UNIVERSIDAD DEL AZUAY

Departamento de Posgrados

“Diseño Del Prototipo De Un Vehículo Monoplaza Para Personas Con Paraplejía”

Trabajo De Grado Previo A La Obtención Del Título De:
Magíster En Sistemas Vehiculares

Autor:

Ing. Galo Javier Pachar Jiménez.

Director:

Mgt. Freddy Santiago Pesantez Palomeque.

Cuenca-Ecuador

2016

DEDICATORIA.-

A mis padres por creer en mí, dándome ejemplos dignos de superación y entrega, porque gracias a ellos hoy puedo ver alcanzada una de mis metas, ya que siempre estuvieron en los momentos difíciles impulsándome en mi carrera, sin dudar ni un solo momento de mis capacidades e inteligencia, es por ellos que soy lo que soy ahora. A ellos este proyecto que sin ellos no hubiese podio ser.

AGRADECIMIENTO.-

Agradezco a mi director de tesis Ing. Freddy Pesantez por su gran aporte y paciencia en el desarrollo del presente trabajo, a mis padres quienes a lo largo de toda mi vida han apoyado y fomentado mi formación académica, a mis profesores a quienes les debo gran parte de mis conocimientos, y finalmente a la prestigiosa y distinguida Universidad del Azuay que me abrió las puertas haciendo de mi un excelente profesional y honrado ciudadano.

Un agradecimiento especial a los directivos del CONADIS, por la ayuda brindada y su magnífica colaboración.

RESUMEN.

La necesidad de un medio de transporte eficiente y autónomo para la movilidad de personas con paraplejia, es una necesidad aun insatisfecha. Esta investigación comprende el desarrollo progresivo de diferentes etapas de diseño automotriz enfocadas a la solución de un problema particular, orientadas al servicio de una población específica.

El proceso de diseño automotriz se compone de una serie de eslabones o procesos encadenados que deben ser desarrollados a cabalidad, teniendo siempre presente las características propias del individuo en estudio. Utilizando software de diseño especializado, basados en los conceptos físicos presentados por la dinámica vehicular y criterios de validación emitidos por las normativas nacionales e internacionales pertinentes. Se desarrolló con éxito el diseño completo del prototipo de un vehículo (eficiente, seguro, fácil de construir, económico, autónomo, amigable y ergonómico), destinado al transporte de personas con paraplejia.

PALABRAS CLAVE.

Plantilla Antropométrica. Análisis Estructural. Tren Motriz. Diseño Automotriz. Prototipos. Chasis Tubular. Aerodinámica Vehicular.

ABSTRACT

The need for an efficient and autonomous means of transportation for the mobility of people suffering from paraplegia is still an unmet need. This research deals with the progressive development of the different stages of automotive design with the aim to solve a particular problem, which is to provide service to a specific group of people.

Automotive design process consists of a series of links or linked processes that must be fully developed bearing in mind the characteristics of the people under study. This is carried out by using specialized software design based on the physical concepts presented by vehicle dynamics, and through validation criteria issued by relevant national and international regulations. The complete design of a prototype vehicle (efficient, safe, easy to build, economical, autonomous, friendly and ergonomic) was successfully developed with the objective to provide transport to persons with paraplegia.

KEYWORDS: Anthropometric Template, Structural Analysis, Powertrain, Automotive Design, Prototyping, Tubular Chassis, Vehicle Aerodynamics.

UNIVERSIDAD DEL
AZUAY
Dpto. Idiomas

Translated by,
Lic. Lourdes Crespo

ÍNDICE DE CONTENIDO

DEDICATORIA.- ii

AGRADECIMIENTO.- iii

RESUMEN. iv

PALABRAS CLAVE. iv

ABSTRACT AND KEYWORDS. ..... **¡Error! Marcador no definido.**

ÍNDICE DE CONTENIDO vi

ÍNDICE DE FIGURAS x

ÍNDICE DE TABLAS xiv

ÍNDICE DE ANEXOS xvi

JUSTIFICACIÓN: 1

INTRODUCCIÓN: 3

1. ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS, TÉCNICAS Y RESTRICCIONES EN LA MOVILIDAD PROPIA DE LAS PERSONAS CON PARAPLEJÍA. 5

1.1 COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA SILLA DE RUEDAS GENÉRICA. 5

1.2 TIPOS DE SILLAS DE RUEDAS. 6

1.3 CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES DE LAS PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS. 6

1.3.1 DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA SILLA DE RUEDAS. 6

1.3.2 ANTROPOMETRÍA DE LAS PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS. 7

1.3.3 ACCESIBILIDAD AL MEDIO FÍSICO. 13

2. DESARROLLO DE LA PLANTILLA ANTROPOMÉTRICA ESPECIALIZADA PARA PERSONAS CON PARAPLEJÍA. 20

2.1 LA ANTROPOMETRÍA APLICADA A PERSONAS CON PARAPLEJIA. 20

2.2 COMPENDIO DE DIMENSIONES PRINCIPALES. 21

2.3 DESARROLLO DEL MODELO HUMANO COMPUTARIZADO. 21

3. SELECCIÓN DEL TREN DE FUERZA MOTRIZ. 23

3.1 PRINCIPALES CANDIDATOS. 23

3.2 COMPARATIVA DE LAS POSIBIIDADES DE MOTORIZACIÓN Y TRANSMISIÓN. 26

3.2.1 TREN DE FUERZA MOTRIZ ELÉCTRICO. 26

3.2.2 LA TRANSMISIÓN EN LOS VEHÍCULOS ELÉCTRICOS. 31

3.2.3 TREN DE FUERZA MOTRIZ BASADO EN MCIA. 36

3.2.4 LA TRANSMISIÓN EN LOS VEHÍCULOS PROPULSADOS POR MCIA. 38

3.3 MODELADO DINÁMICO DEL VEHÍCULO. 39

3.3.1 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL MODELADO DINÁMICO 41

3.3.2 CONSIDERACIONES AERODINÁMICAS. 43
3.3.3 CONSIDERACIONES DE LA RESISTENCIA A LA RODADURA 46
3.3.4 CONSIDERACIONES DE LA RESISTENCIA A LA PENDIENTE. 48
3.3.5 CONSIDERACIONES DE LA MASA DEL VEHÍCULO. 50
3.3.6 RESISTENCIA TOTAL AL AVANCE SIN ACELERACIÓN. 52
3.3.7 POTENCIA REQUERIDA. 54
3.4 SELECCIÓN DEL GRUPO MOTOPROPULSOR Y LA TRANSMISIÓN. 55
3.4.1 CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN. 57
3.4.2 REQUERIMIENTOS MECÁNICOS MÍNIMOS ESTABLECIDOS. 59
3.4.3 RESULTADOS DEL PROCESO DE SELECCIÓN. 61
3.5 PERFORMANCE DEL VEHÍCULO. 62
3.5.1 ESFUERZO TRACTOR. 62
3.5.2 DIAGRAMA DE CUBRIMIENTO. 63
3.5.3 CUMPLIMIENTO DE UN CICLO DE CONDUCCIÓN URBANO. 64
3.5.4 CAPACIDAD DE ACELERACIÓN. 65
4. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA PERSONAS CON PARAPLEJÍA. 71
4.1 EL PROCESO DE DISEÑO. 71
4.1.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD. 72
4.1.2 INVESTIGACIÓN PRELIMINAR: 73
4.1.3 PLANTEAMIENTO DE OBJETIVOS Y ESPECIFICACIONES DE DESEMPEÑO. 74
4.1.4 IDEALIZACIÓN O INVENCIÓN. 75
4.1.5 DISEÑO DETALLADO. 76
4.2 PROCESO DE EMBARQUE Y DESEMBARQUE. 78
4.2.1 RAMPA DE INGRESO AL VEHÍCULO. 79
4.3 CONDUCCIÓN. 86
5. DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS PRINCIPALES. 88
5.1 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENOS. 88
5.1.1 DATOS NECESARIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO. 88
5.1.2 REQUERIMIENTOS ESTABLECIDOS EN LAS NORMATIVAS. 90
5.1.3 REPARTO ÓPTIMO DE LA FUERZA DE ACELERACIÓN Y FRENADO. 92
5.1.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL MODELADO. 108
5.1.5 COMPORTAMIENTO DEL MOMENTO DE FRENADO. 113
5.1.6 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA DE FRENOS PRINCIPAL. 114

5.1.7 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA DE FRENOS DE SOCORRO. ... 116
5.1.8 CUMPLIMIENTO DE LA NORMATIVA EUROPEA. ... 117
5.2 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN. ... 118
5.2.1 EXPOSICIÓN DEL CUERPO HUMANO A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS. ... 119
5.2.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN SOMETIDO A VIBRACION. ... 121
5.2.3 MODELADO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN. ... 126
5.2.4 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA IDEAL. ... 128
5.2.5 OPTIMIZACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA DE EXCITACIÓN. ... 135
5.2.6 ANÁLISIS DEL SISTEMA SOMETIDO A VIBRACIÓN MECÁNICA. ... 141
5.2.7 AJUSTE EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA. ... 145
5.3 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN Y ÁNGULOS DE RUEDA. ... 149
5.3.1 ÁNGULO DE SALIDA DE PIVOTE. ... 150
5.3.2 ÁNGULO DE CAÍDA DE LA MANGUETA. ... 154
5.3.3 ÁNGULO DE AVANCE. ... 156
5.3.4 CONVERGENCIA, DIVERGENCIA Y ÁNGULO DE CONFIANZA. ... 157
5.4 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN. ... 160
5.4.1 CINEMÁTICA DE LA DIRECCIÓN. ... 160
5.4.2 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DE LA DIRECCIÓN. ... 163
6. ANÁLISIS ESTRUCTURAL ESTÁTICO DEL CHASIS Y LA JAULA DE SEGURIDAD. ... 167
6.1 ELEMENTOS ESTRUCTURALES QUE CONFORMAN EL CHASIS. ... 167
6.2 ELEMENTOS ESTRUCTURALES QUE CONFORMAN LA JAULA DE SEGURIDAD. ... 168
6.3 MATERIALES QUE CONSTITUYEN EL CHASIS Y LA JAULA. ... 170
6.4 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO POR EL MEF. ... 172
6.4.1 MODELADO DE LA GEOMETRÍA. ... 173
6.4.2 DEFINICIÓN DEL TAMAÑO Y LA FORMA DE LOS ELEMENTOS. ... 175
6.4.3 DISCRETIZACIÓN Y ZONAS DE REFINAMIENTO. ... 177
6.4.4 CRITERIOS DE CONVERGENCIA. ... 178
6.5 DISEÑO BAJO LAS TEORÍAS DE FALLA DE CARGA ESTÁTICA. ... 180
6.5.1 TEORÍAS DE FALLA. ... 180
6.5.2 FACTOR DE SEGURIDAD. ... 181
6.6 CONDICIONES DE FRONTERA, CARGAS DE DISEÑO Y ESPECIFICACIONES. ... 182
6.6.1 CARGAS DE DISEÑO QUE SOPORTA EL CHASIS. ... 182
6.6.2 COMBINACIONES DE CARGAS BÁSICAS. ... 183
6.6.3 CARGAS DE DISEÑO QUE SOPORTA LA JAULA DE SEGURIDAD. ... 184

6.6.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL REALIZADOS Y CRITERIOS DE SELECCIÓN. 185
6.7 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS. 187
6.7.1 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #1. 188
6.7.2 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #2. 189
6.7.3 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #3 190
6.7.4 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #4. 191
6.7.5 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #5. 192
6.7.6 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #6. 193
6.7.7 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #7. 194
6.7.8 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #8. 195
6.7.9 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #9. 196
6.7.10 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #10. 197
6.7.11 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #11. 198
6.7.12 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #12. 199
6.7.13 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #13. 200
6.8 PRINCIPALES MODIFICACIONES Y CUMPLIMIENTO DE LA NORMATIVA. 201
6.9 ANÁLISIS DE VIDA A FATIGA DE LA ESTRUCTURA DEL CHASIS Y LA JAULA. 203
6.9.1 CARACTERIZACIÓN DEL ESFUERZO FLUCTUANTE. 204
6.9.2 CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA Y FACTOR DE SEGURIDAD. 207
6.9.3 ANÁLISIS DE VIDA A FATIGA POR EL MEF. 207
6.9.4 RESULTADOS OBTENIDOS. 209
7. ANÁLISIS DEL RENDIMIENTO AERODINÁMICO DE LA CARROCERÍA. 211
7.1 COMPORTAMIENTO AERODINÁMICO ESTÁNDAR DE UN AUTOMÓVIL. 212
7.2 CRITERIOS DE DISEÑO AERODINÁMICO. 214
7.2.1 CRITERIOS DE DISEÑO DE LA PARTE FRONTAL. 214
7.2.2 CRITERIOS DE DISEÑO DEL PARABRISAS. 215
7.2.3 CRITERIOS DE DISEÑO DEL TECHO. 216
7.2.4 CRITERIOS DE DISEÑO DE LA PARTE POSTERIOR. 217
7.3 SIMULACIÓN CFD EN TRES DIMENSIONES. 219
7.3.1 PROCESO DE SIMULACIÓN. 219
7.3.2 POST PROCESO DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS. 221
7.4 REDUCCIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE. 228
CONCLUSIONES.- 232
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.- 236

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Componentes de una silla de ruedas genérica. (Guillon et al.) 5
Figura 2: Antropometría estática de adultos en sillas de ruedas (cm). 9
Figura 3: Cotas de visibilidad de personas adulta en silla de ruedas (cm). (Verswyvel) 10
Figura 4: Alcance lateral de personas adultas en silla de ruedas (cm). (Verswyvel) 11
Figura 5: Alcance frontal de personas adultas en silla de ruedas (cm). (Verswyvel) 12
Figura 6: Espacio requerido para realizar giros en silla de ruedas (m). (Verswyvel) 13
Figura 7: Símbolo de accesibilidad. (Instituto Ecuatoriano de Normalización. 2240) 15
Figura 8: Circulación peatonal. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2243) 15
Figura 9: Características de las agarraderas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2244) 16
Figura 10: Ancho mínimo de rampas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245) 17
Figura 11: Cruces peatonales. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2246) 18
Figura 12: Plazas de estacionamiento. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2248) 19
Figura 13: Zonas de la rampa. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853) 19
Figura 14: Medidas corporales humanas básicas para el diseño tecnológico. (International Organizatión for Stardardization 7250) 21
Figura 15: Modelo humano computarizado de personas con paraplejía. (El autor) 22
Figura 16: Principales candidatos a conformar el tren de fuerza motriz. (El autor) 24
Figura 17: Comparativa entre TFME y el TFMC. (El autor) 25
Figura 18: Componentes principales de un vehículo eléctrico. (Husain) 26
Figura 19: Torque en función de la velocidad angular en un motor DC. (Larminie and Lowry) 29
Figura 20: Mapa de eficiencia característico de un motor DC. (Larminie and Lowry) 30
Figura 21: Transmisiones de los vehículos eléctricos. (Larminie and Lowry) 31
Figura 22: Comparativa de la densidad energética. (Larminie and Lowry) 32
Figura 23: Comparación de los diferentes sistemas de baterías usados en aplicaciones de propulsión automotriz. (Möhrstädt and Grotendorst) 35
Figura 24: Masa y volumen de batería (Li-Ion) requerida por el vehículo en estudio para recorrer 100 km a una velocidad especifica. (El autor) 51
Figura 25: Contribución individual de cada resistencia en una pendiente del 0%. (El autor) 52
Figura 26: Contribución individual de cada resistencia, en una pendiente del 30%. (El autor) 54
Figura 27: Tren de fuerza motriz del vehículo diseñado. (El autor) 57
Figura 28: Variación de la relación de transmisión en función de la velocidad angular. 59
Figura 29: Comparativa entre los cuatro candidatos mejor puntuados. (El autor) 61
Figura 30: Diagrama de cubrimiento del vehículo en estudio. (El autor) 63
Figura 31: Cumplimiento del ciclo de conducción EC-15. (El autor) 64
Figura 32: Capacidad de aceleración (velocidad vs tiempo) en una pendiente nula. (El autor) 68
Figura 33: Capacidad de aceleración (espacio vs tiempo) en una pendiente nula. (El autor) 69
Figura 34: Capacidad de aceleración en una pendiente del 30%. (El autor) 70
Figura 35: Eslabones del proceso de diseño. (Norton) 72
Figura 36: Minivan modificada para el transporte de personas con paraplejía. 73
Figura 37: Bocetos finales del vehículo diseñado. (El autor) 75
Figura 38: Carrocería completa del vehículo diseñado. (El autor) 77
Figura 39: Proceso de embarque y desembarque. (El autor) 79

Figura 40: Tensión de Von Mises y desplazamiento máximo de la estructura de la rampa al someterla a 250Kg de peso. (El autor) 80
Figura 41: Mecanismo de accionamiento manual. (El autor) 81
Figura 42: Canales para el escurrimiento de líquidos dispuestos en la rampa. (El autor) 82
Figura 43: Señalización de la rampa diseñada. (El autor) 83
Figura 44: Sensor de presión colocado en el extremo de la rampa. (El autor) 84
Figura 45: Zona A de la rampa diseñada. (El autor) 85
Figura 46: Zona B de la rampa diseñada (El autor) 85
Figura 47: Zona C de la rampa diseñada (El autor) 86
Figura 48: Mecanismos de control del vehículo diseñado. (El autor) 87
Figura 49: Comportamiento del esfuerzo tractor y de frenado, delantero y posterior en función de la aceleración. (El autor) 97
Figura 50: Vectores requeridos para el dimensionamiento de la palanca de freno. (El autor) 100
Figura 51: Fuerza aplicada sobre la bomba principal en función de la fuerza aplicada en la palanca de freno. (El autor) 102
Figura 52: Comportamiento del coeficiente de fricción de las pastillas APF401. (AP Racing) 103
Figura 53: Fuerza de apriete en las mordazas en función de la fuerza aplicada sobre la palanca de freno. (El autor) 106
Figura 54: Influencia del reparto del esfuerzo de frenado en la desaceleración. (El autor) 111
Figura 55: Comportamiento de la fuerza de apriete de las mordazas en función de la fuerza ejercida por el conductor y el efecto del limitador de presión. (El autor). 112
Figura 56: Momento de frenado generado por el sistema dimensionado y momentos de frenado máximo limitado por la adherencia. (El autor) 114
Figura 57: Fuerza de frenado y deceleración generada. (El autor) 114
Figura 58: Comportamiento dinámico del vehículo durante un proceso de frenado. (El autor) 116
Figura 59: Comportamiento del vehículo durante un proceso de freno de socorro. (El autor) 117
Figura 60: Límites de exposición en vibración vertical. (Griffin) 120
Figura 61: Límite de capacidad reducida por fatiga. (NTE INEN ISO 2631-1) 120
Figura 62: Diagrama de cuerpo libre de un sistema excitado por una fuerza externa. 122
Figura 63: Modelo de la suspensión de un vehículo con un grado de libertad excitado en la base. (El autor) 123
Figura 64: Modelo del sistema de suspensión sobre un camino ondulado. (Jazar) 124
Figura 65: Desplazamiento de la masa suspendida. (El autor) 132
Figura 66: Velocidad de la masa suspendida. (El autor) 133
Figura 67: Aceleración de la masa suspendida. (El autor) 134
Figura 68: Modelo matemático de un grado de libertad para el análisis de la masa suspendida, sometida a una vibración armónica. (El autor) 135
Figura 69: Desplazamiento absoluto y relativo de la masa suspendida en función de la frecuencia de excitación. (El autor) 138
Figura 70: Diagrama de diseño de la suspensión, optimización para Sy=1.476. (Jazar) 139
Figura 71: Comparativa del comportamiento dinámico del sistema dimensionado por métodos no vibracionales y el sistema optimizado. (El autor) 140
Figura 72: Desplazamiento de la masa suspendida ante una fuerza de excitación armónica aplicada en la base del sistema. (El autor) 144
Figura 73: Modelo de resorte equivalente para remplazar un resorte inclinado. (El autor) 146

Figura 74: Modelo de resorte equivalente para remplazar un resorte desfasado. (El autor) 147
Figura 75: Modelo de resorte equivalente para un resorte inclinado y desfasado. (El autor) 148
Figura 76: Angulo de pivote de una suspensión de doble brazo articulado. (El autor) 150
Figura 77: Puntos conocidos de la geometría para el análisis del ángulo de salida. (El autor) 151
Figura 78: Ángulos de pivote posibles para el diseño realizado. (El autor) 153
Figura 79: Modelo utilizado y resultados obtenidos en el cálculo del ángulo de pivote y los puntos de articulación de los brazos de suspensión. (El autor) 153
Figura 80: Ángulos de inclinación de la mangueta positivo y negativo. (Jazar) 154
Figura 81: Ejes de simetría de la mangueta, putos de pivote y periferia del neumático, en función del ángulo de caída seleccionado 2,5°. (El autor) 155
Figura 82: Eje de pivote en función del ángulo de avance seleccionado 5°. (El autor) 156
Figura 83: Modelo utilizado para el análisis de la variación del ángulo de inclinación. (Jazar) 159
Figura 84: Modelo utilizado para el análisis cinemático de la dirección. (Jazar) 160
Figura 85: Relación óptima de los ángulos de giro de las ruedas para cumplir con el teorema de Ackerman. (El autor) 162
Figura 86: Mecanismo de dirección trapezoidal. (Jazar) 163
Figura 87: Comportamiento del mecanismo de dirección trapezoidal en comparación con el mecanismo de Ackerman ideal. (El autor) 165
Figura 88: Mecanismo de dirección de piñón y cremallera. (Jazar) 165
Figura 89: Chasis y sub-chasis del vehículo diseñado. (El autor) 168
Figura 90: Estructura básica del chasis y la jaula de seguridad. (El autor) 170
Figura 91: Procedimiento de cálculo por el método de elementos finitos. (El autor) 173
Figura 92: Geometría final del chasis y la jaula de seguridad. El autor 174
Figura 93: Conversión de formas de los elementos finitos. (Hole) 175
Figura 94: Detalle del mallado utilizado para el MEF. (El autor) 176
Figura 95: Vista isométrica del mallado realizado sobre la estructura. (El autor) 177
Figura 96: Convergencia con tres refinamientos consecutivos, una tasa de convergencia del 97.4% y un error estimado de 2.6%. (El autor) 179
Figura 97: Resultados obtenidos en el primer análisis estructural estático. (El autor) 188
Figura 98: Resultados obtenidos en el segundo análisis estructural estático. (El autor) 189
Figura 99: Resultados obtenidos en el tercer análisis estructural estático. (El autor) 190
Figura 100: Resultados obtenidos en el cuarto análisis estructural estático. (El autor) 191
Figura 101: Resultados obtenidos en el quinto análisis estructural estático. (El autor) 192
Figura 102: Resultados obtenidos en el sexto análisis estructural estático. (El autor) 193
Figura 103: Resultados obtenidos en el séptimo análisis estructural estático. (El autor) 194
Figura 104: Resultados obtenidos en el octavo análisis estructural estático. (El autor) 195
Figura 105: Resultados obtenidos en el noveno análisis estructural estático. (El autor) 196
Figura 106: Resultados obtenidos en el décimo análisis estructural estático. (El autor) 197
Figura 107: Resultados obtenidos en el décimo primer análisis estructural estático. 198
Figura 108: Resultados obtenidos en el décimo segundo análisis estructural estático. 199
Figura 109: Resultados obtenidos en el décimo tercer análisis estructural estático. (El autor) 200
Figura 110: Zonas de interés propensas a fallar. (El autor) 201
Figura 111: Modificaciones realizadas en el chasis y la jaula de seguridad. (El autor) 202
Figura 112: Carga fluctuante que actúa sobre la estructura (el autor) 205

