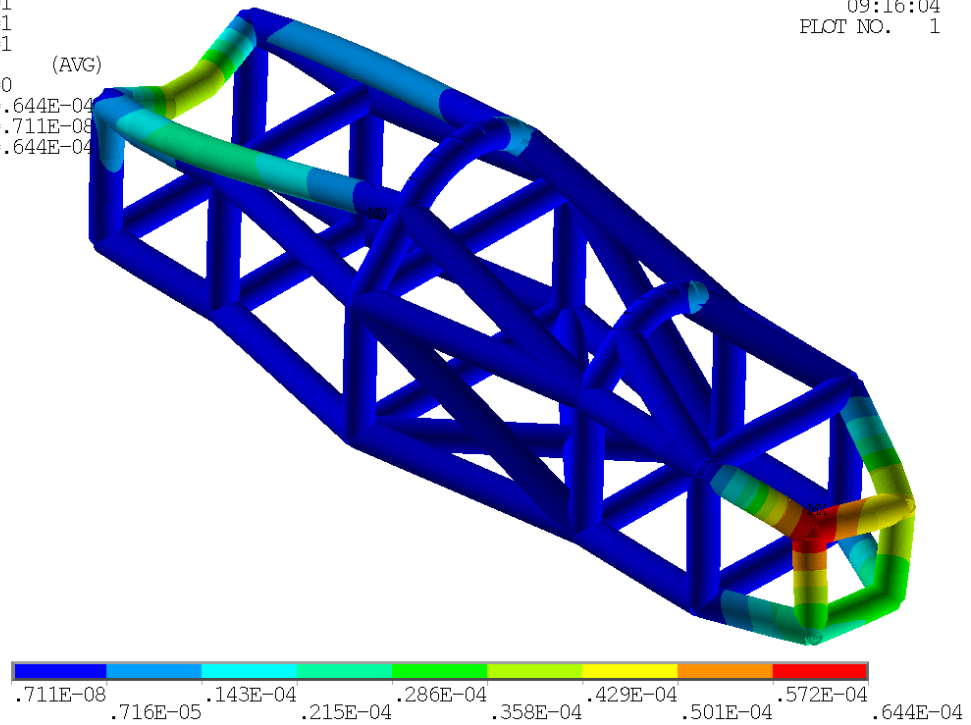


Ilustración 17. Deformación de los elementos para el EC4

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =.644E-04
 SMN =.544E-09
 SMX =.185E+08