Figura 113: Comportamiento característico de un esfuerzo fluctuante completamente invertido. (Richard and Keith) 206
Figura 114: Condiciones de contorno utilizadas en el análisis de vida a fatiga. (El autor)..... 208
Figura 115: Carácter de la carga fluctuante y teoría de corrección seleccionada. (El autor)..... 208
Figura 116: Resultados del análisis de vida a fatiga de la estructura. (El autor) 209
Figura 117: Factor de seguridad de vida a fatiga calculado. (El autor)..... 210
Figura 118: Zonas de interés propensas a falla por fatiga luego de 173.240 ciclos de carga fluctuante. (El autor)..... 210
Figura 119: Zonas de interés en el flujo aerodinámico. (El autor) 212
Figura 120: Influencia del ángulo de inclinación del capot y el parabrisas. (Hucho et al.)..... 215
Figura 121: Influencia de la inclinación del parabrisas sobre Cx. (Hucho et al.)..... 215
Figura 122: Influencia de la curvatura del techo sobre Cx. (Hucho et al.) 216
Figura 123: principales formas de la carrocería posterior. (Aparicio, Vera, and Díaz)..... 217
Figura 124: Influencia de la caída del techo sobre Cx. (Hucho et al.)..... 218
Figura 125: Influencia del ángulo del parabrisas posterior sobre Cx.(Hucho et al.)..... 219
Figura 126: Procedimiento de cálculo por el método de elementos finitos. (El autor) 220
Figura 127: Monitor de residuos obtenido en el análisis CFD. (El autor)..... 221
Figura 128: Monitor de convergencia de Cd obtenido en el análisis CFD. (El autor) 222
Figura 129: Muestra de los resultados numéricos obtenidos. (El autor)..... 222
Figura 130: Planos creados para el análisis de resultados gráficos. (El autor) 225
Figura 131: Flujo en el plano longitudinal en función de la velocidad [m/s]. (El autor)..... 226
Figura 132: Contornos de presión total [Pa]. (El autor)..... 227
Figura 133: Contornos de velocidad [m/s] e identificación de una zona de interés. (El autor)..... 227
Figura 134: Líneas de flujo en la carrocería en función de la velocidad [m/s]. (El autor)..... 228
Figura 135: Contornos de presión estática [Pa]. (El autor) 228
Figura 136: Convergencia en el análisis CFD de la carrocería modificada. (El autor)..... 229
Figura 137: Modificaciones realizadas en la carrocería. (El autor) 229
Figura 138: Comparativa del contorno de velocidad [m/s]. (El autor) 230
Figura 139: Comportamiento del coeficiente de arrastre en función del ángulo de inclinación del techo. (El autor)..... 230

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Dimensiones máximas globales de una silla de ruedas. (ISO 7193) 7
Tabla 2: Antropometría estática de personas adultas de sexo masculino usuarios de sillas de ruedas. (De la Vega, Lopez, and Soto) 8
Tabla 3: Pendientes y longitudes máximas de rampas fijas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245) 17
Tabla 4: Parámetros nominales de las principales batería usadas en la propulsión de automóviles. (Larminie and Lowry) 34
Tabla 5: Características del vehículo, la superficie de rodadura y el medio. (El autor) 42
Tabla 6: Resistencia aerodinámica del vehículo en estudio. (El autor) 44
Tabla 7: Potencia consumida por la resistencia aerodinámica. (El autor) 45
Tabla 8: Resistencia a la rodadura del vehículo en estudio. (El autor) 46
Tabla 9: Potencia consumida por la resistencia a la rodadura. (El autor) 47
Tabla 10: Resistencia debida a la pendiente del vehículo en estudio. (El autor) 48
Tabla 11: Potencia consumida por la resistencia a la pendiente del 30%. (El autor) 49
Tabla 12: Resistencia total al avance sin aceleración del vehículo en estudio. (El autor) 53
Tabla 13: Potencia requerida por el vehículo en estudio. (El autor) 55
Tabla 14: Especificaciones técnicas del motor seleccionado. (Honda ltda.) 56
Tabla 15: Esfuerzo tractor entregado, límite que impone la adherencia. (El autor) 62
Tabla 16: Rendimiento del vehículo en estudio. (El autor) 63
Tabla 17: Datos necesarios para el dimensionamiento del sistema de frenos. (El autor) 89
Tabla 18: Criterios de homologación. (Diario Oficial de las Comunidades Europeas) 91
Tabla 19: características de la palanca y la bomba de freno principal. (El autor) 101
Tabla 20: Fuerza de agarre promedio de personas adultas de ambos sexos. (Lopez et al.) 102
Tabla 21: Características físicas y geométricas de las pastillas de freno (AP Racing) 103
Tabla 22: Características de las mordazas CP2576. (AP Racing) 105
Tabla 23: Posiciones de la válvula y factor de limitación de la presión. (AP Racing) 107
Tabla 24: Resultados obtenidos en el modelado del sistema de frenos ideal. (El autor) 109
Tabla 25: Resultados obtenidos en el dimensionamiento del sistema de frenos. (El autor) 110
Tabla 26: Comportamiento dinámico del vehículo durante un proceso de frenado. (El autor) 115
Tabla 27: Cumplimiento de la normativa europea 98/12/CE. (El autor) 118
Tabla 28: Datos requeridos para el dimensionamiento del sistema de suspensión. (El autor) 127
Tabla 29: Resultados obtenidos en el dimensionamiento del sistema de suspensión, para una frecuencia natural de 1Hz y 1.2 Hz. (El autor) 127
Tabla 30: Constantes y características del sistema vibracional modelado. (El autor) 142
Tabla 31: Valores reales de la rigidez del muelle y el coeficiente de amortiguación para la suspensión delantera y posterior diseñada. (El autor) 148
Tabla 32: Coordenadas cartesianas utilizadas para determinar el ángulo de salida. (El autor) 152
Tabla 33: Resultados obtenidos para un ángulo de pivote positivo de 6.21°. (El autor) 154
Tabla 34: Coordenadas de los puntos principales del eje de avance. (El autor) 157
Tabla 35: Composición química del acero A36. (American Society for Testing Materials) 171
Tabla 36: Propiedades físicas y mecánicas del acero A36. 171
Tabla 37: Cargas que debe soportar el chasis. (El autor) 184
Tabla 38: Cargas que debe soportar la jaula de seguridad. (El autor) 185

Tabla 39: Especificaciones de los análisis estructurales estáticos a realizar. (El autor) 186
Tabla 40: Compendio de resultados obtenidos en el análisis estructural estático. (El autor) 203
Tabla 41: Resultados longitudinales obtenidos en el análisis CFD. (El autor) 223
Tabla 42: Resultados verticales obtenidos en el análisis CFD. (El autor) 224
Tabla 43: Momentos aerodinámicos calculados por el método CFD. (El autor) 224
Tabla 44: Resultados obtenidos en la reducción de Cx, variando la inclinación de la parte posterior del techo. (El autor) 231

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Compendio de dimensiones principales……..…239

Anexo 2: Dimensiones generales de la silla de ruedas digitalizada……240

Anexo 3: Dimensiones generales del modelo humano computarizado……..241

Anexo 4: Dimensiones principales del chasis tubular……...242

Anexo 5: Dimensiones principales del vehículo sin paneles……243

Anexo 6: Dimensiones principales del vehículo con paneles……244

JUSTIFICACIÓN:

El estado ecuatoriano ha tomado las acciones pertinentes para incluir a las personas con discapacidad dentro del marco jurídico constitucional, pero en la práctica poco o nada se ha hecho para cumplir con las normativas emitidas. Los ciudadanos observamos con asombro que la totalidad de buses que circulan en el casco urbano no cuentan con rampas o sistemas de acceso que faciliten el embarque y desembarque de personas en silla de ruedas.

La falta de interés por parte de las autoridades encargadas del transporte público no ha permitido la adquisición de vehículos especialmente modificados para el transporte de personas con paraplejia, dichos vehículos deben incluir un sistema eficiente para el embarque y el desembarque así como mecanismos de anclaje y demás sistemas de confort y seguridad. La única alternativa factible en la actualidad para la movilidad de dicha población es el uso de vehículos privados estándar o con modificaciones rústicas, que requieren la asistencia de una o más personas externas para su uso y funcionamiento, con la incomodidad que esto genera.

Por lo que resulta prioritario la creación de un documento que recopile la información bibliográfica dispersa y realice un análisis científico referente a las características físicas, técnicas y las restricciones en la movilidad propia de las personas que presenten paraplejia. El desarrollo de este documento desencadenará en la creación de la primera plantilla antropométrica tridimensional funcional de personas adultas de ambos sexos usuarios de sillas de ruedas, herramienta indispensable para el diseño ergonómico de cualquier artefacto o producto de asistencia.

No podemos hablar de una ciudad inclusiva si no dotamos a la totalidad de la población de medios de transporte dignos, seguros y totalmente autónomos, en este sentido están orientados los esfuerzos de esta tesis que busca diseñar el prototipo de un vehículo monoplaza que desde su concepción será pensado para ser usado exclusivamente por personas en sillas de ruedas, dotando a esta población de una herramienta indispensable para su total autonomía e inclusión social.

El proceso de diseño automotriz se desarrolla siguiendo una serie de pasos o faces que constituyen eslabones de una larga cadena, que inicia con la identificación de la necesidad y culmina con el diseño del prototipo o la presentación de los resultados. Este proceso de ingeniería de carácter científico, requiere de una enorme cantidad de conocimientos y plantea un importante conjunto de retos técnicos que deberán ser resueltos. Aplicar un proceso de análisis dinámico acorde a las necesidades específicas del proyecto permitirá desarrollar la correcta selección y el dimensionamiento de los sistemas mecánicos principales.

Exigencias de seguridad y confort presentadas por las normativas técnicas nacionales e internacionales deberán ser analizadas a profundidad a fin de dotar al diseño de una estructura sólida, robusta pero a la vez liviana y eficiente, que soporte con total desahogo las

exigencias más rigurosas, teniendo en consideración las características tan peculiares de la población a la cual está dirigido el proyecto.

Cumplir a cabalidad con los objetivos de diseño establecidos por los beneficiarios directos así como con los requisitos y sugerencias realizados por las normativas pertinentes, requiere de un proceso arduo de diseño, análisis por computadora, simulaciones dinámicas, modelado matemático y físico. Procesos y herramientas indispensables para lograr un diseño eficiente, seguro, de alta calidad, que cumpla con los estándares más rigurosos, sin descuidar el objetivo principal del proyecto, buscando en todo momento su aceptación estética y funcional.

INTRODUCCIÓN:

El presente trabajo de grado se refiere al tema del diseño de un vehículo monoplaza destinado para el transporte de personas con paraplejia, definiendo paraplejia como el parálisis de la mitad inferior del cuerpo, se aplica este concepto a los discapacitados motrices, ancianos, mujeres embarazadas, y en general cualquier usuario fijo e intermitente de silla de ruedas. La característica principal de este tipo de discapacidad es la falta de movilidad en los miembros inferiores y por ende la incapacidad de accionar mecanismos de control necesarios para la conducción de un vehículo estándar.

La investigación de esta problemática social se realizó con el interés de crear un medio de transporte digno, seguro y eficiente, que dotará de total autonomía al usuario durante el embarque y la conducción. El desarrollo de esta tesis permitió además crear un documento de investigación que recopila la información científica referente a las características y necesidades de la población en estudio, información fundamental para el desarrollo de la primera plantilla antropométrica tridimensional funcional de personas adultas de ambos sexos usuarios de sillas de ruedas.

Normativas, reglamentos y manuales de accesibilidad referidos a la movilidad de personas con discapacidad fueron analizados a profundidad, permitiendo asegurar que el diseño realizado y específicamente la rampa de seguridad cumplen a cabalidad con los más altos estándares de seguridad y funcionalidad exigidos por la normativa técnica ecuatoriana. Profundizar la temática del diseño automotriz desde una perspectiva estética y funcional, presentar las bases y el proceso a seguir para el dimensionamiento y la selección de los sistemas mecánicos principales, aplicable a vehículos de todo tipo, fueron intereses académicos, los conceptos presentados por la dinámica vehicular constituyen la base para el desarrollo de modelos matemáticos computacionales.

Aportes importantes referidos a conceptos de diseño automotriz destinados al desarrollo de vehículos especializados para poblaciones específicas, creación de prototipos de bajo costo estructurados con un chasis tubular y carrocerías de materiales livianos (fibra de vidrio o plásticos), cumpliendo con las exigencias de seguridad establecidas por la FIA (Federación Internacional de Automovilismo) y las normativas técnicas ecuatorianas. Se realizó un análisis estructural estático completo del chasis y la jaula de seguridad, con el uso de software de análisis de tensión por elementos finitos, y un análisis de rigidez en función del peso, logrando la máxima rigidez estructural pero manteniendo el peso en un límite máximo admisible.

En el marco de la investigación bibliográfica, la recopilación y el análisis de la información se realizó en función de la validez de los datos obtenidos y su aceptación a nivel mundial, se analizaron una serie de publicaciones científicas, manuales de accesibilidad, normativas técnicas nacionales e internacionales, memorias de congresos de ergonomistas especializados en poblaciones en estado de vulnerabilidad. La información recopilada se

estructuró en forma de tablas o cartas ergonómicas estáticas y dinámicas, que contienen las principales medidas corporales de personas adultas de ambos sexos usuarios de sillas de ruedas.

Con esta información se procedió al modelado de la primera plantilla antropométrica de personas adultas de ambos sexos usuarios de sillas de ruedas para Latinoamérica, dicha plantilla no solo es una representación estática de las cartas antropométricas, fue diseñada de tal manera que permite el movimiento de cada uno de los miembros del cuerpo con los grados de libertad propios de la anatomía humana, en otras palabras la plantilla diseñada puede ser manipulada virtualmente de manera que pueda tomar una infinidad de posiciones espaciales similares al comportamiento mecánico del cuerpo humano.

Contar con una plantilla antropométrica es fundamental para el desarrollo de cualquier artefacto de apoyo, la adaptación de vehículos, construcción de espacios públicos y privados y en general para el desarrollo de cualquier artefacto o inmueble que se desee diseñar de tal manera que pueda ser considerado como incluyente y accesible.

La selección y dimensionamiento de los componentes mecánicos principales (motor, transmisión, frenos, suspensión y dirección) específicos para las necesidades y características del vehículo diseñado, se realizó en base a los conceptos presentados por la dinámica vehicular, se utilizó el método analítico, ya que el empírico resulta imposible de desarrollar sobre un vehículo en etapa de diseño. El software utilizado para el análisis dinámico fue: MATLAB® en combinación con EXCEL®, tanto las fórmulas como el procedimiento seguido y en especial el análisis de los resultados obtenidos constituyen un importante aporte a la comunidad académica.

Una vez definidas las características técnicas, mecánicas y geométricas del conductor, el artefacto de asistencia (silla de ruedas), el motor, la transmisión y los sistemas mecánicos principales, se procedió al diseño del vehículo monoplaza, siguiendo el procedimiento establecido por el diseño mecánico, cumpliendo a cabalidad cada una de las etapas establecidas, buscando en todo momento funcionalidad y ergonomía. Se realizaron estudios complementarios de desempeño aerodinámico y vida a fatiga por el método de elementos finitos aplicado en ANSYS®, logrando un diseño altamente eficiente en todos los sentidos.

El resultado final fue el primer vehículo monoplaza para personas con paraplejia diseñado desde su concepción para cumplir con dos finalidades específicas: dotar a la población parapléjica de un medio de transporte autónomo, y a la vez ser: seguro, eficiente, fácil de construir, económico, liviano, funcional, ergonómico y estéticamente llamativo.

CAPÍTULO I

1. ANÁLISIS DE LAS CARACTERÍSTICAS FÍSICAS, TÉCNICAS Y RESTRICCIONES EN LA MOVILIDAD PROPIA DE LAS PERSONAS CON PARAPLEJÍA.

Se ha determinado que más de mil millones de personas viven en todo el mundo con alguna forma de discapacidad, de ellas casi 200 millones experimentan dificultades considerables en su funcionamiento (World Health Organization). Según datos estadísticos proporcionados por el Consejo Nacional de Igualdad de Discapacidades (CONADIS), en el Ecuador existen 401.538 personas con algún tipo de discapacidad, de las cuales 191.384 presentan discapacidad física y el 56% son hombres.

El diseño a nivel industrial de productos de asistencia se ha convertido en un área de especial interés para: las universidades, instituciones públicas, empresas privadas, y en general para todos aquellos actores sociales, interesados en diseñar y fabricar elementos de asistencia que permitan reducir e incluso eliminar las limitaciones propias de una persona que padezca discapacidad. Dentro del variado colectivo de discapacidades, la discapacidad física sobresale, el uso de sillas de ruedas ha tenido un repunte importante a nivel mundial. (Vicepresidencia de la República del Ecuador)

1.1 COMPONENTES PRINCIPALES DE UNA SILLA DE RUEDAS GENÉRICA.

En primer lugar se define a una silla de ruedas genérica como la más básica que existe, en donde cada uno de sus componentes son necesarios para asegurar la funcionalidad y ergonomía, sin hacer hincapié en elementos externos embellecedores ni al tipo de propulsión utilizado. En la figura 1 se han detallado los componentes principales de una silla de ruedas.

1	Empuñadura para empujar
2	Respaldo
3	Palanca para bascular
4	Rueda trasera grande
5	Pasamanos
6	Rueda delantera pequeña
7	Reposabrazos
8	Asiento
9	Freno
10	Horquilla reposapiés
11	Tablillas reposapiés

Figura 1: Componentes de una silla de ruedas genérica. (Guillon et al.)

1.2 TIPOS DE SILLAS DE RUEDAS.

Existen en el mercado una gran cantidad de marcas y modelos de sillas de ruedas, a nivel mundial se han registrado más de 400 modelos, por lo que resulta complicado clasificarlas dentro de una categoría específica. La clasificación que se presentará a continuación es la más aceptada y comprende a la gran mayoría de modelos que se han desarrollado hasta la fecha, agrupados en grandes categorías.

Sillas de ruedas manuales.

- Sillas de ruedas manuales plegables
- Sillas de ruedas manuales para hemipléjicos.
- Sillas de ruedas manuales confortable.
- Sillas de ruedas manuales multisport.

Sillas de ruedas eléctricas.

- Sillas eléctricas plegables
- Sillas de ruedas eléctricas de chasis fijo

1.3 CARACTERÍSTICAS DIMENSIONALES DE LAS PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS.

Uno de los factores más importantes a tener en cuenta a la hora de diseñar cualquier tipo de artefacto de asistencia, es la determinación de las características dimensionales del objeto en estudio. En nuestro caso particular debemos determinar de manera clara y precisa las dimensiones de las personas en silla de ruedas, así como otras magnitudes técnicas de gran interés como por ejemplo: la pendiente de rampa máxima que pueden superar, las distancias frontales y laterales que pueden alcanzar, los espacios mínimos requeridos para realizar maniobras de giro, entre otros.

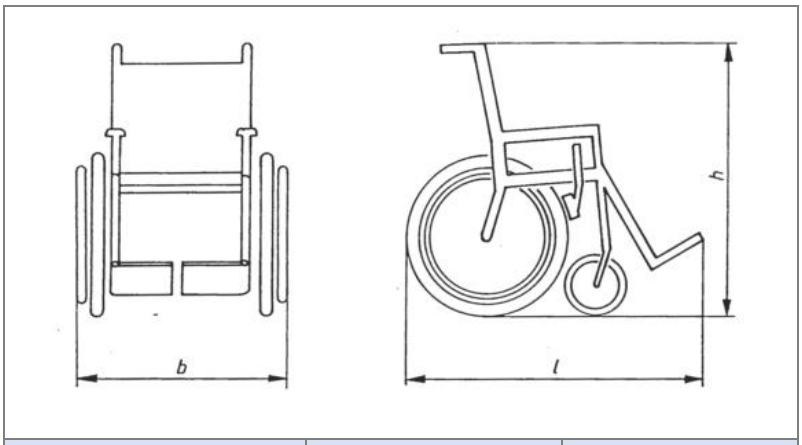
Dichas características técnicas propias de las personas usuarias de sillas de ruedas constituyen la base fundamental en el desarrollo del modelo tridimensional de una plantilla antropométrica, que a su vez representa la base necesaria para asegurar la ergonomía, confort y funcionalidad de cualquier artefacto de asistencia destinado para tal fin.

1.3.1 DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA SILLA DE RUEDAS.

Debido a la gran cantidad de marcas y modelos de sillas de ruedas existentes en el mercado, no resulta sencillo ni útil determinar las características dimensionales de cada una. Sin embargo a nivel mundial se han establecido una serie de normas y reglamentos de

construcción cuyo propósito es el de proveer las dimensiones máximas globales de sillas de ruedas manuales y eléctricas a ser consideradas por arquitectos, ingenieros, fabricantes y autoridades públicas con respecto a la accesibilidad de bienes y servicios públicos y privados, más aun los límites dimensionales constituyen una guía para el fabricante de sillas de ruedas y elementos de apoyo para el desarrollo de nuevos proyectos.

Las normativas emitidas por la Organización Internacional para la Estandarización (ISO) específicamente la ISO 7193 titulada: “Sillas de ruedas - Dimensiones máximas globales”, presenta las dimensiones generales de las sillas de ruedas destinados principalmente para uso en interiores, se establecen con el propósito de una buena maniobrabilidad y la accesibilidad a los vehículos motorizados, ascensores, equipos de cocina, etc. Se aplica tanto a sillas manuales como eléctricas en su condición operativa, y abarca el 85% de las sillas de ruedas utilizadas por personas con discapacidad a nivel mundial.



DESIGNACIÓN	VALOR	UNIDAD
Longitud total (l)	1200	mm
Anchura total (b)	700	mm
Altura total (h)	1090	mm

Tabla 1: Dimensiones máximas globales de una silla de ruedas. (ISO 7193)

1.3.2 ANTROPOMETRÍA DE LAS PERSONAS EN SILLA DE RUEDAS.

El diseño industrial de productos de asistencia se ha convertido en un área de interés, debido a que encausa sus esfuerzos a resolver un problema de carácter social, diversos autores y revistas especializadas se han dedicado al estudio de las necesidades antropométricas de esta población.

Siendo la antropometría una técnica que se dedica a cuantificar el tamaño, la forma y las proporciones del cuerpo humano por medio de medición directa e indirecta y cuya aplicación está enfocada a diversos fines, desde la medicina hasta la confección de ropa; podemos asegurar que es indispensable contar con una base de datos real que permita desarrollar el perfil antropométrico de una persona usuaria de silla de ruedas.

Lamentablemente la información antropométrica de las personas con discapacidad física es reducida y de difícil acceso ya que existen pocos estudios realizados específicamente en Latinoamérica. Al hablar de antropometría, los estudios realizados en otras partes del planeta no serían válidos para nuestro medio, en este sentido resulta un gran aporte científico el realizado por el señor Enrique De la Vega titulado “Antropometría para discapacitados” que fue desarrollado con el aval de la sociedad de ergonomistas de México, presentado a modo de resumen en la tabla número 2.

PERCENTIL	MEDIDAS CORPORALES (cm)						
	Alcance hacia arriba		Del piso a la Cabeza	Altura al ojo	Altura al hombro	Alcance abajo	
	Dedo	Puño				Dedo	Puño
5	158.55	146.95	117.28	106.83	93.10	68.25	58.73
50	175.30	164.60	128.95	118.75	103.10	75.20	65.45
95	188.30	176.75	136.45	126.35	110.43	85.68	76.15
PROM	174.36	164.08	128.25	118.28	102.64	75.96	66.30

PERCENTIL	MEDIDAS CORPORALES (cm)						
	Alcance al frente		Longitud antebrazo		Alcance lateral		Profundidad del tronco
	Dedo	Puño	Dedo	Puño	Dedo	Puño	
5	80.73	71.30	27.45	19.40	81.08	70.80	27.33
50	89.60	79.25	37.80	27.45	88.65	79.85	35.45
95	98.10	87.93	51.33	41.30	97.13	88.03	43.28
PROM	89.33	79.59	38.56	29.93	89.30	79.93	35.33

Tabla 2: Antropometría estática de personas adultas de sexo masculino usuarios de sillas de ruedas. (De la Vega, Lopez, and Soto)

1.3.2.1 ANTROPOMETRÍA ESTÁTICA.

La antropometría estática abarca la medición del cuerpo en reposo, se presentan valores generales tales como la talla, y los alcances sin acción de estiramiento. Al tratarse de personas con discapacidad motriz usuarios de sillas de ruedas, la antropometría estática debe incluir las características dimensionales del artefacto de apoyo.

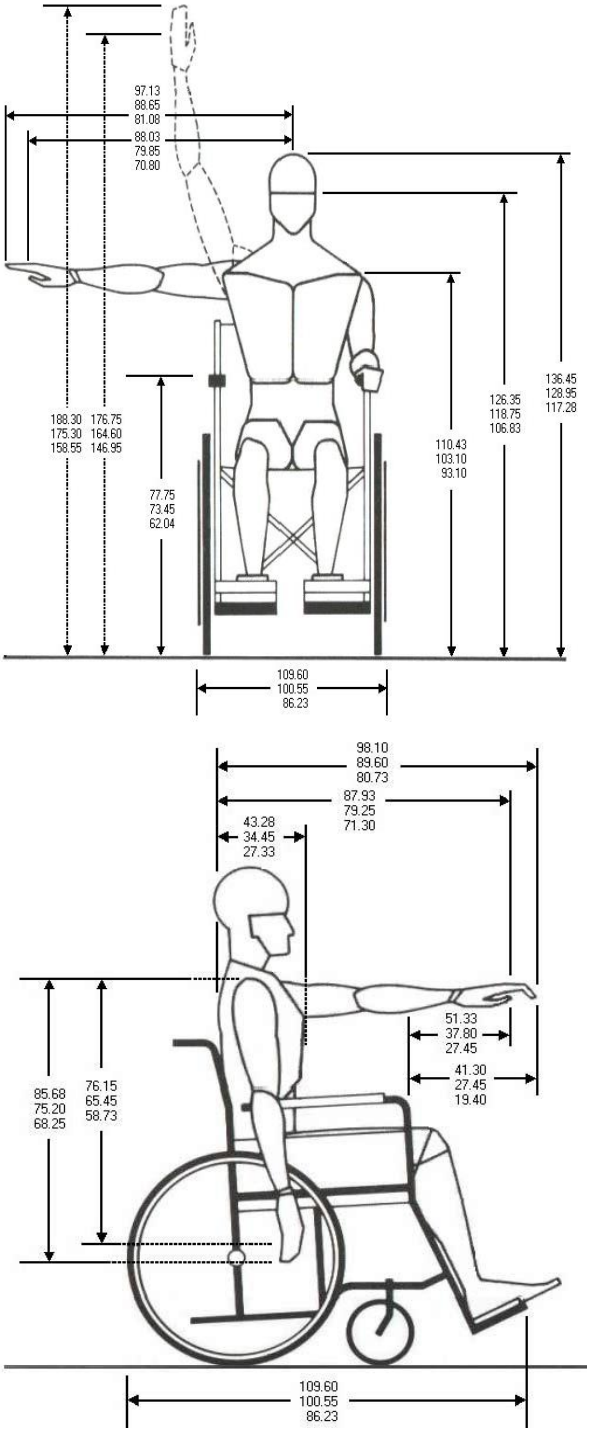


Figura 2: Antropometría estática de adultos en sillas de ruedas (cm).

(De la Vega, Lopez, and Soto)

1.3.2.2 ANTROPOMETRÍA DINÁMICA.

La antropometría dinámica se encarga de la medición del cuerpo en movimiento, información referente a los alcances frontales y laterales con acciones de estiramiento y los espacios requeridos para realizar maniobras con las sillas de ruedas. Pero la antropometría dinámica debe abarcar también el análisis de las fuerzas que actúan durante el movimiento, tal es el caso de la fuerza requerida para impulsar el artefacto que se ha considerado como un gasto metabólico.

La movilidad urbana y las restricciones a las que está sometido el conjunto formado por la silla de ruedas y su usuario ha sido motivo de gran interés y preocupación por parte de la comunidad científica. Instituciones públicas y privadas e Investigadores a nivel mundial han publicado una serie de normativas, reglamentos y artículos científicos de gran interés que presentan las características dimensionales relacionadas con la antropometría dinámica de las personas con discapacidad. Estas dimensiones corporales del sujeto en movimiento son la base principal sobre la cual se fundamenta el diseño de todos los utensilios, equipos, aparatos, adaptaciones, y demás objetos de asistencia, así como la planificación urbana en general.

VISIBILIDAD.

La visibilidad es uno de los factores principales, por no decir el más importante a la hora de conducir, para una persona en silla de ruedas que tenga una buena visión este no es un impedimento, ya que la posición de dicha persona dentro del vehículo es prácticamente la misma que la de cualquier persona al conducir un automóvil. El ángulo de visión no se ve afectado por el uso de una silla de ruedas.

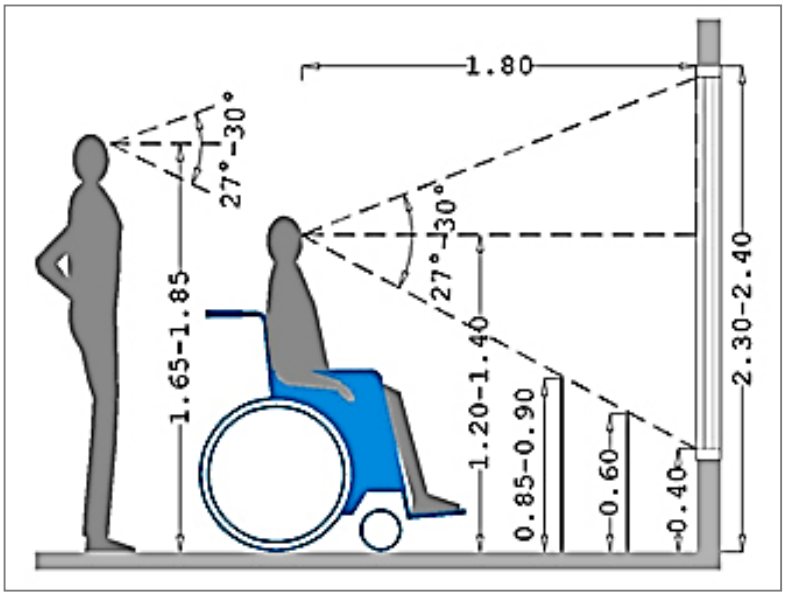


Figura 3: Cotas de visibilidad de personas adulta en silla de ruedas (cm). (Verswyvel)

ALCANCE LATERAL.

El alcance lateral se refiere a las distancias que puede alcanzar con sus manos una persona sentada en la silla de ruedas, en primer lugar en posición normal (antropometría estática) y en segundo lugar realizando una acción de estiramiento (antropometría dinámica). Del alcance lateral dependen factores muy importantes para el diseño automotriz tales como: la posición espacial de los mandos, instrumentos de señalización y demás elementos que deben ser manipulados por el conductor.

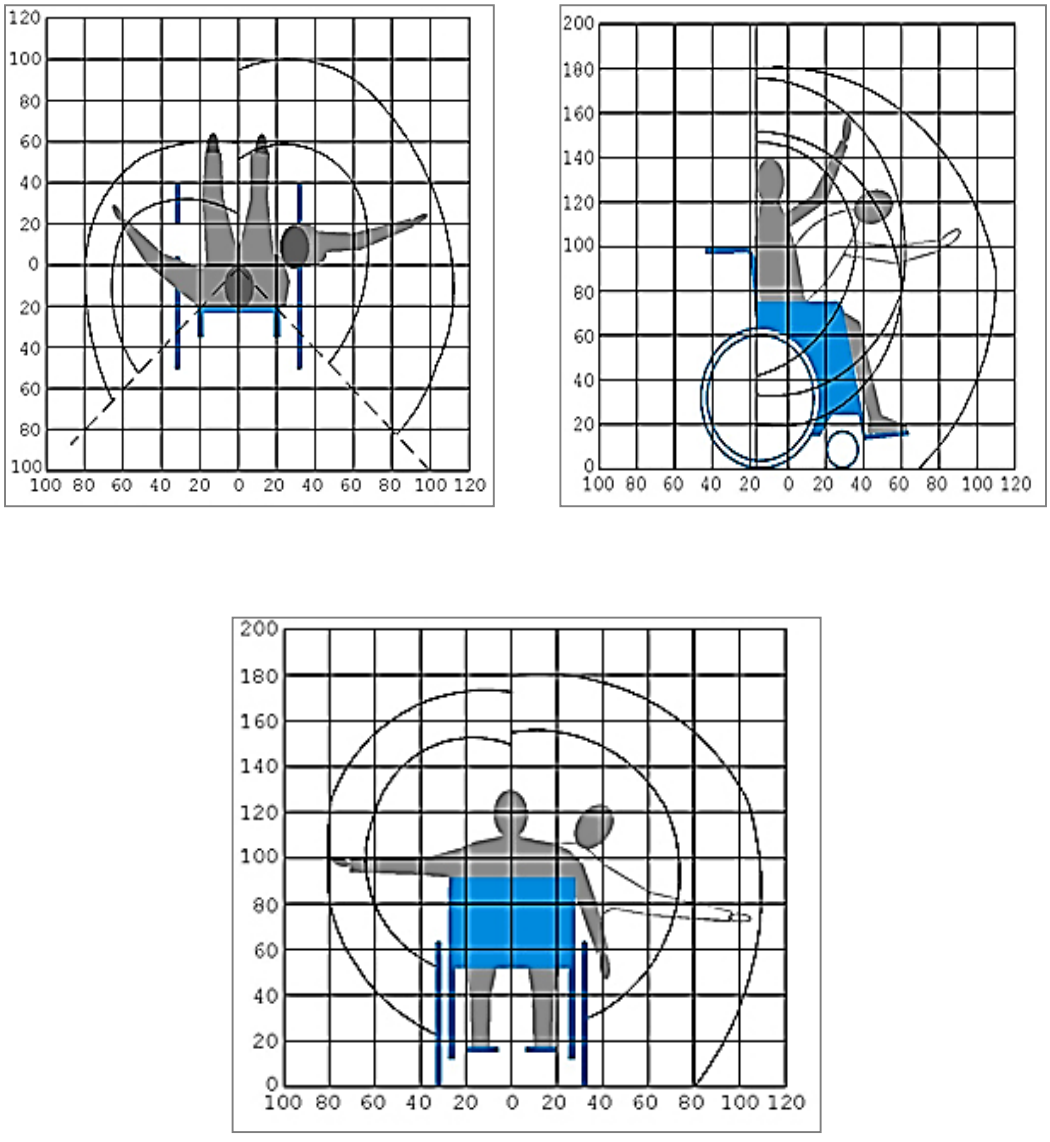


Figura 4: Alcance lateral de personas adultas en silla de ruedas (cm). (Verswyvel)

ALCANCE FRONTAL.

El alcance frontal se refiere a las distancias máximas que una persona sentada cómodamente en una silla de ruedas, puede alcanzar con sus manos estiradas hacia adelante y hacia un costado. De esta cota dependen características de diseño sumamente importantes como la posición de anclaje de la silla de ruedas, su distancia al mando principal, y el tablero de instrumentos en general.

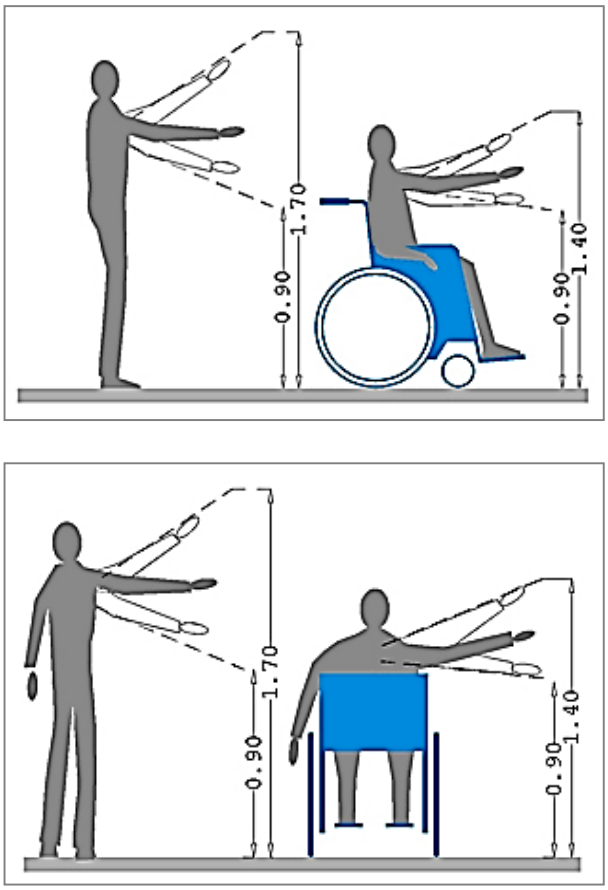


Figura 5: Alcance frontal de personas adultas en silla de ruedas (cm). (Verswyvel)

GIROS Y MANIOBRAS.

El espacio mínimo requerido para realizar un giro o una maniobra debe ser contemplado y correctamente planificado en lugares estrechos, para asegurar el correcto y cómodo desplazamiento de las personas en silla de ruedas. Aunque el espacio requerido depende de la pericia o habilidad del usuario y de la maniobrabilidad del artefacto, existen valores característicos que deben ser considerados.

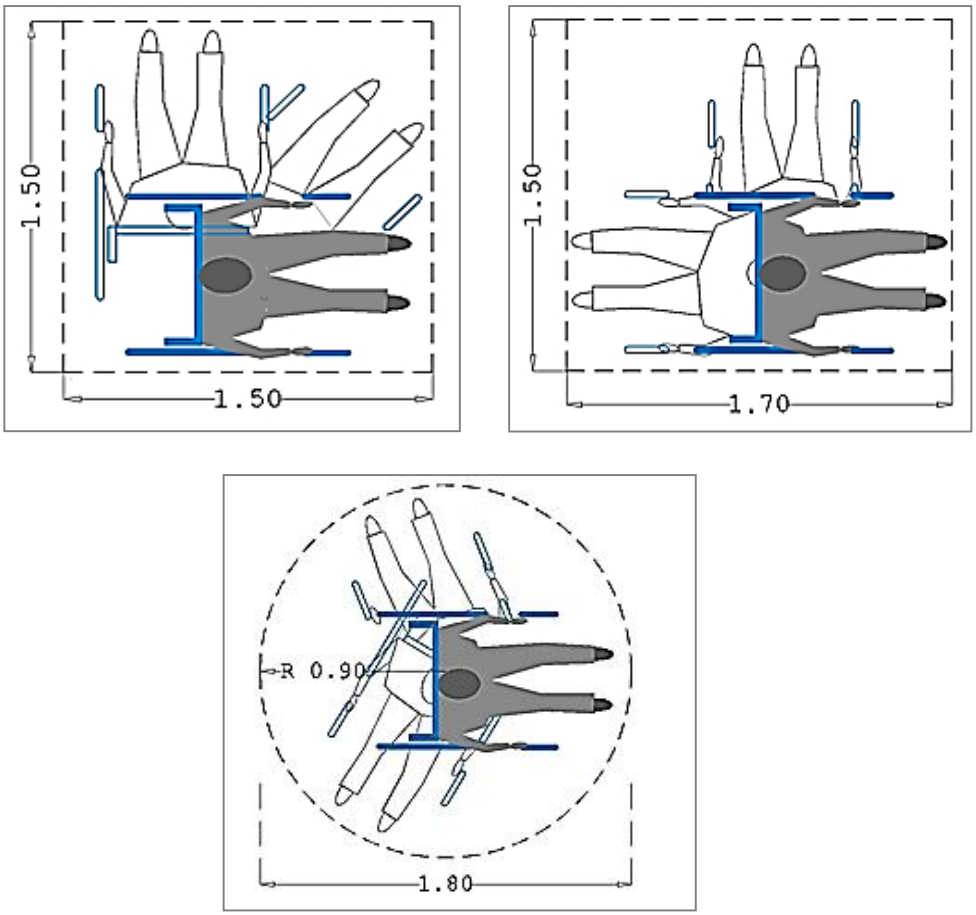


Figura 6: Espacio requerido para realizar giros en silla de ruedas (m). (Verswyvel)

1.3.3 ACCESIBILIDAD AL MEDIO FÍSICO.

Podemos definir el medio físico como la porción del espacio geográfico de un territorio concreto que deriva de la acción humana, siendo la arquitectura y el urbanismo los encargados de conformar el paisaje o entorno construido especialmente para albergar las actividades cotidianas de los habitantes. El medio físico de una ciudad lo conforman: edificios públicos, edificios privados, viviendas, calles, aceras, puentes, plazas, escuelas, hospitales, templos y demás mobiliario urbano diseñado para satisfacer las necesidades específicas de una cultura en particular.

Las barreras arquitectónicas son aquellas dificultades que presenta el entorno tanto arquitectónico como urbanístico, para la libre movilidad y total accesibilidad a los espacios y circulaciones. (Santacruz). Las Normativas Técnicas Ecuatorianas (NTE), difundidas por el Servicio Ecuatoriano de Normalización (INEN), señalan una serie de especificaciones y recomendaciones que el mobiliario urbano debe cumplir para ser llamado accesible, no solo para las personas con paraplejía sino para cualquier persona que presente capacidades diferentes incluidos niños y ancianos.

En este contexto, grandes han sido los esfuerzos por parte de las autoridades encargadas de la planificación urbanística de la ciudad de Cuenca, para asegurar el cumplimiento de las normativas nacionales e internacionales referentes a la accesibilidad. Pero en la práctica seguimos observando construcciones antiguas representativas de la ciudad e incluso construcciones nuevas públicas y privadas en las que poco o nada se ha hecho para mejorar su accesibilidad, constituyéndolas en verdaderas barreras arquitectónicas en pleno siglo XXI. (Santacruz)

La entidad encargada de tan loable tarea es el Consejo Nacional de Igualdad de Discapacidades (CONADIS), que en colaboración con el Servicio Ecuatoriano de Normalización (INEN) han emitido una serie de normativas vigentes de gran valía y aplicación en el ámbito de la accesibilidad urbanística, que fueron consideradas en este estudio, son nombradas y analizadas a cabalidad en los apartados respectivos.