ANSYS
 SEP 2 2008
 09:16:37
 PLOT NO. 1

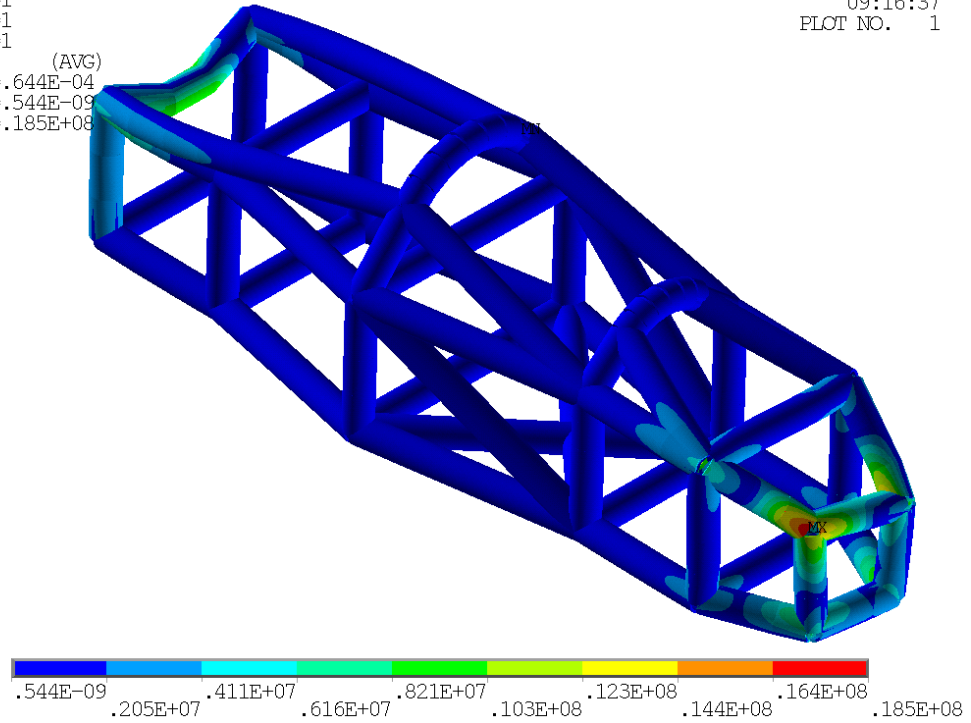


Ilustración 18. Equivalente para EC3, FS para ASTM A53 Grado B = 5.7

Estado de Carga 1+2+3+4

ELEMENTS
 MAT NUM
 U
 F

ANSYS
 SEP 2 2008
 09:24:02
 PLOT NO. 1

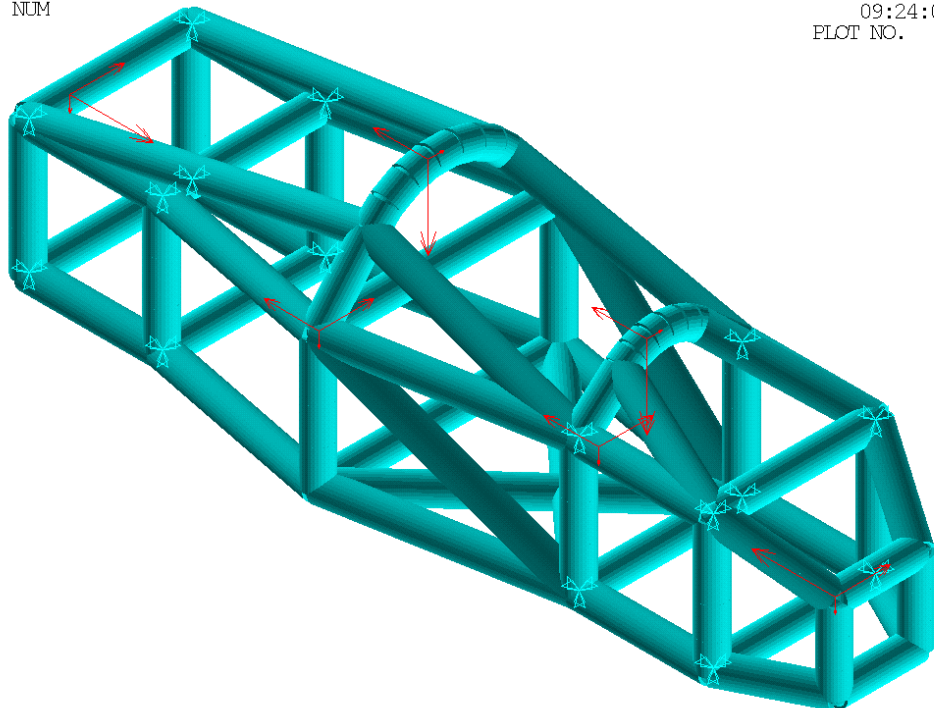


Ilustración 19. Puntual aplicada: $F_x = 8100N$, $F_y = 12250N$, $F_z = 2300N$

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB =1
TIME=1
USUM
RSYS=0 (AVG)
DMX =.002076
SMN =.606E-07
SMX =.002076