1.3.3.1 SEÑALIZACIÓN.

La normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 2239, titulada: *Accesibilidad De Las Personas Al Medio Físico (Señalización),* en su primera edición establece las características que deben tener las señales a ser utilizadas en todos los espacios públicos y privados para indicar las condiciones de accesibilidad, así como también indicar aquellos lugares donde se proporciona orientación, asistencia e información. Existen distintos tipos de señales en función del destinatario: visuales, táctiles y sonoras, ya sea de información habitual o de alarma. Requisitos tales como la ubicación, iluminación, dimensiones, tamaño de letra y demás se encuentran claramente definidas en los apartados correspondientes de dicha normativa.

El símbolo universal de accesibilidad que informa al público que lo señalizado es franqueable y utilizable por personas con cualquier discapacidad o movilidad reducida se presenta claramente en la normativa NTE INEN 2240, este símbolo es aceptado a nivel nacional e internacional de ahí su importancia. Las dimensiones de los textos deben estar de acuerdo con la distancia del observador en base a la siguiente relación: la mayor distancia (L), desde la cual la señal para indicar la condición de accesibilidad puede ser entendida y el área mínima (A) de la señal se da en la siguiente fórmula:

$$A = \frac{L^2}{2000}$$

En donde: (A y L) están expresadas en metros cuadrados y metros respectivamente. Esta fórmula se aplica para distancias menores de 50 m. (Instituto Ecuatoriano de normalizaciíon 2239)

Figura 7: Símbolo de accesibilidad. (Instituto Ecuatoriano de Normalización. 2240)

1.3.3.2 VÍAS DE CIRCULACIÓN PEATONAL.

Las dimensiones mínimas y las características funcionales de construcción que deben cumplir las vías de circulación peatonal (calles, aceras, senderos, andenes caminos y cualquier superficie de dominio público), tanto públicas como privadas, están normadas por la NTE INEN 2243 titulada: "*Accesibilidad de las personas con discapacidad y movilidad reducida al medio físico. Vías de circulación peatonal"*

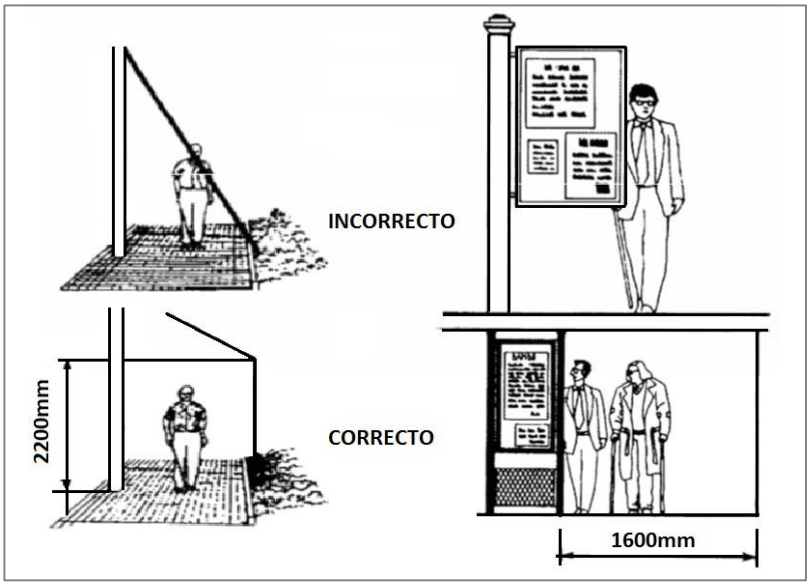


Figura 8: Circulación peatonal. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2243)

Las vías de circulación peatonal deben tener un ancho mínimo de 1600mm, estar libres de obstáculos en todo su ancho mínimo y una altura mínima de 2200mm, dentro de este espacio no se deben disponer elementos que lo invadan tales como: luminarias, carteles, equipamientos, etc. En caso que resulta indispensable la invasión de este espacio mínimo debe anunciarse de manera que pueda ser detectado. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2243)

1.3.3.3 AGARRADERAS, BORDILLOS Y PASAMANOS.

La normativa NTE INEN 2244 establece las características que deben cumplir las agarraderas, bordillos y pasamanos al ingreso y dentro de los edificios, distinguiendo las agarraderas y los pasamanos por su longitud, se analizan las características generales exigidas por la norma en cada uno de los elementos antes señalados. Se recomienda que las agarraderas tengan sección circular o anatómicas con un diámetro entre 35 y 50 mm, una separación con respecto a la pared de 50 mm, construida con materiales rígidos que soporten 1500 N sin doblarse ni desprenderse.

En lo referente a los bordillos la normativa señala que todas las vías de circulación que presenten desniveles superiores a 200 mm deben estar provistas de bordillos de material resistente de 100 mm de altura, con una continuidad de toda la extensión del desnivel. La sección transversal del pasamanos debe permitir un buen deslizamiento de la mano y la sujeción fácil y segura con una sección circular y o ergonómica, con un diámetro de circunferencia de entre 35 mm y 50 mm, la separación libre entre el pasamanos y la pared debe ser igual o superior a 50 mm, debe estar construido por materiales rígidos y estar firmemente fijados al soporte sin relieves en la superficie de deslizamiento de la mano.

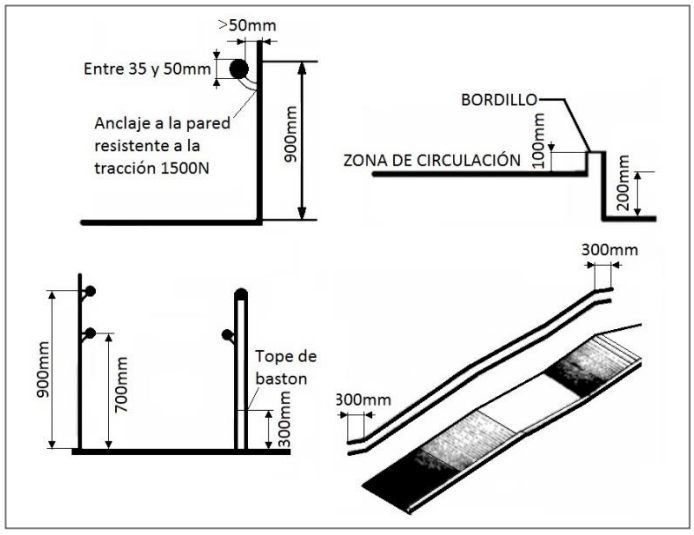


Figura 9: Características de las agarraderas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2244)

1.3.3.4 RAMPAS ARQUITECTÓNICAS.

Gracias al análisis realizado por la Sra. Sonia Verswyvel en su Manual: “Una Ciudad Para Todos” y la normativa NTE INEN 2245 titulada “*Accesibilidad de las personas al medio físico, edificios, rampas fijas”*, es posible determinar la rampa máxima que una persona adulta en silla de ruedas puede superar sin necesidad de asistencia alguna. Los rangos de pendientes

y longitudes máximas para los tramos de rampa entre descansos, en función de la extensión de los mismos se presentan en la tabla número 3.

El nivel de asistencia que se requiere es directamente proporcional al valor de la rampa a superar, tomando como valores fijos el peso promedio de la silla y el peso del ocupante, podemos determinar el nivel de asistencia requerido. Para rampas menores a 10% no se requiere asistencia, para rampas iguales al 10% se requiere una asistencia leve, para rampas superiores al 10% se requiere una asistencia mayor. (Verswyvel)

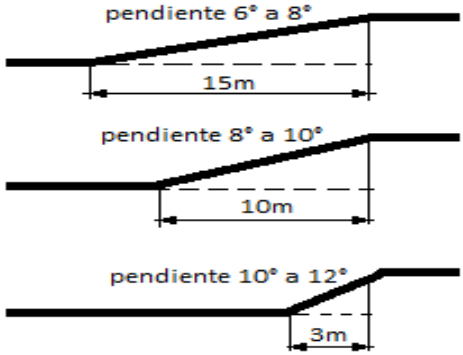
	a) hasta 15 metros: 6 % a 8% b) hasta 10 metros: 8 % a 10% c) hasta 3 metros: 10 % a 12%

Tabla 3: Pendientes y longitudes máximas de rampas fijas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245)

La pendiente transversal máxima se establece en el 2%, el ancho mínimo libre de las rampas unidireccionales será de 900 mm, cuando se considere la posibilidad de un giro a 90° la rampa deberá tener un ancho mínimo de 1000 mm, si el ángulo de giro supera los 90° la dimensión mínima del ancho de la rampa deberá ser de 1200mm. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245)

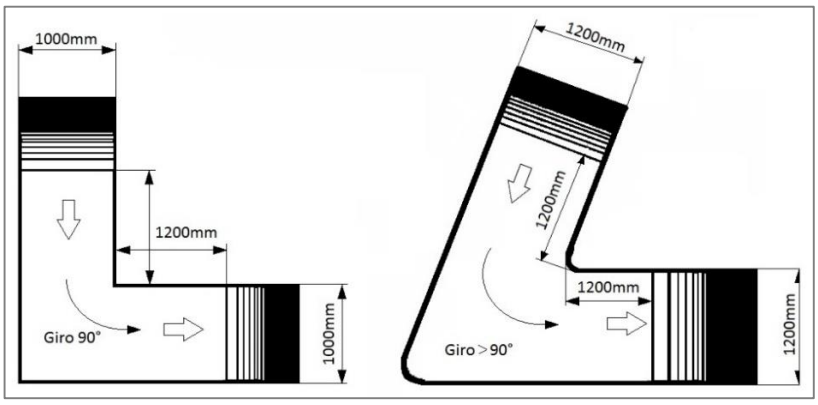


Figura 10: Ancho mínimo de rampas. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245)

1.3.3.5 CRUCES PEATONALES.

La normativa ecuatoriana NTE INEN 2246 establece las dimensiones mínimas y las características funcionales y constructivas que deben cumplir las intersecciones y cruces peatonales a nivel y a desnivel, dicha normativa establece que los cruces peatonales deben tener un ancho mínimo libre de obstáculos de 1000mm, cuando se prevea la circulación simultanea de dos sillas de ruedas en distintos sentidos, el ancho mínimo deberá ser de 1800mm, si el cruce peatonal por su longitud se realiza en dos espacios de tiempos, la parada intermedia se resuelve con un refugio entre las dos calzadas.(Instituto Ecuatoriano de Normalización 2246)

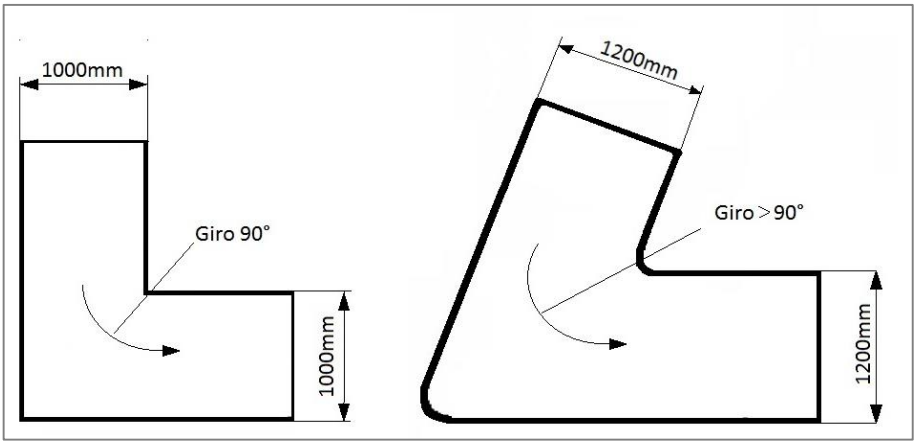


Figura 11: Cruces peatonales. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2246)

En caso de presentarse en el piso: rejillas, tapas de registro, etc. deberán colocarse rasantes a nivel del piso con aberturas de dimensiones máximas de 10mm, además en los cruces peatonales se recomienda la colocación de semáforos que cuenten con dispositivos acústicos y táctiles que indiquen el cambio de luces. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2246)

1.3.3.6 ESTACIONAMIENTO.

La normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 2248, en su primera edición establece las dimensiones mínimas y características generales que deben tener los espacios destinados al estacionamiento de vehículos para personas con discapacidad. Las dimensiones mínimas deben ser: ancho = 3500 mm, largo = 5000 mm, ancho del área de transferencia = 2500 mm, se debe disponer de una reserva permanente de lugares destinados para vehículos de transporte a razón de una plaza por cada 25 lugares. Los lugares destinados al parqueo de personas con discapacidad deben ubicarse lo más próximos posible a los accesos peatonales, deberán estar señalizados horizontal y verticalmente. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2248)

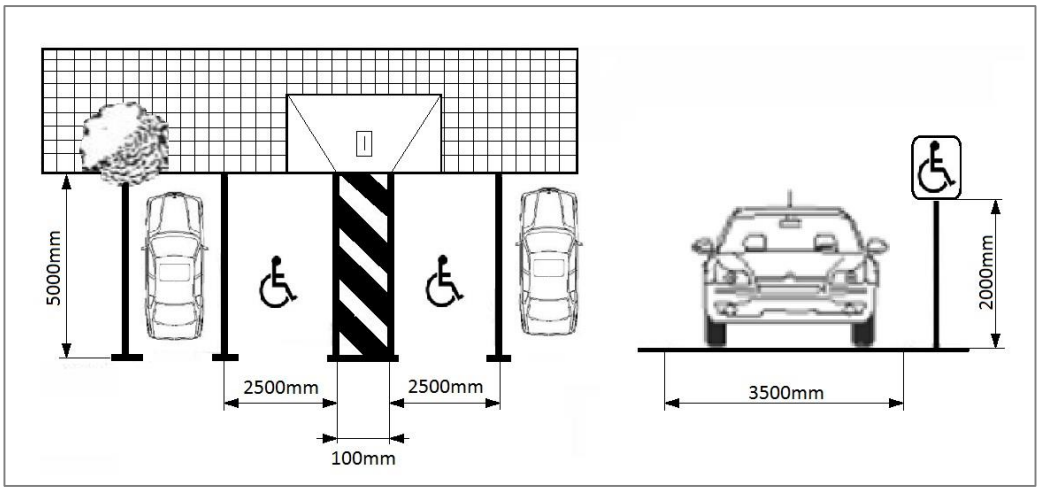


Figura 12: Plazas de estacionamiento. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2248)

1.3.3.7 RAMPAS PARA EL TRANSPORTE TERRESTRE DE PASAJEROS.

La normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 2853 titulada "*Rampas para el ingreso y egreso de personas con movilidad reducida a vehículos para el transporte terrestre de pasajeros*". Establece los requisitos relativos a la instalación, mantenimiento y uso, así como los métodos de ensayo que deben cumplir las rampas destinadas al ingreso y egreso asistido de personas con movilidad reducida, en especial con silla de ruedas, a los vehículos para el transporte terrestre de pasajeros.

Dicha norma empieza por definir la rampa como un dispositivo conformado por un plano inclinado para unir el piso del compartimiento de pasajeros del vehículo con la acera o la calzada, con una pendiente adecuada para el uso cómodo de todas las personas y especialmente para aquellas con movilidad reducida.

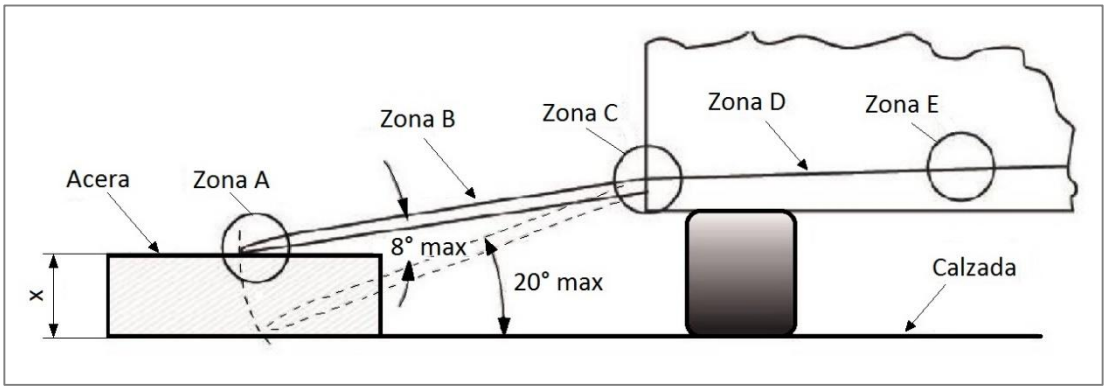


Figura 13: Zonas de la rampa. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853)

CAPÍTULO II

2. DESARROLLO DE LA PLANTILLA ANTROPOMÉTRICA ESPECIALIZADA PARA PERSONAS CON PARAPLEJÍA.

2.1 LA ANTROPOMETRÍA APLICADA A PERSONAS CON PARAPLEJIA.

Existen varios factores o componentes considerados prioritarios para el diseño industrial de entre los cuales se destaca el factor antropométrico con el que se analiza las dimensiones corporales del ser humano. Lamentablemente existe poca información antropométrica de las personas con discapacidad motriz usuarios de sillas de ruedas válida para nuestro medio. La información antropométrica de las personas discapacitadas ha sido generada primordialmente en los países altamente industrializados, lo cual como se ha comprobado puede generar defectos en los productos diseñados, debido a las diferencias anatómicas entre las diferentes razas humanas.

Varios estudios científicos han buscado determinar las falencias antropométricas de las sillas de ruedas y en general de la mayoría de artefactos de apoyo usados en países en vías de desarrollo. Un ejemplo claro es el presentado por (Goswami) que luego de haber evaluado los 4 tipos de sillas de ruedas más usados en la India y haberlos analizado a profundidad bajo el punto de vista de la fisiología biomecánica y la antropometría, concluyó que ninguna de las sillas estudiadas tenía un asiento diseñado adecuadamente para proporcionar comodidad, el diseño obsoleto de estas sillas consumía más del 50% del $V0_2$ max (capacidad aeróbica máxima) de los usuarios para su propulsión. En general el diseño del sistema de propulsión no era el adecuado para un funcionamiento cómodo y eficiente, se recomendó que en su totalidad los 4 tipos de sillas analizados necesitaban varias modificaciones para lograr un correcto funcionamiento, aprovechar al máximo del esfuerzo tractor y dotar de comodidad y ergonomía al ocupante. (Goswami, Ganguli, and Chatterjee)

Pero ¿Cómo desarrollar un producto de asistencia ergonómico y eficiente para la población sudamericana?, si no se cuenta con información antropométrica detallada y peor aún si no se ha desarrollado una plantilla antropométrica especializada para personas con paraplejia.

Resulta complicado recopilar la información antropométrica dispersa y agruparla en un compendio que permita desarrollar dicha plantilla, requisito indispensable para el desarrollo de cualquier artefacto de asistencia, infraestructura urbanística, mobiliario urbano y medios de transporte que se deseen planificar, diseñar y construir como elementos de apoyo accesibles a personas con discapacidad motriz.

2.2 COMPENDIO DE DIMENSIONES PRINCIPALES.

Luego de analizar una serie de bases de datos especializadas en la antropometría de las personas en silla de ruedas y de observar que no existen notables diferencias en las mediciones y resultados obtenidos. Se decidió proyectar el modelo virtual basado en la información presentada por la normativa internacional ISO 7193 "*Dimensiones máximas globales de una silla de ruedas*". La investigación realizada por Javier De la Vega "*Antropometría estática de personas adultas de sexo masculino usuarios de sillas de ruedas*", que es la que más se apega al perfil sudamericano, y la normativa ISO 7250 "*Medidas corporales humanas básicas para el diseño* tecnológico", presentado en la figura 14.

Sin embargo cabe destacar que el modelo virtual creado, está desarrollado de tal manera que permita su modificación y ajuste a cualquier base de datos. Los datos de cualquier estudio, si están organizados en el formato adecuado pueden utilizarse para modificar el tamaño de la silla de ruedas y el tamaño del maniquí. Se recomienda basarse en el Anexo 1 para determinar las medidas principales que se deben ingresar al sistema en caso de modificaciones futuras, en este anexo se señala la designación anatómica seguida del valor actual tomado.

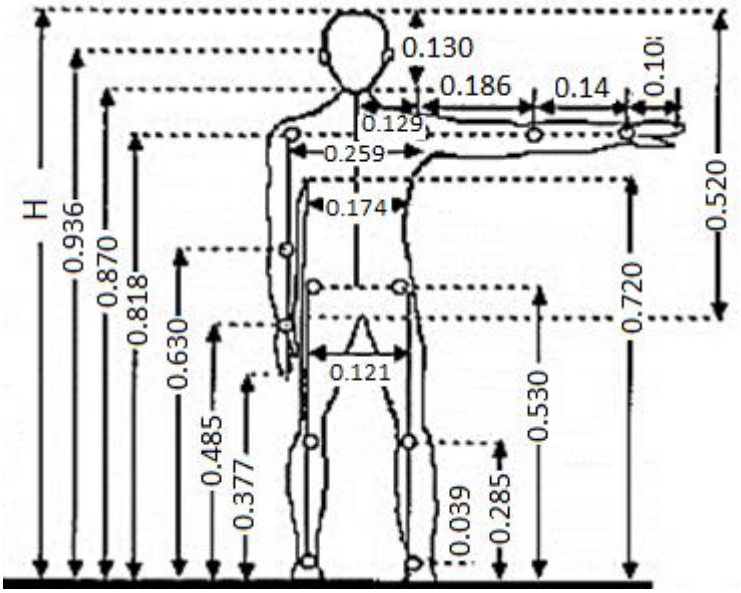


Figura 14: Medidas corporales humanas básicas para el diseño tecnológico. (International Organizatión for Stardardization 7250)

2.3 DESARROLLO DEL MODELO HUMANO COMPUTARIZADO.

El proceso de modelado consiste en la creación de una representación virtual o imagen a partir de un objeto real o una idea preliminar, un modelo es por lo tanto una representación parcial o simplificada de la realidad que recoge aquellos aspectos de relevancia para las

intenciones del modelador, y de la cual se pretende extraer conclusiones de tipo predictivo. Los modelos de simulación por ordenador harían avanzar la causa de la investigación antropométrica y ayudarían a mejorar la utilización de los resultados. (Steinfeld, Lenker, and Paquet)

Si se desea crear un modelo tridimensional de alta calidad y con un nivel de realismo elevado, resulta primordial contar físicamente con una silla de ruedas normalizada, sobre la cual se pueda extraer mayor información por medio de la medición directa. La silla de ruedas que empleamos como modelo fue proporcionada por el Subcentro de Salud del Cantón Oña del MSP (Ministerio de Salud Pública).