ANSYS

SEP 2 2008
09:24:38
PLOT NO. 1

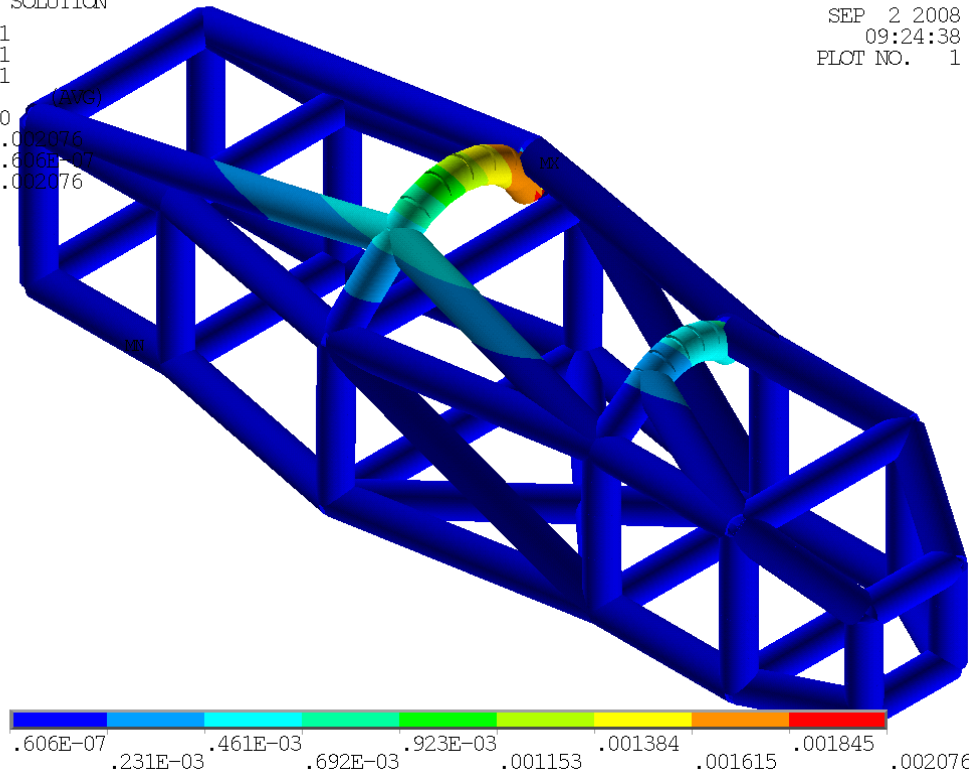


Ilustración 20. Deformación de los elementos para el EC1+2+3+4

NODAL SOLUTION

STEP=1
SUB =1
TIME=1
SEQV
RSYS=0 (AVG)
DMX =.002076
SMN =.539E-08
SMX =.830E+08

ANSYS

SEP 2 2008
09:25:00
PLOT NO. 1

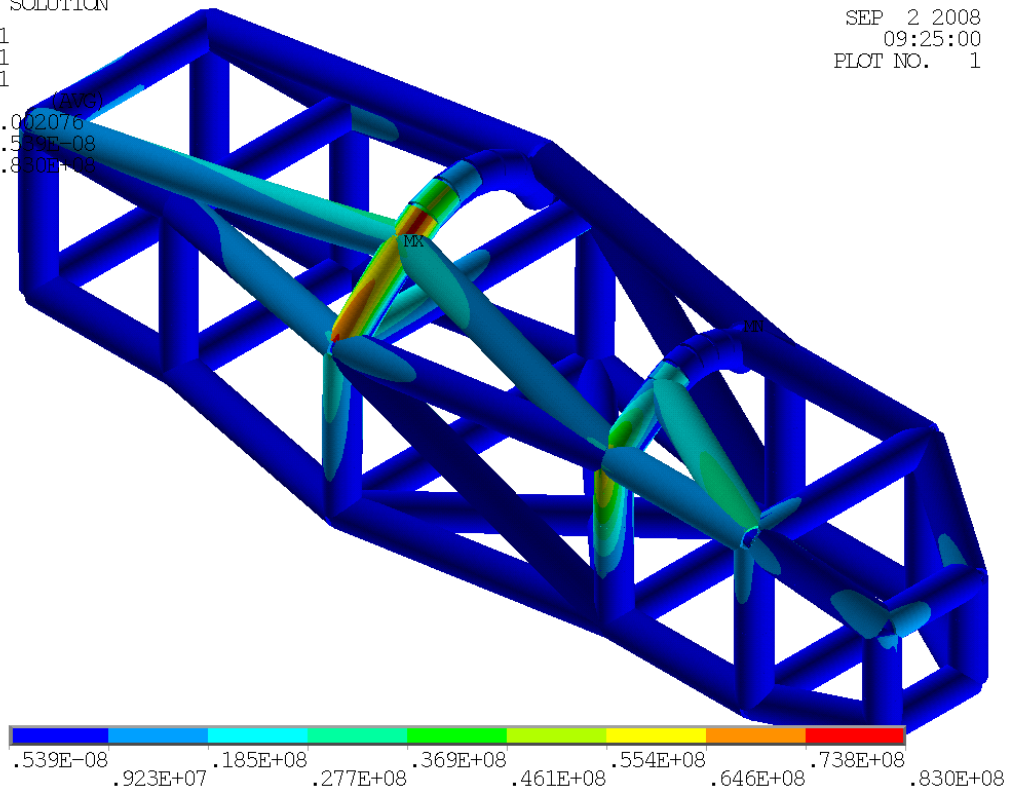