Aplicando un proceso de ingeniería inversa sobre el artefacto, centrando nuestra atención en la funcionalidad, los materiales y las características geométricas de cada uno de los elementos que la constituyen, se consiguió desarrollar un modelo tridimensional que no solo abarque la geometría del artefacto estudiado, sino que además permita analizar sus características físicas y funcionales. Elementos tales como el sistema de tracción, el mecanismo de dirección y el proceso de plegado, han sido considerados en el modelo realizado, dotando a la comunidad científica y a cualquier persona o institución que se dedique al diseño y construcción de artefactos de apoyo, de un modelo tridimensional funcional de una silla de ruedas y una plantilla antropométrica homologada.

Figura 15: Modelo humano computarizado de personas con paraplejía. (El autor)

CAPÍTULO III.

3. SELECCIÓN DEL TREN DE FUERZA MOTRIZ.

La selección del conjunto motriz por métodos analíticos consiste en: determinar las exigencias a las cuales estará sometido el vehículo, aplicar la dinámica vehicular y seleccionar un motor y una transmisión que cumplan con nuestros requerimientos (prestaciones).

La comprensión de la dinámica vehicular se realiza por dos métodos: el método empírico y el método analítico. El método empírico se deriva de un estudio de ensayo y error, por medio del cual se determinan qué factores influyen en el rendimiento del vehículo, de qué manera intervienen y bajo qué condiciones son importantes, sin embargo este método ha probado ser valioso únicamente para ciertas aproximaciones ya que a menudo puede conducirnos al fracaso, si no se cuenta con una comprensión analítica de cómo y porque los cambios en el diseño del vehículo y las condiciones del medio pueden producir un nuevo resultado. Razón por la cual los ingenieros prefieren un enfoque analítico, que consiste en una aproximación que describe la mecánica del fenómeno de interés sobre la base de las leyes físicas conocidas, estos modelos analíticos generalmente pueden ser representados por ecuaciones algebraicas o diferenciales que relacionan las fuerzas generadas y transmitidas con el comportamiento del vehículo.

La fuerza necesaria para impulsar un vehículo cualquiera depende de la aceleración que se pretenda lograr, las pendientes a superar y las resistencias a vencer. Esta fuerza proveniente del motor, es ajustada en la transmisión y aplicada a los neumáticos que apoyados en la superficie de rodadura transmiten el empuje que se traduce en movimiento. La selección adecuada del tren motriz centra su atención en el performance del vehículo y la economía de combustible buscando cumplir con:

- Velocidad máxima.
- Rampa máxima.
- Capacidad de aceleración.
- Cumplimiento de un ciclo de conducción.
- Consumo mínimo de combustible.
- Autonomía eléctrica aceptable.

3.1 PRINCIPALES CANDIDATOS.

Existe un sin número de mecanismos capaces de proporcionar la potencia el torque y la velocidad angular exigidos por un vehículo para cumplir con los requerimientos mínimos establecidos a un tren de fuerza motriz. Luego de un análisis a profundidad de cada uno de

los componentes que conforman a los posibles candidatos hemos diferenciado el tren motriz en dos grandes grupos, caracterizados exclusivamente por el tipo de motor que utilizan y la fuente de energía que requieren, estos son: el tren motriz de combustión y el tren motriz eléctrico. Cada uno de ellos presenta una serie de ventajas y desventajas que se analizan a profundidad en sus respectivos apartados.

Este apartado busca presentar al lector las posibilidades de motorización y transmisión para vehículos pequeños existentes en el mercado, además de sus características más relevantes, ventajas y desventajas, y su situación tecnológica actual, a la vez que se muestra de manera detallada el procedimiento seguido para la selección adecuada del tren de fuerza motriz de un vehículo automóvil, teniendo presente además los requerimientos tan especiales de este proyecto al tratarse de personas con capacidades diferentes.

El primer candidato a conformar el tren de fuerza motriz de nuestro vehículo está constituido por: un MCIA (Motor de Combustión Interna Alternativo) que funciona con gasolina regular, la salida del eje motor estará conectada a un embrague centrífugo regulable, que transmite el movimiento a partir de una velocidad angular determinada, la salida del embrague transmite la potencia y el torque del motor a un convertidor de torque tipo CVT (Transmisión Continuamente Variable) de conos variables, este a su vez ajusta el torque motor en función de la velocidad angular del motor y el porcentaje de carga, de manera automática, la salida de la transmisión se conecta a una caja reductora con tres posiciones (adelante, neutra y reversa), esta caja es necesaria para dotar al vehículo de una marcha hacia atrás (reversa), además que ayuda a multiplicar el par y reducir la velocidad, y finalmente la transmisión del movimiento se conecta por medio de semiejes a las ruedas tractoras.

El segundo candidato a conformar el tren de fuerza motriz consiste en: un motor eléctrico de corriente continua sin escobilla, controlado por un módulo electrónico, la fuente de energía de este motor es un banco de baterías de Iones de Litio, el eje motor se conecta directamente a las ruedas motrices por mediación de una caja reductora (de una sola marcha).

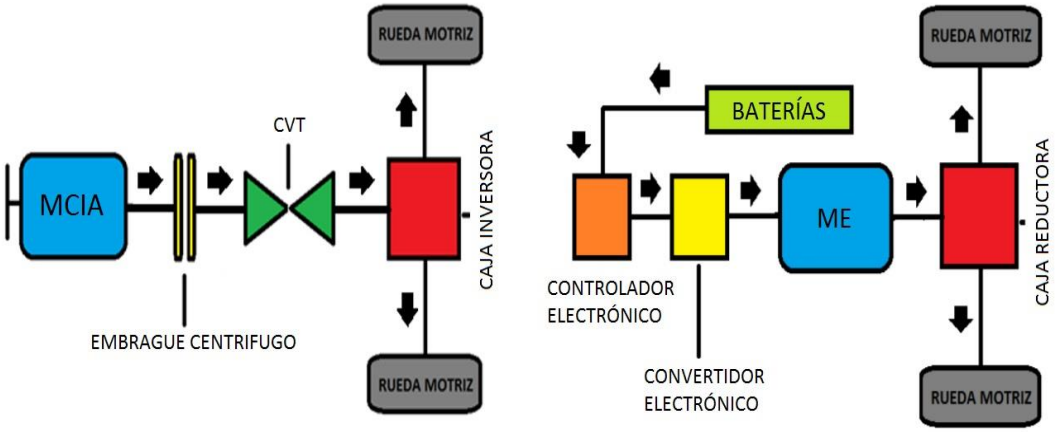


Figura 16: Principales candidatos a conformar el tren de fuerza motriz. (El autor)

La selección del tren de fuerza motriz se basó en la información recopilada que se muestra a continuación, cabe señalar que cualquiera de las dos configuraciones antes mostradas son perfectamente aplicables a este proyecto y en general a cualquier proyecto que busque diseñar un vehículo pequeño, que no requiera el accionamiento del embrague o la caja de cambios, en nuestro caso esto está limitado por las características del usuario (persona con paraplejia).

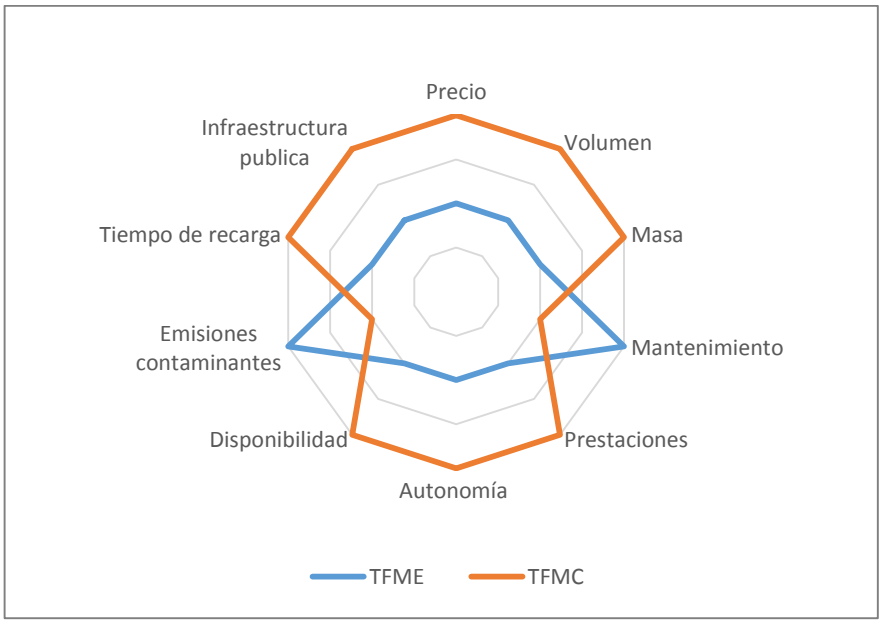


Figura 17: Comparativa entre TFME y el TFMC. (El autor)

Son innegables los beneficios medioambientales de la propulsión eléctrica, sin embargo otras características más relevantes para este proyecto como: la sencillez del mecanismo de propulsión (requiere menos sistemas electrónicos de control), la madurez de la tecnología, el espacio volumétrico requerido para albergar los componentes mecánicos y almacenar la energía, la masa total del sistema de propulsión (incluido el banco de baterías), las prestaciones del vehículo, el precio de adquisición y la infraestructura pública, fueron los principales indicadores que nos llevaron a seleccionar al tren motriz basado en un MCIA y una transmisión tipo CVT como el tren motriz más adecuado a nuestras exigencias.

3.2 COMPARATIVA DE LAS POSIBIIDADES DE MOTORIZACIÓN Y TRANSMISIÓN.

3.2.1 TREN DE FUERZA MOTRIZ ELÉCTRICO.

3.2.1.1 COMPONENTES PRINCIPALES DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO.

Los componentes principales del tren motriz de un vehículo eléctrico son básicamente cuatro: el motor, el controlador, la fuente de energía y la transmisión. Existe una serie de opciones disponibles para cada uno de los subsistemas mencionados, la fuente de energía favorita de los vehículos eléctricos han sido las baterías secundarias (recargables), principalmente las baterías de plomo-ácido, el avance tecnológico ha permitido el desarrollo de nuevos tipos de baterías secundarias con características técnicas superiores, pero con un costo de adquisición sensiblemente mayor.

En lo referente al motor eléctrico la mayoría de vehículos diseñados hasta la fecha se basan en motores de corriente continua con y sin escobillas, motores de inducción, y motores de reluctancia conmutada, no existe un claro ganador, cada uno de los motores presentados tienen sus ventajas y desventajas, pero todos son perfectamente aplicables para su uso en vehículos eléctricos.

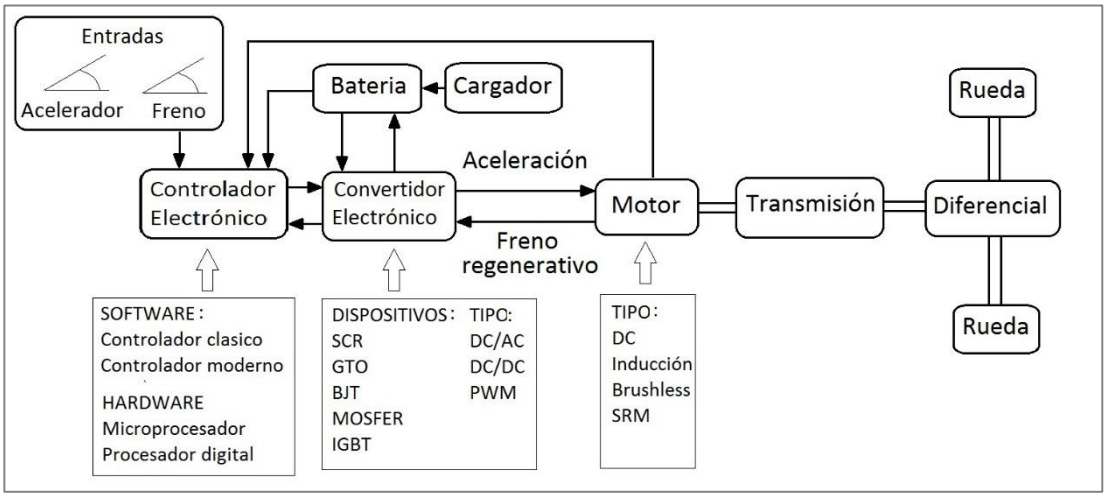


Figura 18: Componentes principales de un vehículo eléctrico. (Husain)

Sea cual fuese el motor y la fuente de energía seleccionada, se requiere de un controlador electrónico de potencia, dicho controlador no es más que una unidad electrónica de procesamiento, su función es convertir el voltaje fijo proveniente de la fuente de corriente continua (baterías) en un voltaje variable para controlar los motores de corriente continua, o transformar la corriente continua en alterna (Inversor) y variar la frecuencia de alimentación para controlar motores de CA.

La transmisión de los vehículos eléctricos es similar a la de los vehículos convencionales, con la única diferencia que debido al comportamiento del torque en los motores eléctricos solo es necesaria una única relación de transmisión. Se podría decir que la transmisión de un vehículo eléctrico es una caja de cambios de una sola marcha, ni siquiera la reversa es requerida, ya que la inversión del sentido de giro del motor se controla electrónicamente.

3.2.1.2 COMPORTAMIENTO DEL TORQUE EN LOS MOTORES ELÉCTRICOS.

El método que debe utilizarse para determinar el torque en el núcleo de un motor eléctrico consiste en analizar por separado cada segmento y luego sumar los efectos conjuntos de todas las espiras. (Chapman). La fuerza electromotriz generada por la circulación de la corriente eléctrica (I) por un cable de longitud (L) sometido a un campo magnético de magnitud (B), está determinada por:

$$Fem = L * I * B$$

Donde:

Fem = Fuerza electromotriz [N]

L = Longitud del cable conductor [m]

I= Corriente que fluye por el cable [A]

B = Fuerza del campo magnético (estator) [Wb/m^2]

Si consideramos que el rotor de un motor DC con escobillas está constituido por varias bobinas enrolladas alrededor de un núcleo de hierro, formando una armadura conocida como rotor de radio (r) y que cada una de las bobinas que constituyen el rotor está formada por (n) vueltas de alambre esmaltado, podemos determinar el torque motor por medio de la siguiente ecuación:

$$Tm = 2nrLIB$$

Donde:

Tm = Torque motor [Nm]

n = número de vueltas de la bobina [-]

r = radio del rotor [m]

Esta ecuación permite determinar el torque motor teórico máximo, cuando por la bobina circula el flujo total de corriente perfectamente radial, sin embargo en la práctica esto no siempre ocurre. Resulta necesario caracterizar el torque motor por medio de una constante (K) característica de cada motor, que relaciona el torque nominal con la corriente y el flujo magnético, el análisis por medio de esta constante (K) permite considerar el número de vueltas en cada bobina, el número de pares magnéticos y otras características mecánicas constructivas del motor.

$$Tm = K * 2rLBI$$

Claramente el torque generado en un motor eléctrico es directamente proporcional a la corriente de alimentación (I), sin embargo es evidente que la intensidad de la corriente depende del voltaje de alimentación del motor (E), y de la resistencia eléctrica de la bobina del inducido (Ra).

Cuando el rotor gira sobre el campo magnético se comporta como un generador, aparece una tención opuesta a la tensión de alimentación proporcional a la velocidad de giro del rotor, que en pocas palabras reduce la intensidad de corriente que circula por la bobina. La ecuación fundamental que determina el comportamiento del torque generado por un motor eléctrico en función de la velocidad angular (w) y la tensión de alimentación (E) se presenta en la ecuación número 1.

$$\boldsymbol{T = \frac{Km\emptyset Es}{Ra} - \frac{(Km\emptyset)^2}{Ra} w} \qquad \mathbf{1}$$

Donde:

T = Torque motor [Nm]

Km= Constante del motor [-]

∅= Flujo total que atraviesa la bobina [Wb]

Es = Tensión de alimentación [V]

Ra = Resistencia eléctrica del bobinado [Ω]

w = Velocidad angular del rotor [rad/s]

El torque en los motores eléctricos tiene un valor máximo cuando la velocidad angular es cero, y luego cae constantemente con el aumento de las revoluciones por minuto (rpm). La relación lineal simple entre la velocidad angular y el par generado se repite en la práctica, sin embargo con la finalidad de resguardar la integridad del motor, el torque máximo generado estará limitado por la acción del controlador electrónico, o por la resistencia de las baterías, generando una curva característica similar a la mostrada en la figura 19.

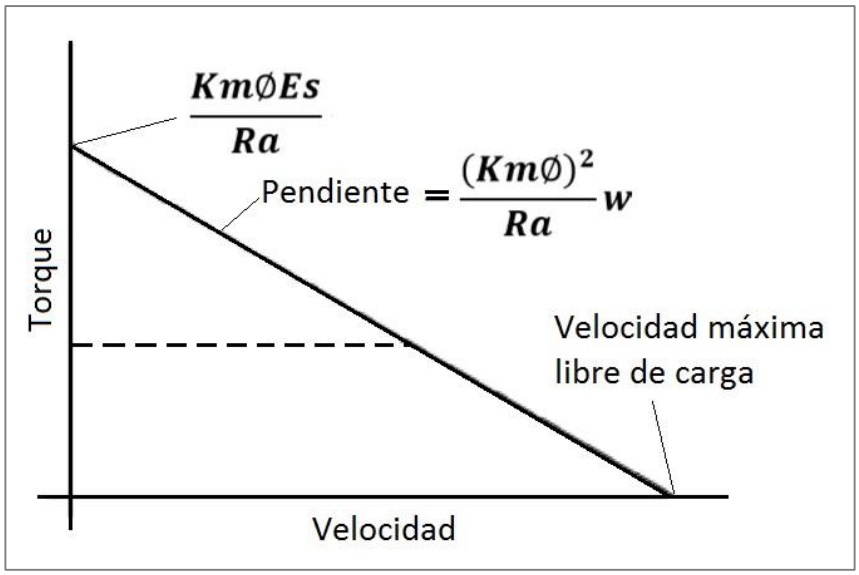


Figura 19: Torque en función de la velocidad angular en un motor DC. (Larminie and Lowry)

El comportamiento del torque en los motores eléctricos se desarrolla de la siguiente manera: inicia como un torque constante máximo hasta que la velocidad angular alcanza un valor crítico, a partir del cual el torque empieza a decrecer, el decrecimiento del torque puede darse de dos maneras, en la primera y la más común el torque decrece de tal manera que la potencia se mantiene constante, la segunda el torque decrece rápidamente con la velocidad angular del motor.

3.2.1.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS MOTORES ELÉCTRICOS.

Las principales pérdidas energéticas presentes en todos los motores eléctricos son básicamente cuatro, y se pueden resumir de la siguiente manera: En primer lugar están las pérdidas debidas a la resistencia eléctrica de los cables y los cepillos en el motor, parte de la energía eléctrica se transforma en energía térmica que se disipa a la atmósfera, la segunda fuente de pérdida de energía se debe a las pérdidas en el entre-hierro del motor en particular las del rotor, la tercera categoría de pérdidas se refieren a las pérdidas mecánicas por fricción presentes en los rodillos del motor, incluye además la energía requerida para accionar el ventilador necesario para la refrigeración, finalmente debemos incluir a las perdidas aquellas que son constantes incluso cuando el motor está detenido, relacionadas con la corriente necesaria para excitar las bobinas del estator en los motores de excitación independiente, está perdida es despreciable en los motores de imanes permanentes.

Generalmente la eficiencia del motor se puede calcular por medio de una simple fórmula que relaciona la potencia de salida con la potencia de entrada (ecuación numero 2).

$$nm = \frac{\textbf{Potencia de salida}}{\textbf{Potencia de entrada}} \qquad \textbf{2}$$

Aunque el análisis por medio de esta fórmula proporciona información importante referente a la eficiencia máxima de cualquier mecanismo, la eficiencia eléctrica de un motor no es un valor constante, una mejor aproximación se representa por medio de un mapa de eficiencia que permite observar el comportamiento del motor en cualquier condición de funcionamiento posible, este mapa relaciona la eficiencia energética con la velocidad de giro y el torque motor entregado (figura 20).