Ilustración 21. Esfuerzo Equivalente para EC3, FS para ASTM A53 Grado B = 1.28

de Carga 5

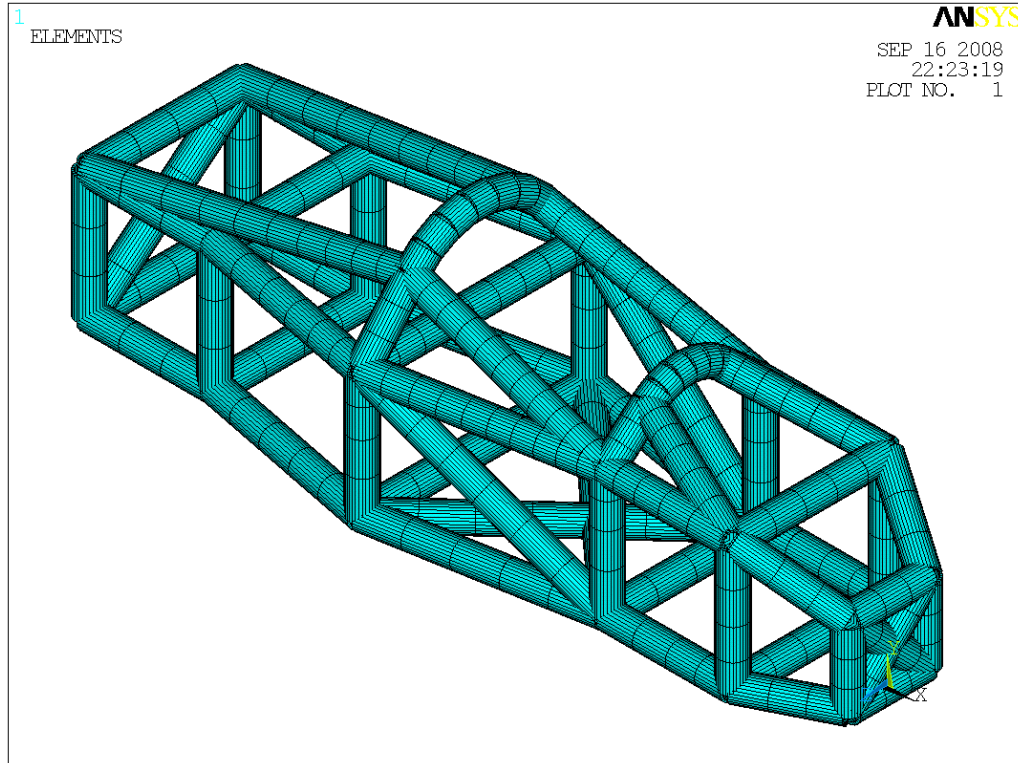


Ilustración 22. Refuerzo Frontal y Posterior

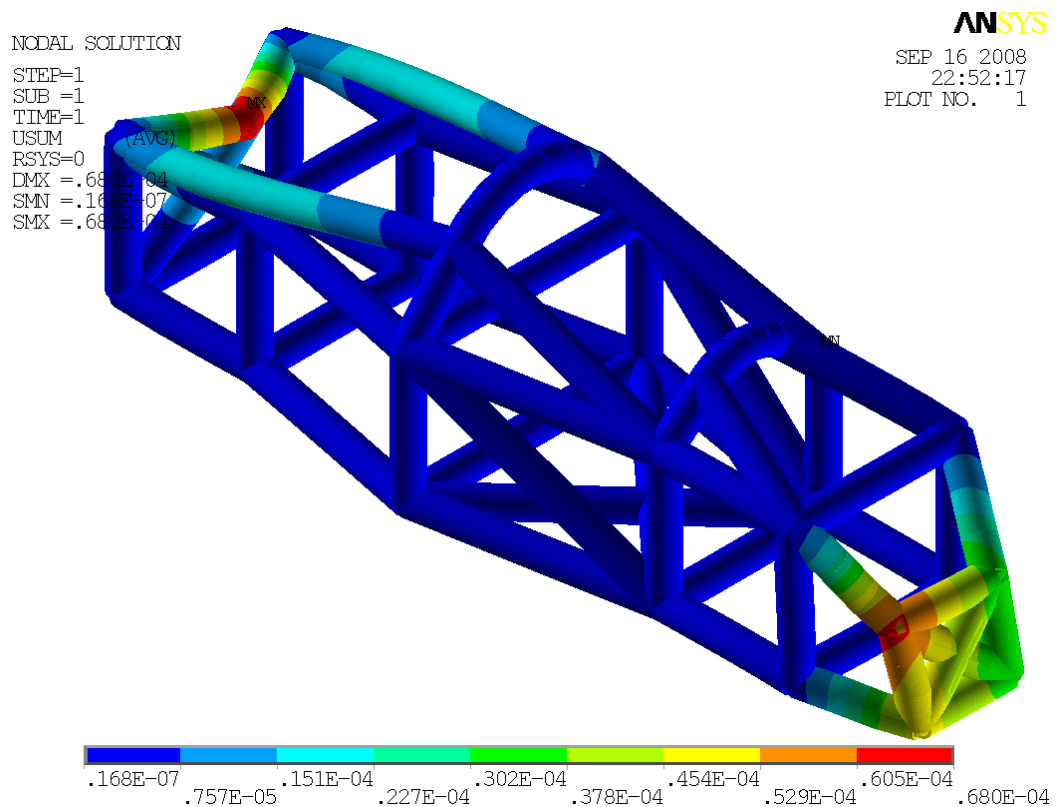


Ilustración 23. Deformación de los elementos para el EC4 con Modificación Propuesta

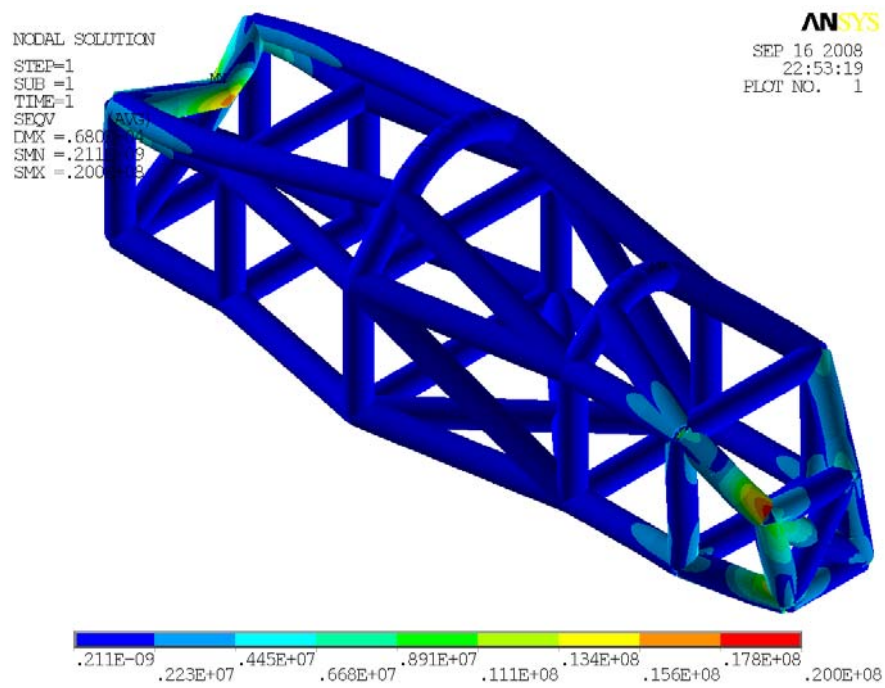


Ilustración 24. Equivalente para EC4, FS para ASTM A53 Grado B = 5.2

1. Observamos que la modificación propuesta, no necesariamente tiene un efecto positivo en la estructura. El análisis muestra que además de añadir peso de manera innecesaria a la estructura, la nueva redistribución de fuerzas tiene un efecto negativo para el mismo estado de carga anterior.