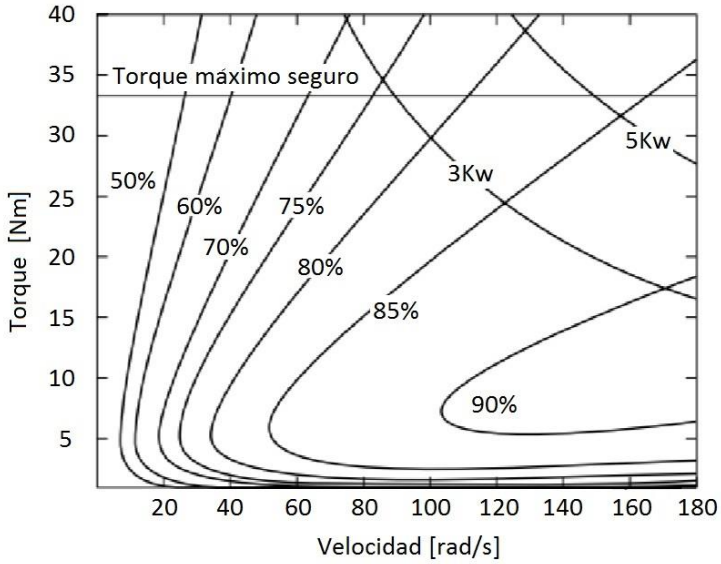


Figura 20: Mapa de eficiencia característico de un motor DC. (Larminie and Lowry)

La eficiencia de un motor eléctrico parecería fácil de calcular, si consideramos que la potencia de entrada no es más que el producto de la tensión de alimentación multiplicado por la corriente, mientras que la potencia de salida se calcula como el producto del torque entregado por la velocidad angular.

Existen otros factores que afectan directamente a la eficiencia energética del motor eléctrico, uno de estos es el tamaño del motor, mientras más grande sea el motor mayor será su eficiencia energética, otro de los factores que se deben considerar en la eficiencia del motor eléctrico es la velocidad, los motores que alcanzan una velocidad más elevada son más eficientes que los motores más lentos, la eficiencia de los motores eléctricos también está condicionada por la temperatura de funcionamiento, los motores mejor refrigerados tienen una eficiencia mayor y pueden alcanzar velocidades superiores.

3.2.2 LA TRANSMISIÓN EN LOS VEHÍCULOS ELÉCTRICOS.

A diferencia de los vehículos propulsados por MCIA, los vehículos que utilizan un motor eléctrico para su propulsión requieren una transmisión mucho más simple y por ende con menores pérdidas mecánicas. Para empezar no se requiere de un mecanismo de embrague ya que el motor transmite torque desde una velocidad nula, no se requiere una caja de cambios convencional ya que la curva de torque proporcionada por los motores eléctricos se ajusta de mejor manera a la curva ideal, por lo general una sola relación de transmisión es todo lo que se necesita.

El conjunto de elementos formados por la unidad de potencia motriz (motor) y la transmisión se conoce como el tren de fuerza motriz, todos los vehículos requieren una transmisión que conecta la salida del eje motor con las ruedas propulsoras, a la vez que ajusta el torque y la velocidad. Debido a las características operativas de los motores eléctricos los vehículos dotados de esta motorización solo requieren de una desmultiplicación de la velocidad es decir una sola marcha, por lo general la relación de reducción en los vehículos eléctricos es de 10:1. (Larminie and Lowry).

Existen tres configuraciones de transmisión usadas en vehículos eléctricos, La primera es una reducción mecánica que se puede conseguir con el uso de un par de engranajes dispuestos en una carcasa, una especie de caja de cambios con una sola marcha, que se conecta directamente al eje motriz, una variante de este sistema se utiliza con la mediación de dos o más elementos de reducción mecánica, las ventajas de este sistema radica en el uso del diferencial, un mecanismo confiable y robusto capaz de transmitir una enorme cantidad de torque, pero su mayor desventaja es el incremento de peso que esto conlleva, además de las pérdidas de energía consumidas por los elementos mecánicos añadidos.

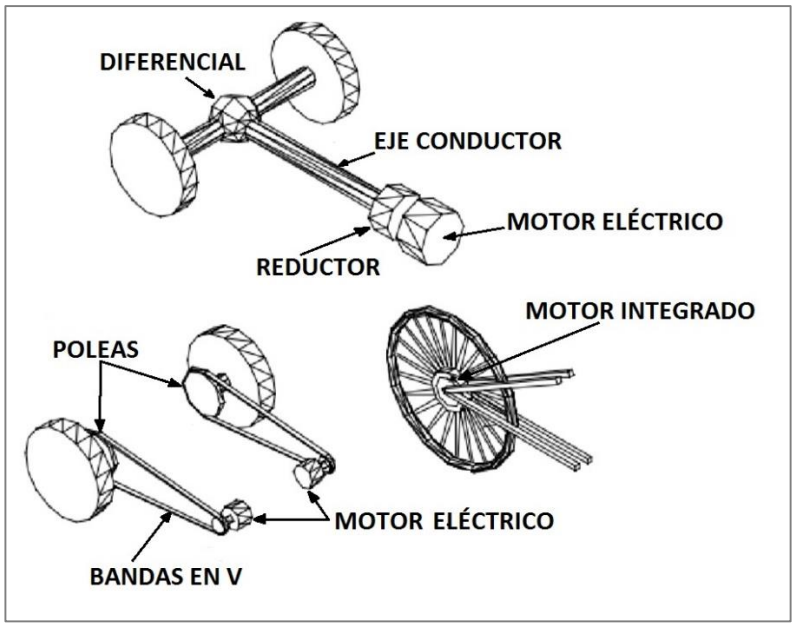


Figura 21: Transmisiones de los vehículos eléctricos. (Larminie and Lowry)

Otra configuración muy utilizada en los vehículos eléctricos es el uso de una transmisión por poleas y correa, la desventaja de este sistema radica en el torque máximo que se puede transmitir antes que la correa empiece a resbalar, pero es perfectamente aplicable para vehículos de baja potencia, además de la necesidad de dos motores eléctricos perfectamente sincronizados para la propulsión, su principal ventaja es la eliminación del diferencial y los semiejes.

El tercer método consiste en el uso de motores “In-Wheel”, básicamente es un motor eléctrico montado directamente en el cubo de la rueda, esta configuración reduce considerablemente la complejidad del mecanismo de transmisión, además presenta una eficiencia mecánica superior al 90%, su desventaja radica en el inevitable incremento de la masa no suspendida, empeorando el manejo y el comportamiento dinámico del vehículo,

3.2.2.1 FUENTE DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS.

Uno de los componentes principales de un vehículo eléctrico son las baterías, una fuente portátil de energía eléctrica, que se pueda almacenar y permita su utilización a conveniencia. Existe una gran variedad de dispositivos que pueden cumplir con dicho fin (pilas de combustible, volantes de inercia, baterías), uno de los más utilizados y confiables son las baterías secundarias (recargables).

El almacenamiento eficiente de la energía eléctrica es uno de los principales obstáculos en la comercialización y popularización de los vehículos eléctricos, a pesar de los enormes avances logrados, hasta la fecha no se ha podido desarrollar una fuente de energía eléctrica portátil eficiente y de tamaño reducido que pueda sustituir a los combustibles fósiles.

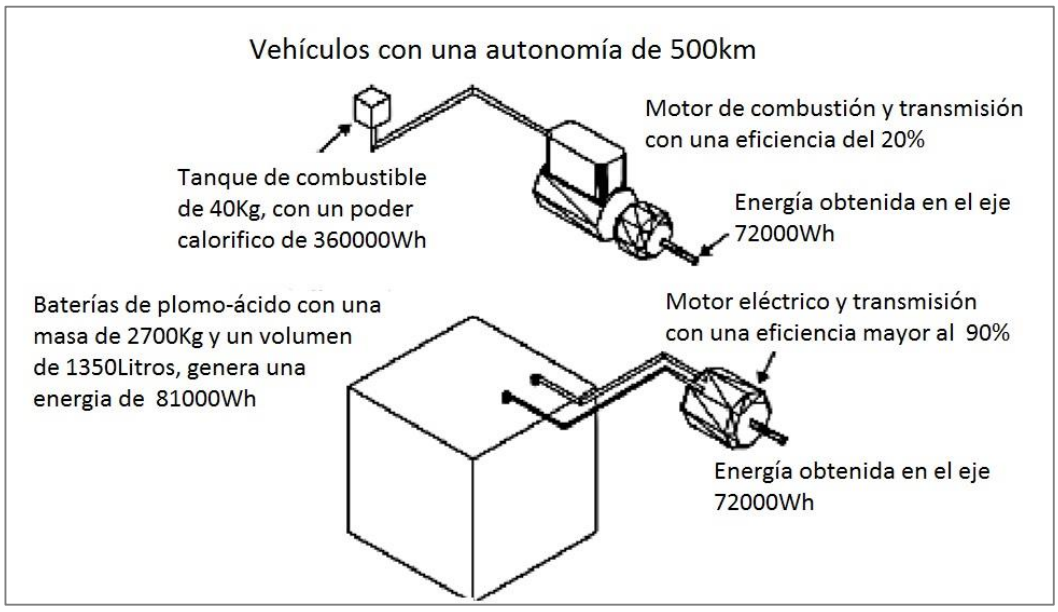


Figura 22: Comparativa de la densidad energética. (Larminie and Lowry)

Las características deseables de una batería para aplicaciones en vehículos eléctricos son: alta energía específica, alta potencia específica, buenas características de recarga, bajos precios, entre otros. La energía específica proporcionada por un banco de baterías en comparación con la energía específica proporcionada por el combustible fósil ha sido el talón de Aquiles de los vehículos eléctricos y ha permitido a los MCIA dominar el mercado, si consideramos que la energía específica del combustible fósil (gasolina) es 300 veces superior al de las baterías, podemos estimar el volumen del depósito de energía requerido, una comparativa como la presentada en la figura 22, nos permite observar la enorme diferencia existente entre la energía específica del combustible frente a la energía específica de las baterías.

El constante desarrollo de las baterías eléctricas en los últimos años ha permitido aumentar sustancialmente su energía específica, logrando incluso triplicar la energía específica de las baterías de plomo-ácido, con estos avances se ha incrementado notablemente la autonomía de los vehículos eléctricos, a la vez que se ha disminuido su masa, pero sus prestaciones todavía son inferiores frente a las prestaciones producidas por un vehículo que utiliza un MCIA para su propulsión, debido entre otros factores a la enorme cantidad de masa extra que se debe añadir al usar baterías para el almacenamiento energético además del volumen que se requiere.

La masa extra requerida (baterías) por un vehículo es un tema de especial interés ya que repercute de manera directa en su comportamiento dinámico, la masa de baterías requerida por el vehículo diseñado para cumplir con los requerimientos planteados, se analiza a profundidad en el correspondiente apartado, en donde se explica además la necesidad de una fuente de energía más eficiente en cuanto a su densidad energética.

Es imprescindible posicionar el banco de baterías lo más cercano al centro geométrico del vehículo y lo más bajo posible para mejorar su comportamiento dinámico, manteniendo un centro de gravedad bajo y centrado, los principales tipos de baterías secundarias utilizadas en aplicaciones de propulsión para vehículos eléctricos son:

- Plomo-Acido (LA)
- Níquel-Cadmio (Ni-Cd)
- Níquel-Metal-Hidruro (Ni-MH)
- Iones de Litio (Li-Ion)
- Litio-Polímero (Li-Poly)

3.2.2.2 BATERÍAS SECUNDARIAS.

En los vehículos eléctricos las baterías son la única fuente de energía disponible abordo, constituyen los elementos más costosos, pesados y voluminosos que deben incorporarse. Una batería consta de dos o más celdas eléctricas conectadas entre sí de tal manera que forman un elemento compacto, las celdas convierten la energía química en energía eléctrica.

Cada celda está compuesta de dos electrodos unidos por mediación de un electrolito, una reacción química producida entre los electrodos y el electrolito genera la electricidad de corriente continua. En las baterías recargables este proceso electro-químico puede ser revertido por medio de la aplicación de una corriente eléctrica en sentido inverso, cargando de esta manera las baterías.

Existe una enorme cantidad de materiales que se pueden combinar para formar los electrodos y el electrolito de una batería, pero solo unos pocos han demostrado ser lo suficientemente eficientes para su construcción como baterías eléctricas recargables para la propulsión de vehículos eléctricos.

	LAB	Ni-Cd	Ni-MH	Li-Ion	Unidades
Energía específica	20-35	40-55	65	90	Wh/kg
Densidad energética	54-95	70-90	150	153	Wh/L
Potencia específica	250	125	200	300	W/Kg
Voltaje nominal	2	1.2	1.2	3.5	V
Resistencia interna	0.022	0.06	0.06	0.06	Ω
Disponibilidad	Alta	Baja	Baja	Baja	--
Auto descarga	2	0.5	>5	>10	%/mes
Ciclo de vida	>800	>1200	>1000	>1000	Ciclos/vida
Tiempo de recarga (100%)	8	1	1	2-3	horas

Tabla 4: Parámetros nominales de las principales batería usadas en la propulsión de automóviles. (Larminie and Lowry)

3.2.2.3 COMPARATIVA ENTRE LAS PRINCIPALES BATERÍAS USADAS EN VEHÍCULOS HÍBRIDOS Y ELÉCTRICOS.

La capacidad de un vehículo hibrido o eléctrico se define generalmente por la capacidad de almacenamiento energético, por lo tanto el tipo de baterías utilizadas juega un papel importante en la reducción potencial del consumo de combustible en los vehículos híbridos y en la autonomía de los vehículos eléctricos. Exigencias energéticas van de la mano con mejoras en la estructura y construcción de los bancos de baterías, el tiempo de vida solicitado para el sistema de almacenamiento energético actual es de al menos 10 años o 160.000Km, similar al tiempo de vida del vehículo. Para el almacenamiento de energía en aplicaciones hibridas y eléctricas, varios son los sistemas utilizados en la actualidad, en combinación con bancos de baterías de plomo-acido, Ni-MH (Níquel metal hidruro) y baterías de Li-Ion (Iones de litio)

Las baterías de Ni-MH ya se han establecido ampliamente en el mercado de los vehículos híbridos, sin embargo para la nueva generación de vehículos esta sugerido un repunte importante en las aplicaciones de baterías de Li-Ion, debido a que presentan un aumento en la densidad de potencia y una energía específica superior, acompañado de un mayor ciclo de vida. En la figura 23 se presenta por medio de una gráfica radial una comparativa entre las baterías más utilizadas para la propulsión de vehículos híbridos y eléctricos, se consideran características eléctricas, mecánicas, funcionales, medioambientales y de seguridad.

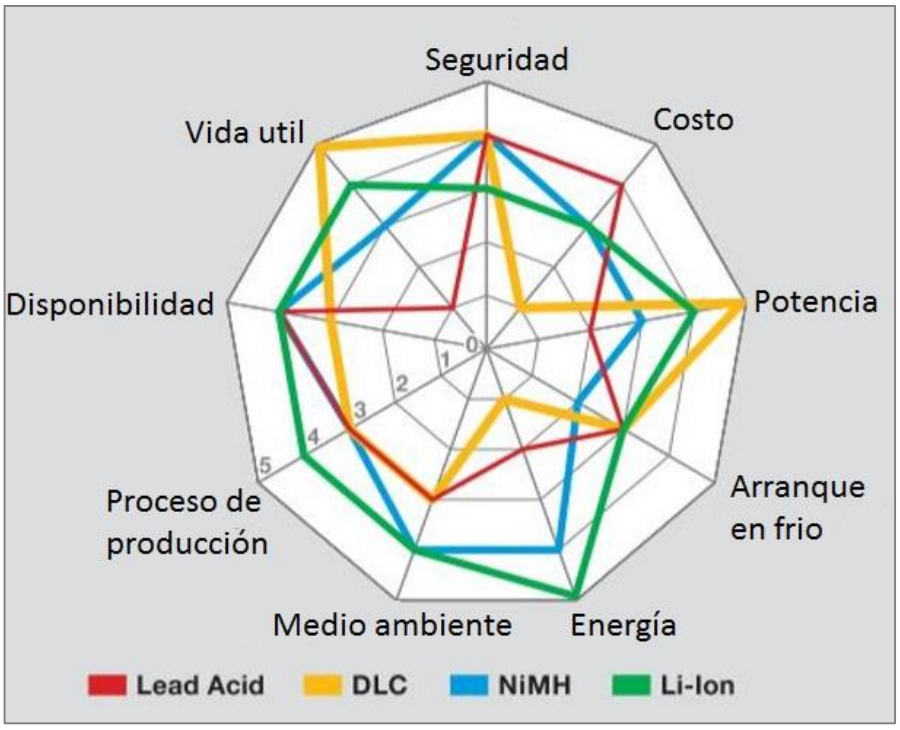


Figura 23: Comparación de los diferentes sistemas de baterías usados en aplicaciones de propulsión automotriz. (Möhrstädt and Grotendorst)

3.2.3 TREN DE FUERZA MOTRIZ BASADO EN MCIA.

3.2.3.1 GRUPO MOTOPROPULSOR.

Podemos definir al grupo motopropulsor como el conjunto de elementos donde se realiza la transformación de la energía química del combustible en energía mecánica aprovechable para mover el vehículo. Los motores térmicos transforman la energía calorífica del combustible en energía mecánica aprovechando la fuerza expansiva de los gases inflamados en el interior de un cilindro.

Los motores de combustión interna alternativos MCIA han dominado por más de cien años en un amplio campo de aplicaciones debido a las grandes ventajas que presentan frente a otras posibilidades de motorización, entre las que se destacan:

- Buena relación peso potencia.
- Capacidad de usar combustibles alternativos.
- Excelente autonomía.
- Características constructivas sencillas y robustas.

Sin embargo el uso de los MCIA presentan algunos inconvenientes tales como:

- La emisión de gases contaminantes.
- Potencia máxima limitada
- Curva de potencia no ideal
- Dependencia del petróleo.

Estos inconvenientes han llevado a pensar que el futuro del MCIA es incierto. El endurecimiento de las normativas anticontaminación ha generado una serie de investigaciones cuya finalidad no solo es mejorar el rendimiento de los MCIA y reducir la emisión de gases contaminantes sino buscar una alternativa energéticamente más eficiente, en un panorama cada vez más alentador para los motores eléctricos.

Sin embargo en ciudades como Cuenca no existe hasta la fecha puntos de recarga eléctrica públicos que permitan el uso de vehículos eléctricos para la movilidad de personas con paraplejía, la tecnología eléctrica aunque es alentadora para el futuro, en la actualidad continua siendo ineficiente y poco atractiva para la población particular, debido a la falta de interés que han presentado las autoridades encargadas del planeamiento del tránsito en la ciudad.

Para que el vehículo eléctrico tenga buena acogida en la ciudad de Cuenca, se recomienda promulgar políticas que incentiven el uso de la tecnología verde, se requiere la iniciativa de los sectores estratégicos involucrados. (Torres)

3.2.3.2 CONSIDERACIONES IMPORTANTES REFERIDAS A LOS MCIA.

Puesto que las condiciones operativas de los vehículos automóviles requieren pares tractores elevados a bajas velocidades y reducidos a altas, la curva de torque ideal sería una hipérbola, esta curva de torque solo se consigue con un motor que funcione a potencia constante, esta característica de potencia constante a diversos regímenes de giro solo es posible en motores eléctricos, de aquí la necesidad del uso de la caja de cambios en los MCIA.

El motor de combustión interna a diferencia del motor eléctrico empieza a transmitir potencia a la cadena cinemática de la transmisión a partir de una determinada velocidad de giro (ralentí), cuando la potencia generada supera las resistencias internas. A partir de esta velocidad de giro el par motor crece suavemente hasta alcanzar un valor máximo a un régimen de giro medio, luego del cual se genera una disminución de par debido a las pérdidas en el múltiple de admisión, la potencia por su parte continúa aumentando y alcanza su valor máximo cerca del régimen de giro máximo del motor.

A diferencia del MCIA el motor eléctrico empieza a transmitir la máxima potencia a la cadena cinemática desde el inicio y se mantiene constante hasta una velocidad determinada, se apega de mejor manera a la curva de potencia ideal, constituyendo una importante ventaja frente al convencional MCIA.

El uso de la transmisión tipo CVT en conjunto con un MCIA ha demostrado ser sumamente eficaz y cumplir con la curva de torque ideal, el uso de transmisiones CVT accionadas centrífugamente ha quedado relegada a vehículos de potencia media, debido entre otros factores al máximo torque que se puede transmitir por intermedio de una correa o banda de goma.

Las curvas características de un motor proporcionadas por el fabricante se obtienen en un laboratorio de banco dinamométrico, en estas condiciones de laboratorio la presión atmosférica y la temperatura del medio se mantienen controladas, durante las pruebas se eliminan una serie de elementos arrastrados por el motor que son innecesarios para la prueba pero esenciales para su funcionamiento real. Por estos motivos las curvas características del motor proporcionadas por los fabricantes, ofrecen valores de par y potencia superiores a los efectivos.

Si se desea caracterizar de una manera adecuada la potencia real del motor se sugiere utilizar fórmulas de ajuste adecuadas como la presentada en la ecuación número 3. Otra ventaja del motor eléctrico frente a los MCIA es su inmunidad frente a estas variaciones ya que se comporta de manera muy similar a diversos valores de presión atmosférica y temperatura ambiente.

$$\boldsymbol{Wm = Wo * \frac{Pa}{Po} * \sqrt{\frac{Ta}{To}}} \qquad \mathbf{3}$$

Donde:

Wm = Potencia real del motor [Kw]

Wo = Potencia proporcionada por el fabricante [Kw]

Pa = Presión atmosférica real [Kpa]

Po = Presión atmosférica fabricante [Kpa]= 101Kpa

Ta = Temperatura ambiente real [K]

To = Temperatura ambiente fabricante [K]= 288K

3.2.4 LA TRANSMISIÓN EN LOS VEHÍCULOS PROPULSADOS POR MCIA.

Una transmisión convencional está constituida por el conjunto de órganos encargados de conectar la salida del motor con las ruedas tractoras, su función principal es transmitir el movimiento, el par y la potencia provenientes del motor a las ruedas motrices, logrando un esfuerzo propulsor necesario para vencer las resistencias que se oponen al movimiento. Para que una transmisión cumpla con los requerimientos propios de los vehículos automóviles debe contar con las siguientes características:

- Permitir la interrupción de la cadena cinemática (Embrague).
- Ajustar los valores de par y velocidad de giro a los requerimientos de propulsión (Caja de cambios y grupo cónico).
- Permitir la posibilidad que las ruedas propulsoras giren a diferentes velocidades (Diferencial)
- Transmitir el movimiento desde el motor a las ruedas propulsoras (Ejes, Semiejes y Juntas)

En el caso de los vehículos propulsados por MCIA el motor se conecta a un mecanismo de embrague, el cual transmite el movimiento por medio de un eje a la caja de cambios, en la caja de cambios el par motor es ajustado y dirigido hacia el grupo cónico, para finalmente llegar a las ruedas motrices por medio de un eje sólido o semiejes, cada uno de los elementos descritos tienen un rendimiento mecánico que podríamos resumirlo como la cantidad de potencia que transmiten en función de la potencia que reciben,.