Estado de Carga 6

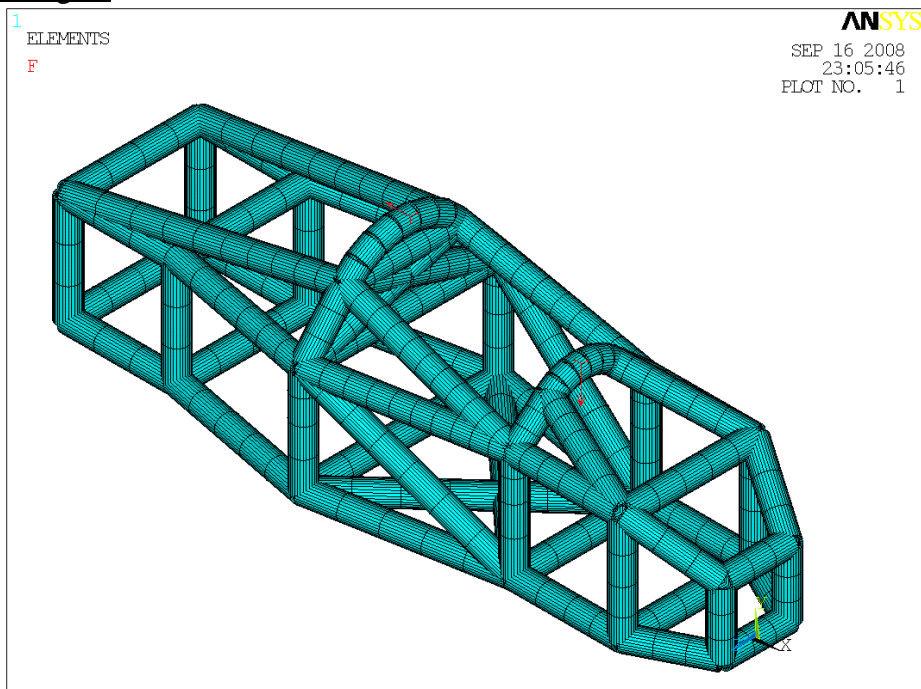


Ilustración 25. Refuerzo barra antivuelco

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 USUM (AVG)
 RSYS=0
 DMX =.889E-03
 SMN =.399E-08
 SMX =.889E-03

ANSYS
 SEP 16 2008
 23:09:42
 PLOT NO. 1

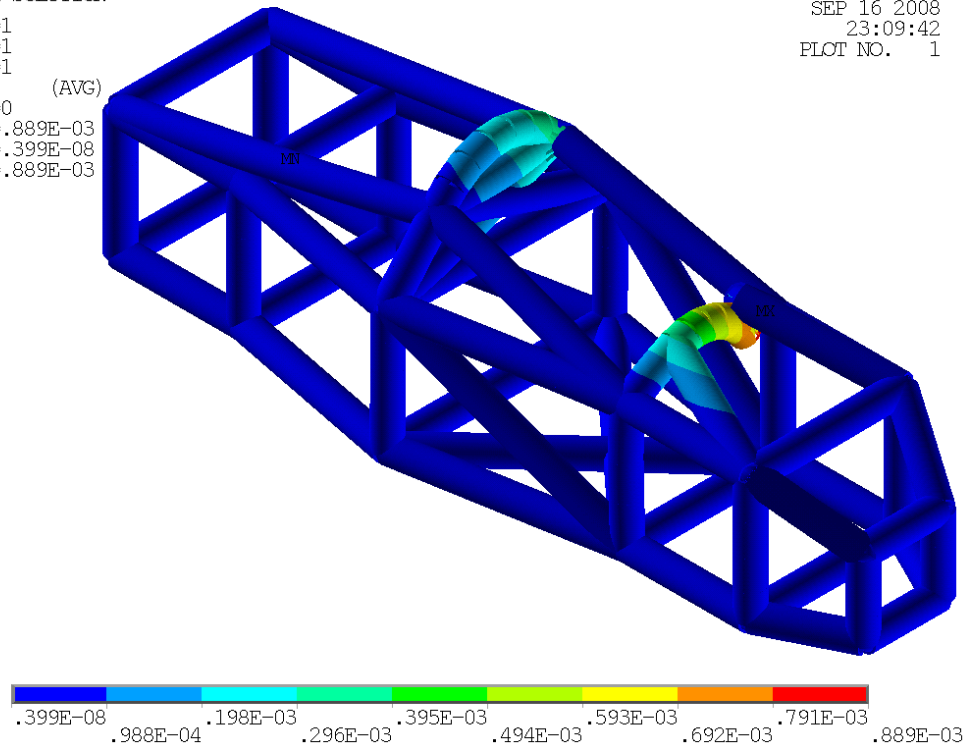


Ilustración 26. Deformación de los elementos para el EC1+2 con Modificación Propuesta

NODAL SOLUTION
 STEP=1
 SUB =1
 TIME=1
 SEQV (AVG)
 DMX =.889E-03
 SMN =.811E-08
 SMX =.757E+08

ANSYS
 SEP 16 2008
 23:12:33
 PLOT NO. 1

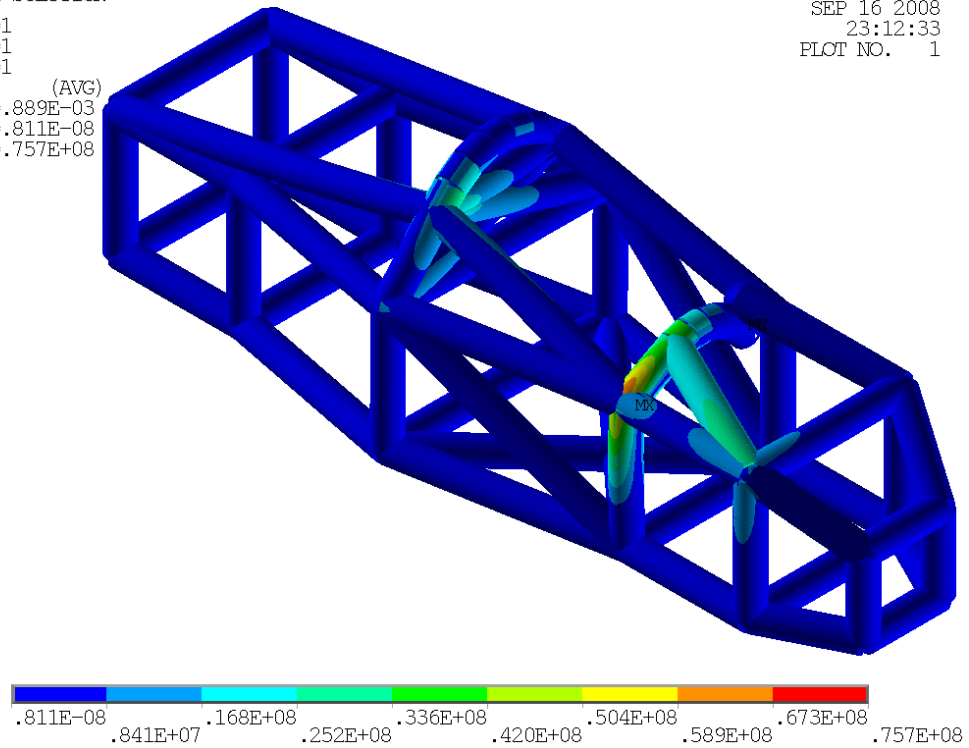


Ilustración 27. Equivalente para EC1+2, FS para ASTM A53 Grado B = 1.39, Modificación Propuesta

1. Para este caso, la modificación propuesta rigidiza el sistema y aumenta el factor de seguridad de 0.99 a 1.39 en el escenario de colisión propuesto, reduciendo tanto el esfuerzo equivalente en los elementos, como la deformación en la barra antivuelco.