Una alternativa muy llamativa para vehículos livianos de mediana potencia es el uso de transmisiones automáticas tipo CVT (Transmisión Continuamente Variable) centrífugas, que incorporan un embrague centrífugo y dos conos trapezoidales controlados mecánicamente a través de la fuerza centrífuga y conectados mediante una banda de transmisión, ocupan un espacio sensiblemente menor, eliminan la necesidad de mecanismos de control manual, permiten convertir cualquier punto de funcionamiento del motor en una línea de funcionamiento, y cada línea de funcionamiento en un campo de funcionamiento, se puede conseguir ventajas en la potencia, consumo de combustible y emisión de gases contaminantes, pero lo más importante elimina la necesidad del mecanismo de accionamiento de embrague y caja de cambios, característica fundamental si analizamos los requerimientos de este proyecto y el objetivo que se pretende alcanzar.

El uso de una transmisión CVT centrífuga obliga a la incorporación de un mecanismo adicional llamado caja inversora, dicho mecanismo no es más que una caja metálica que contienen en su interior una serie de piñones que permiten multiplicar el par motor e invertir el sentido de giro, por lo general poseen tres posiciones de mando (adelante, neutro, reversa), contar con una reducción fija, permite diseñar y construir cajas de cambios más pequeñas y menos pesadas.

3.3 MODELADO DINÁMICO DEL VEHÍCULO.

Caracterizar el comportamiento dinámico de un vehículo no es una tarea fácil de desarrollar, si no se cuenta con los conocimientos y la experiencia necesaria, lograr predecir de una manera aceptable el rendimiento y la autonomía de un vehículo es un trabajo arduo que requiere de una serie de análisis dinámicos y pruebas de laboratorio muchas veces imposible de realizar cuando el vehículo se encuentra en las primeras etapas del diseño. Los conceptos en los que se basa la dinámica vehicular son conceptos ampliamente estudiados y aceptados por la comunidad científica, que permiten obtener resultados muy cercanos a los reales si se manejan las fórmulas matemáticas y los coeficientes adecuados.

En este aspecto el poder de cálculo proporcionado por las computadoras juega un papel muy importante, los métodos de análisis basados en las computadoras nos permiten experimentar rápidamente con aspectos físicos del vehículo tales como: la masa, la geometría, el coeficiente de arrastre, la potencia del motor, el tipo de baterías, etc. Permitiendo observar de

manera casi instantánea como estos aspectos afectan al rendimiento, la capacidad de aceleración y la autonomía del vehículo.

Contrario a lo que la mayoría de personas piensa el estudio dinámico vehicular basado en computadoras no requiere conocimientos especiales de programación, con una hoja de cálculo de EXCEL® se pueden obtener resultados sumamente precisos, basados en un análisis a velocidad constante, mientras que con el uso del software MATLAB® podemos realizar el análisis dinámico basado en la aceleración, complementando de esta manera el modelado dinámico del automóvil. MATLAB® y EXCEL® proporcionan una excelente plataforma para el desarrollo de software de simulación dinámica de vehículos. (Larminie and Lowry)

El primer parámetro a modelar será el rendimiento del vehículo o performance, cada diseñador prestará especial atención a los parámetros que requiere modelar, por rendimiento entendemos a la velocidad y la aceleración máxima que se puede alcanzar, en vehículos todo terreno interesa de manera especial la rampa máxima que se puede superar. No existen límites precisos que determinen cual es la velocidad y aceleración óptimas de un vehículo, más bien dichos limites estarán impuestos por el diseñador y sus requerimientos. (Husain).

Sin embargo es importante asegurarse que el diseño pueda al menos mezclarse de manera segura con el tráfico urbano. Al no tratarse de un vehículo comercial cuya finalidad sea lograr un espacio en el mercado de ventas, sino más bien de un vehículo utilitario que preste un servicio específico, no es un objetivo lograr que las prestaciones del vehículo diseñado estén a la par o superen las de un vehículo comercial.

El modelado dinámico está desarrollado de tal manera que nos permita ver los efectos de modificar elementos mecánicos y eléctricos, como el tipo de baterías, controladores, motores transmisiones, etc. Los resultados obtenidos proporcionarán información valiosa referente al esfuerzo tractor, par motor, consumo energético y demás características que permitirán seleccionar el motor y la transmisión más adecuados, y en futuros proyectos diseñar elementos mecánicos que se ajusten a dichos parámetros

La importancia del desarrollo de un modelo basado en computadoras radica en su contenido matemático y físico, ya que abarca una serie de temas concernientes a la dinámica vehicular, el estudio del comportamiento longitudinal del automóvil y la predicción de las prestaciones, los resultados obtenidos serán presentados de manera gráfica de fácil comprensión que permita analizar por medio de simples cambios una serie de alternativas en la geometría de la carrocería, tipos de neumáticos, superficies de rodadura, condiciones ambientales, alternativas de motorización, alternativas de transmisiones, tipo de baterías, y observar en tiempo real como dichas modificaciones afectan al comportamiento del vehículo y sus prestaciones, permitiendo la selección adecuada del tren motriz.

3.3.1 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL MODELADO DINÁMICO

El análisis total se realizó para una serie de configuraciones posibles, más de 200 simulaciones dinámicas se realizaron para la selección del motor y la transmisión más adecuados, los resultados presentados en este capítulo se refieren a dos configuraciones específicas: tren motriz eléctrico (TFME) y tren motriz de combustión (TFMC), los candidatos mejores puntuados que cumplieron a cabalidad con las exigencias dinámicas establecidas por el diseñador y que demostraron ser aptos para su aplicación como mecanismos de propulsión del prototipo a diseñado, fueron analizados a profundidad. Los resultados obtenidos en el modelado dinámico se presentan a continuación seguidos de una comparativa que permita dilucidar entre uno de los dos.

3.3.1.1 INGRESO DE DATOS Y COEFICIENTES REQUERIDOS PARA EL MODELADO.

Modelar el comportamiento dinámico de un vehículo que se encuentra construido y sobre el cual deseamos analizar ciertas características relevantes, resulta una tarea relativamente sencilla si se cuenta con los conocimientos y las herramientas informáticas necesarias, pero la tarea se complica exponencialmente si lo que deseamos es modelar el comportamiento dinámico de un vehículo que todavía no existe físicamente, que no ha sido construido y sobre el cual no se pueden tomar mediciones directas.

En estos casos se debe estimar de una manera muy precisa ciertas características importantes y necesarias para iniciar el modelado tales como la masa, el área frontal, el coeficiente aerodinámico entre otros, y tener presente que los resultados que se obtengan son netamente indicativos los cuales deberán refinarse una vez que el prototipo sea construido.

Tomando como referencia las características físicas de un vehículo muy similar al objetivo de diseño, este vehículo fue desarrollado y construido en los Estados Unidos de Norte América por la compañía privada KENGURU, los resultados de la investigación presentados en la tabla número 5, constituyen los datos de ingreso al software de modelado y la base para el cálculo del comportamiento dinámico del vehículo. Los coeficientes dinámicos que se presentan están debidamente justificados en sus respectivos apartados.

CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO	TFMC	TFME	
Largo	2,29	2,12	m
Ancho	1,48	1,62	m
Alto	1,68	1,52	m
Distancia entre ejes	1,55	1,55	m
Distancia del eje delantero al centro de gravedad	0,78	0,78	m
Distancia del eje trasero al centro de gravedad	0,78	0,78	m
Distancia del suelo al centro de gravedad	0,50	0,50	m
Área frontal	2,20	2,20	m
Coeficiente de arrastre	0,35	0,35	--
Peso bruto sin baterías	350	350	kg
Peso promedio del ocupante	70	70	Kg
Peso del motor	50	17	Kg
Peso de la transmisión	10	7	Kg
Peso de las baterías	0	256	Kg
Peso total	480	700	kg
NEUMÁTICOS Y SUPERFICIE DE RODADURA	**TFMC**	**TFME**	
Ancho nominal de la sección	100	100	mm
Relación nominal de aspecto	90	90	%
Diámetro de la llanta	12	12	in
Radio nominal del neumático	0,242	0,242	m
Radio dinámico del neumático	0,238	0,238	m
Radio bajo carga del neumático	0,230	0,230	m
Coeficiente de resistencia a la rodadura	0,015	0,015	--
Deslizamiento	0,100	0,100	--
Coeficiente de adherencia	0,850	0,850	--
FACTORES AMBIENTALES Y DEL MEDIO	**TFMC**	**TFME**	
Presión atmosférica	73967	73967	Pa
Temperatura ambiente	288	288	K
Densidad del aire	0,90	0,90	Kg/m3
Aceleración de la gravedad	9,81	9,81	m/s2

Tabla 5: Características del vehículo, la superficie de rodadura y el medio. (El autor)

3.3.2 CONSIDERACIONES AERODINÁMICAS.

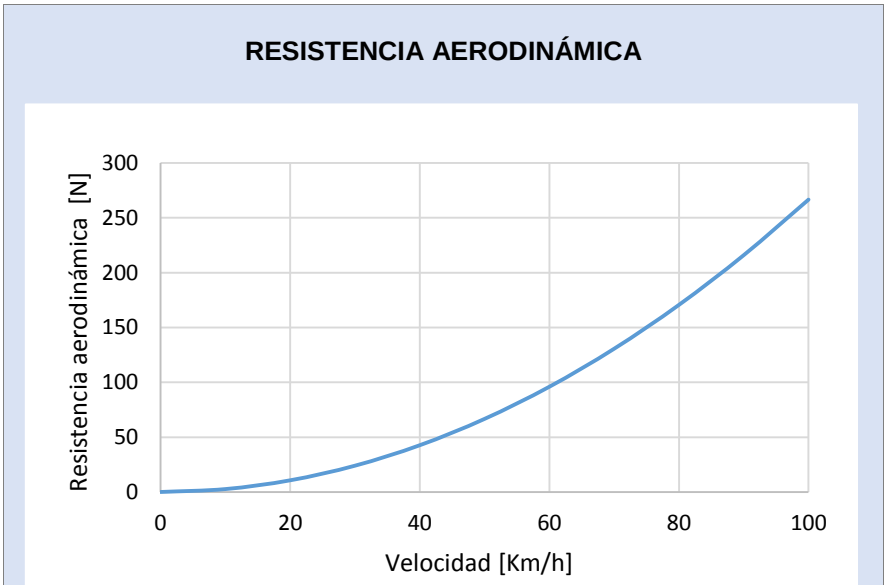
La forma aerodinámica ideal que presenta la menor resistencia al avance y por tanto el menor consumo de combustible es la forma de lágrima, como una gota de agua al caer, esta geometría posee el Cd más bajo (cercano a 0,04), sin embargo resulta complicado diseñar un vehículo con esa forma no solo por las limitaciones existentes en el moldeado de materiales, sino además por la poca estética que dicha forma presenta, la forma de lágrima es considerada como una referencia en el diseño de vehículos.

Por lo general los coeficientes de resistencia aerodinámicos de los vehículos comunes son mucho más elevados, y están condicionados a estos valores debido a: la presencia de la tierra, la necesidad de las ruedas, la existencia de cavidades y protuberancias necesarias para los elementos auxiliares. Los coeficientes aerodinámicos característicos de vehículos tipo sedán se encuentran entre 0.3 y 0.5. Con grandes esfuerzos y una importante inversión monetaria se puede conseguir diseñar automóviles con coeficientes aerodinámicos menores.

Una reducción en el coeficiente aerodinámico Cd de 0.3 a 0.19 representa una reducción del 63% de la resistencia aerodinámica, es decir el vehículo más aerodinámico consumirá el 63% menos de energía para vencer la resistencia del aire que un vehículo menos aerodinámico y la capacidad de sus baterías serán 37% mayor. Un análisis más detallado de la potencia requerida en el banco de baterías y de la masa de baterías requerida para superar la resistencia aerodinámica muestra como son poco adecuados los vehículos eléctricos a baterías para circular a altas velocidades.

En el capítulo VII se desarrolla un completo análisis aerodinámico de la carrocería del vehículo diseñado, además se presentan conceptos de diseño que permiten reducir el coeficiente y la fuerza de arrastre, se demuestra como: con simples cambios en la carrocería basados en la dinámica de fluidos se pueden lograr buenos resultados, manteniendo un estética aceptable con un coeficiente de resistencia aerodinámico relativamente bajo. Aunque en este apartado se demostró que el coeficiente de arrastre del vehículo diseñado es de 0,33, para el análisis dinámico y la selección del tren motriz utilizaremos el coeficiente estimado de manera bibliográfica de 0,35, cometiendo un error favorable a la dinámica vehicular.

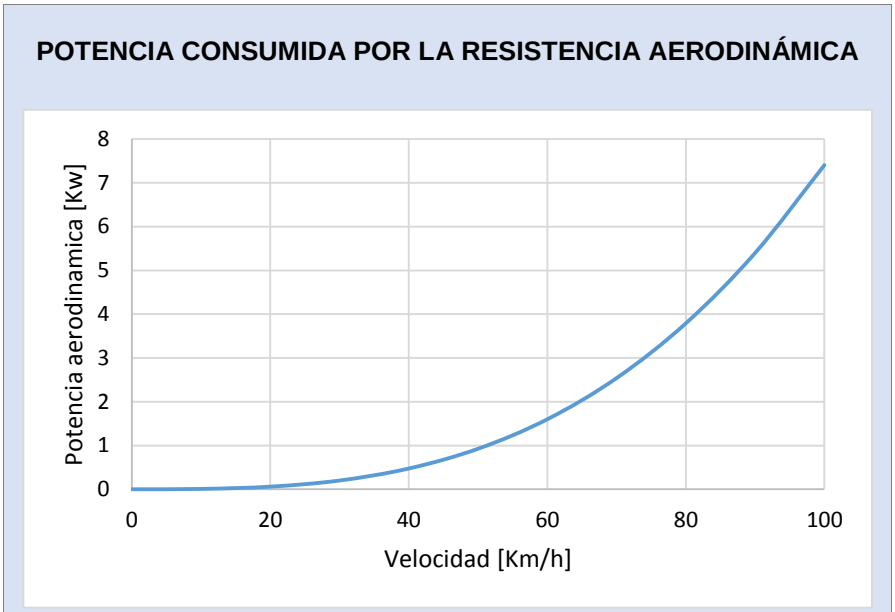
En la tabla número 6 se presenta de manera gráfica y escrita los valores de la fuerza de resistencia aerodinámica total, para diversos valores de velocidad absoluta del vehículo diseñado, se demuestra además que su comportamiento es cuadrático con la velocidad y su importancia se hace más evidente, superado los 60km/h



Velocidad [km/h]	Velocidad [m/s]	Ra [N]
0	0,00	0,00
10	2,78	2,67
20	5,56	10,67
30	8,33	24,00
40	11,11	42,66
50	13,89	66,66
60	**16,67**	**95,99**
70	19,44	130,65
80	22,22	170,64
90	25,00	215,97
100	27,78	266,63

Tabla 6: Resistencia aerodinámica del vehículo en estudio. (El autor)

Del modelado dinámico realizado se puede estimar que la resistencia aerodinámica del vehículo en estudio cuando se circula a una velocidad de 60 km/h (velocidad máxima objetivo), con un coeficiente de arrastre de 0,35 y una área frontal de 2.2m^2, en las condiciones ambientales de la ciudad de Cuenca es de: 95.99 N, mientras que la potencia requerida para alcanzar tal velocidad es de 1.60 Kw (tabla 7).



Velocidad [km/h]	Velocidad [m/s]	Potencia [Kw]
0	0,00	0,00
10	2,78	0,01
20	5,56	0,06
30	8,33	0,20
40	11,11	0,47
50	13,89	0,93
60	**16,67**	**1,60**
70	19,44	2,54
k80	22,22	3,79

Tabla 7: Potencia consumida por la resistencia aerodinámica. (El autor)

Una de las ventajas al trabajar con un tren motriz eléctrico es la mayor flexibilidad en la posición de sus componentes, y la menor necesidad de ductos de refrigeración, sin embargo al existir restricciones importantes en la geometría del vehículo como el espacio requerido para alojar cómodamente al conductor, existen límites físicos que no se podrán superar, el resultado será un compromiso entre la eficiencia dinámica, el espacio mínimo requerido y la estética del vehículo.

Algunas soluciones prácticas que permiten reducir el Cd y el área frontal del vehículo es trabajar con los apéndices, en muchos casos las antenas no necesariamente deben ser externas y los espejos retrovisores pueden ser remplazados por cámaras de video.

3.3.3 CONSIDERACIONES DE LA RESISTENCIA A LA RODADURA

Poco o nada puede hacer el diseñador del vehículo para modificar el coeficiente de resistencia a la rodadura, más que seleccionar los neumáticos adecuados, sin embargo al tratarse de un elemento susceptible a recambio no se puede asegurar que el coeficiente seleccionado se mantenga inalterado a lo largo del tiempo, siendo un factor que escapa de nuestro control.

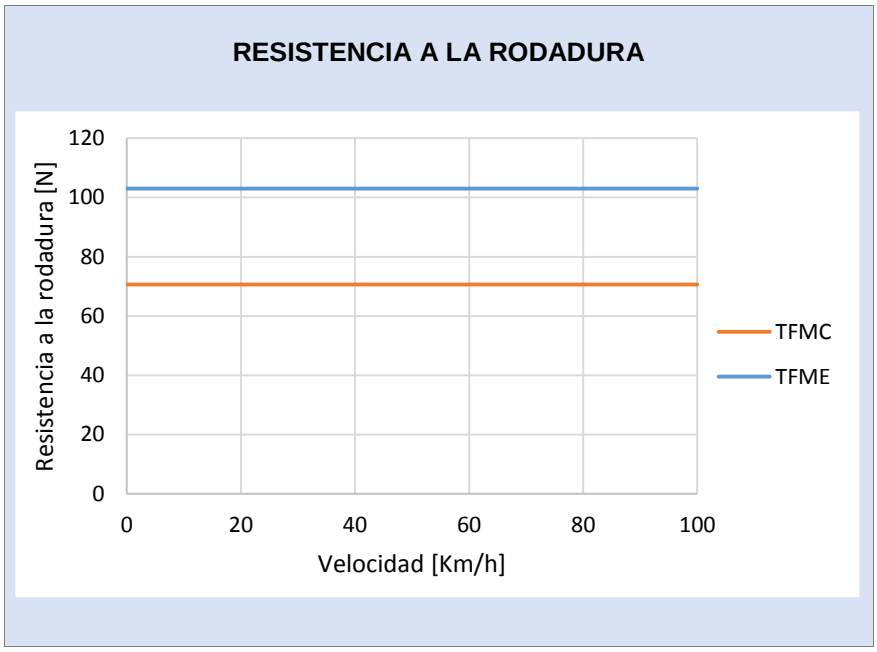


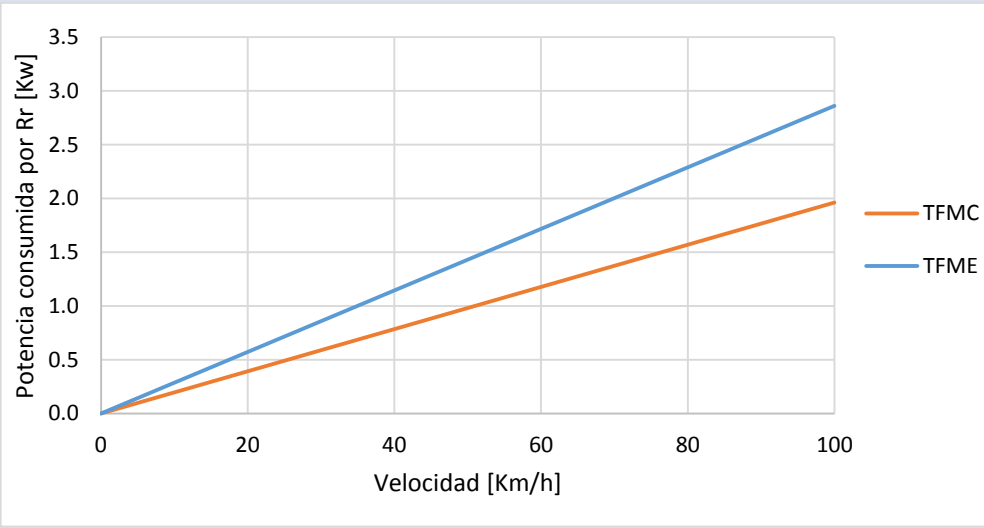
Tabla 8: Resistencia a la rodadura del vehículo en estudio. (El autor)

Uno de los factores relacionados con la resistencia a la rodadura que si se puede controlar (por medio del diseño del prototipo) es la masa total del vehículo, reducir al mínimo posible la masa del vehículo traerá consecuencias muy favorables en su comportamiento dinámico, capacidad de aceleración, velocidad máxima, pendiente máxima, requerimiento energético y demás características que se analizarán más adelante.

Una reducción del coeficiente de resistencia a la rodadura es de especial interés en vehículos diseñados para circular a velocidades inferiores a los 60Km/h donde la resistencia aerodinámica es tan reducida que se puede ignorar, una reducción de un tercio en la resistencia a la rodadura se traducirá en una reducción de un tercio en el esfuerzo tractor requerido en la rueda para impulsar el vehículo.

La resistencia a la rodadura del vehículo en estudio dotado de un MCIA, cuando circula por terreno horizontal con un coeficiente de resistencia a la rodadura de 0.015 y una masa de 480Kg incluida la masa del ocupante, es una constante de 70.63N. Comparada con la

resistencia a la rodadura del vehículo eléctrico 103Nm notamos una diferencia marcada cercana al 40%, este incremento substancial de la resistencia a la rodadura se debe principalmente al incremento de la masa consecuencia de la incorporación del banco de baterías, no solo la fuerza resistiva se ve afectada por el incremento de masa, la potencia requerida por el vehículo crece de manera directa (tabla 9).

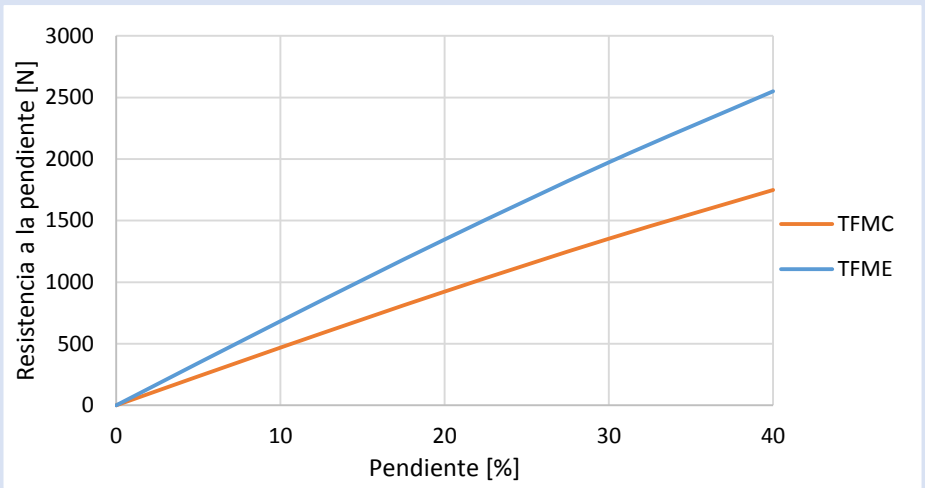


Velocidad [Km/h]	Velocidad [m/s]	Rr Combustión [N]	Pr Combustión [Kw]	Rr Eléctrico [N]	Pr Eléctrico [Kw]
0,0	0,0	70,6	0,0	103,0	0,0
10,0	2,8	70,6	0,2	103,0	0,3
20,0	5,6	70,6	0,4	103,0	0,6
30,0	8,3	70,6	0,6	103,0	0,9
40,0	11,1	70,6	0,8	103,0	1,1
50,0	13,9	70,6	1,0	103,0	1,4
60,0	**16,7**	**70,6**	**1,2**	**103,0**	**1,7**
70,0	19,4	70,6	1,4	103,0	2,0

Tabla 9: Potencia consumida por la resistencia a la rodadura. (El autor)

A velocidades inferiores a los 60Km/h la resistencia debida a la rodadura es superior a la resistencia aerodinámica, si se supera esta velocidad la resistencia aerodinámica será la dominante. Este proyecto busca alcanzar una velocidad máxima de 60Km/h por lo tanto se deberá prestar especial atención a la resistencia a la rodadura y de manera puntual a la masa del vehículo buscando reducirla al mínimo posible

3.3.4 CONSIDERACIONES DE LA RESISTENCIA A LA PENDIENTE.

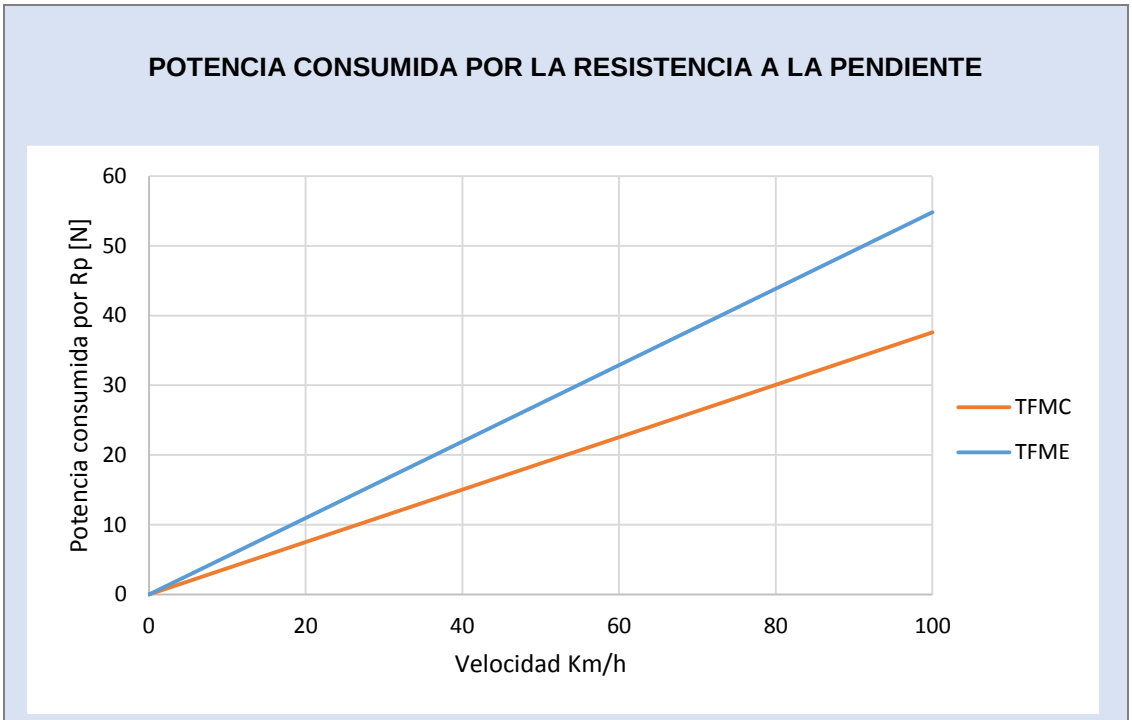


Pendiente [%]	Pendiente [rad]	Rp Combustión [N]	Rp Eléctrico [N]
0	0,00	0,00	0,00
10	0,10	468,54	683,29
20	0,20	923,47	1346,73
30	**0,29**	**1353,06**	**1973,22**
40	0,38	1748,80	2550,34

Tabla 10: Resistencia debida a la pendiente del vehículo en estudio. (El autor)

De manera muy similar a lo sucedido con la resistencia a la rodadura, poco o nada se puede hacer para reducir la resistencia a la pendiente, al tratarse de una componente física del peso, lo único que se puede lograr es reducir al mínimo posible la masa del vehículo, y seleccionar la relación de transmisión y el motor que entreguen el esfuerzo tractor máximo en la rueda motriz asegurando de esta manera el torque suficiente para impulsar el vehículo incluso en una pendiente mayor al 30%.

No existe un valor estándar de pendiente máxima establecida en ninguna normativa o reglamento de construcción, en este sentido resultaría de gran ayuda un estudio topográfico de la zona de circulación del vehículo, específico para la ciudad de Cuenca, estudio que aún no ha sido realizado por ninguna entidad pública o privada.



Pendiente [%]	Pendiente [rad]	Velocidad [Km/h]	Velocidad [m/s]	Rp Comb. [N]	Pp Comb. [Kw]	Rp Eléc. [N]	Pp Eléc. [Kw]
30	0,29	0	0,00	1353,06	0,00	1973,22	0,00
30	0,29	20	5,56	1353,06	7,52	1973,22	10,96
30	0,29	40	11,11	1353,06	15,03	1973,22	21,92
30	**0,29**	**60**	**16,67**	**1353,06**	**22,55**	**1973,22**	**32,89**
30	0,29	80	22,22	1353,06	30,07	1973,22	43,85
30	0,29	100	27,78	1353,06	37,59	1973,22	54,81

Tabla 11: Potencia consumida por la resistencia a la pendiente del 30%. (El autor)

En la tabla 10 se presenta la fuerza necesaria para superar la resistencia a la pendiente del 30% de un vehículo con una masa de 480Kg, se observa que este valor considerable alcanza una magnitud de 1353.06N. Como era de esperar un incremento de la masa (como es el caso de las baterías en los vehículos eléctricos) repercute negativamente en la fuerza y la potencia necesaria para movilizar dicha masa extra, la fuerza necesaria para superar una rampa del 30% con un vehículo eléctrico de 700Kg es de 1973.22N, una magnitud superior en 620N a la anterior, incluso con una masa menor la fuerza resistiva debida a la pendiente es una magnitud muy considerable, si se toma en cuenta que la resistencia a la rodadura es de apenas 70.63N, estamos hablando de una fuerza resistiva 20 veces mayor.

La potencia requerida por un vehículo de 480Kg para superar una pendiente del 30% a una velocidad constante de 20 km/h es de 7,52 Kw (tabla 11). Se requiere una potencia considerablemente superior si se desea circular por una pendiente superior al 30%. En el diseño de cualquier vehículo hay que considerar el efecto de las colinas en la demanda de potencia, pero como se indicó no hay acuerdo en una colina estándar para lograrlo.

3.3.5 CONSIDERACIONES DE LA MASA DEL VEHÍCULO.

La ecuación que define la energía cinética de un vehículo de masa (m) circulando a una velocidad (v) se presenta en la ecuación número 4.

$$\boldsymbol{KE = \frac{1}{2} * m * v^2} \qquad \mathbf{4}$$

Donde:

KE= Energía cinética [J]

m= Masa del vehículo [Kg]

v = Velocidad lineal del vehículo [m/s]

Esta energía cinética es transformada en calor por intermedio del sistema de frenos, ciertamente parte de esta energía puede ser recuperada por una serie de tecnologías tales como los frenos regenerativos y las celdas termoeléctricas. De lo expuesto se deduce la importancia de reducir al mínimo posible la masa del vehículo, esto se consigue: eliminando todos aquellos elementos innecesarios para el confort de los ocupantes, utilizando materiales menos pesados en la construcción del chasis y la carrocería, y optimizando el diseño estructural dentro de los límites impuestos por la ergonomía y el presupuesto de construcción.

Un vehículo de $2m^2$ de área frontal, con un coeficiente de arrastre de 0,30, requiere alrededor de 150 Kg de baterías de Níquel-Cadmio para lograr alcanzar los 100 km/h en un terreno plano, este análisis solo considera la resistencia aerodinámica. (Larminie and Lowry)

Si se analiza la totalidad de las resistencias que se oponen al avance del vehículo como se muestra en la figura 24, observamos que este valor podría incluso duplicarse. Se puede estimar la masa de las baterías requerida por el vehículo en estudio en función de la velocidad, suponiendo una circulación por terrenos planos. Se ha realizado con éxito el análisis de la masa de baterías requeridas por el vehículo, con una de las baterías que presentan la mejor energía específica hasta la fecha: (Li-ion=0.3Kw/Kg), por medio de la ecuación número 5.

$$\boldsymbol{mb = \frac{W * d}{n * v * SE}} \quad \textbf{5}$$

Donde:

mb = Masa de las baterías [Kg]

W = Potencia requerida [Kw]

d = Distancia [Km]

n = Eficiencia del tren motriz [-]. (90%)

v = velocidad del vehículo [Km/h]

SE = Energía específica de la batería [Kwh/kg]

La masa total de baterías requerida por el vehículo en estudio para circular una distancia de 100 km para diversos valores de velocidad se muestra en la figura 24, se utilizó una eficiencia del tren motriz del 90%. Como se observa la masa de baterías requerida para circular una distancia de 100 km a una velocidad de 60 km/h (velocidad máxima deseada), es de alrededor de 185 Kg, este valor representa el 38% de la masa total estimada del vehículo, un valor inaceptable.

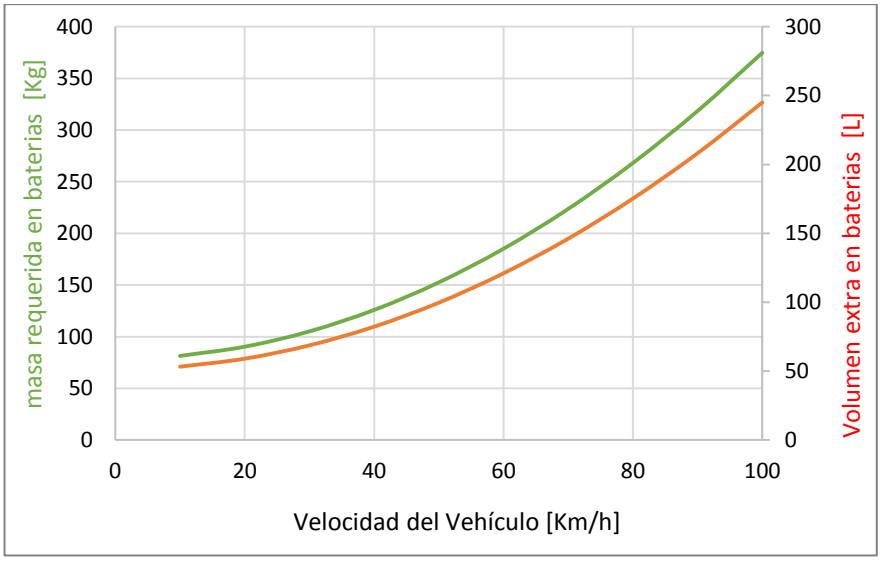


Figura 24: Masa y volumen de batería (Li-Ion) requerida por el vehículo en estudio para recorrer 100 km a una velocidad especifica. (El autor)

No solo la masa juega un papel importante cuando está referida al almacenamiento energético, el volumen también es un factor importante, sobre todo cuando uno de los requerimientos del vehículo en cuestión es ser lo más compacto posible y tener un espacio de tránsito libre (sin obstáculos). Este fue uno de los factores preponderantes que nos llevó a seleccionar el tren de fuerza motriz de combustión como el más adecuado para nuestros requerimientos específicos.

3.3.6 RESISTENCIA TOTAL AL AVANCE SIN ACELERACIÓN.

La resistencia total al avance del vehículo a velocidad constante (sin aceleración), es el principal factor que determina la selección del tren de fuerza motriz, conocer la magnitud física de la fuerza que se opone al movimiento del vehículo permite estimar la relación de transmisión óptima, la potencia y el torque mínimo que el motor deberá poder entregar para satisfacer los requerimientos del diseño.

La resistencia total al avance sin aceleración es una suma de tres resistencias individuales, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica y la resistencia debida a la pendiente, cada una de estas resistencias fue analizada a profundidad, permitiéndonos determinar posibles fortalezas y debilidades en el diseño y además de facilitarnos la comprensión de su comportamiento nos ayudó a determinar los factores de diseño en los que se deberá poner especial atención. En la figura 25 se presenta la contribución individual de cada fuerza resistiva al valor total de la resistencia al avance en función de la velocidad.

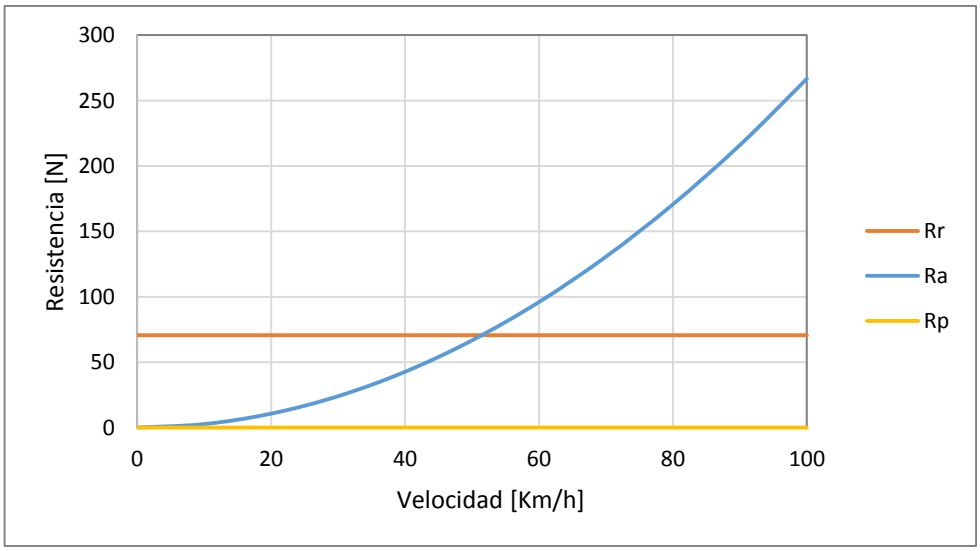
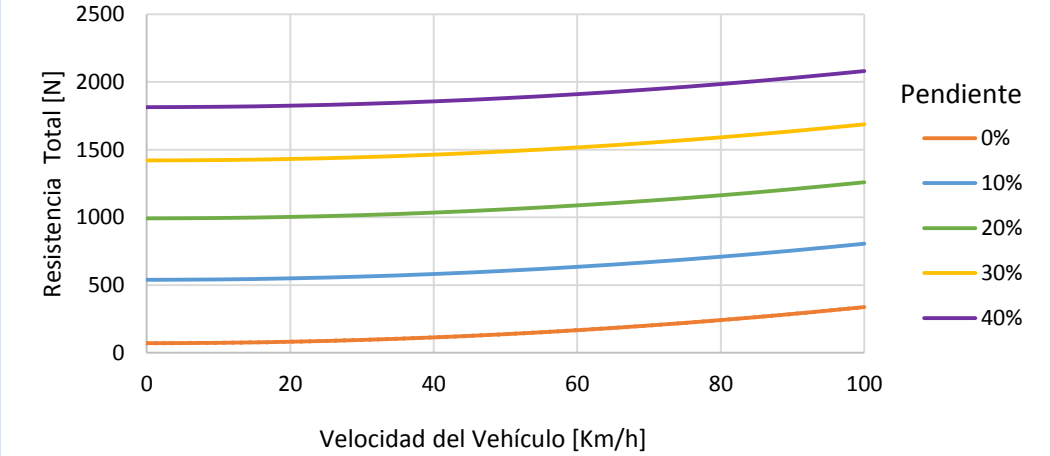


Figura 25: Contribución individual de cada resistencia en una pendiente del 0%. (El autor)

La resistencia total al avance, para un vehículo de 480Kg que circula a una velocidad contante de 60 km/h sobre un terreno horizontal, con un área frontal de 2.2m^2, un coeficiente de arrastre de 0,35 y un coeficiente de resistencia a la rodadura de 0,015, es de: 166,62N (tabla 12). Resulta interesante analizar el comportamiento de la resistencia total al avance cuando dicho vehículo circula por una pendiente, claro que la velocidad máxima que deseamos alcanzar al circular por una rampa pronunciada es considerablemente inferior.

Analizaremos la circulación del mismo vehículo por una pendiente del 30% a 20 km/h, observamos que la resistencia total al avance en estas circunstancias es de 1431,38N, una fuerza resistiva impresionante, 8,6 veces mayor que la fuerza resistiva en terreno plano. La resistencia total al avance circulando por la pendiente máxima deseada a la velocidad requerida, condicionará la relación de transmisión y el torque motor seleccionados.



Pendiente [%]	Pendiente [rad]	Velocidad [Km/h]	Velocidad [m/s]	Ra [N]	Rr [N]	Rp [N]	RT [N]
0	0,00	0	0,00	0,00	70,63	0,00	70,63
0	0,00	10	2,78	2,67	70,63	0,00	73,30
0	0,00	20	5,56	10,67	70,63	0,00	81,30
0	0,00	30	8,33	24,00	70,63	0,00	94,63
0	0,00	40	11,11	42,66	70,63	0,00	113,29
0	0,00	50	13,89	66,66	70,63	0,00	137,29
0	**0,00**	**60**	**16,67**	**95,99**	**70,63**	**0,00**	**166,62**
0	0,00	70	19,44	130,65	70,63	0,00	201,28

Tabla 12: Resistencia total al avance sin aceleración del vehículo en estudio. (El autor)

Aunque la contribución y las características propias de cada resistencia fueron ya estudiadas y explicadas a profundidad, resulta de particular interés observar su comportamiento simultáneo en una gráfica que refleje su contribución a la resistencia total, el análisis se ha realizado para una pendiente nula y una pendiente máxima del 30% presentado en la figura 26, determinando de esta manera la fuerza resistiva dominante sobre la cual debemos actuar.

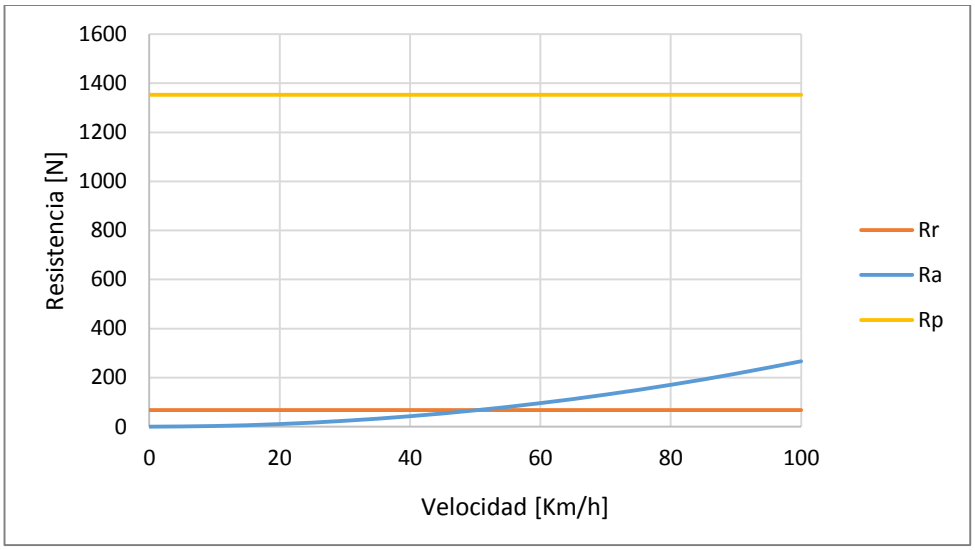
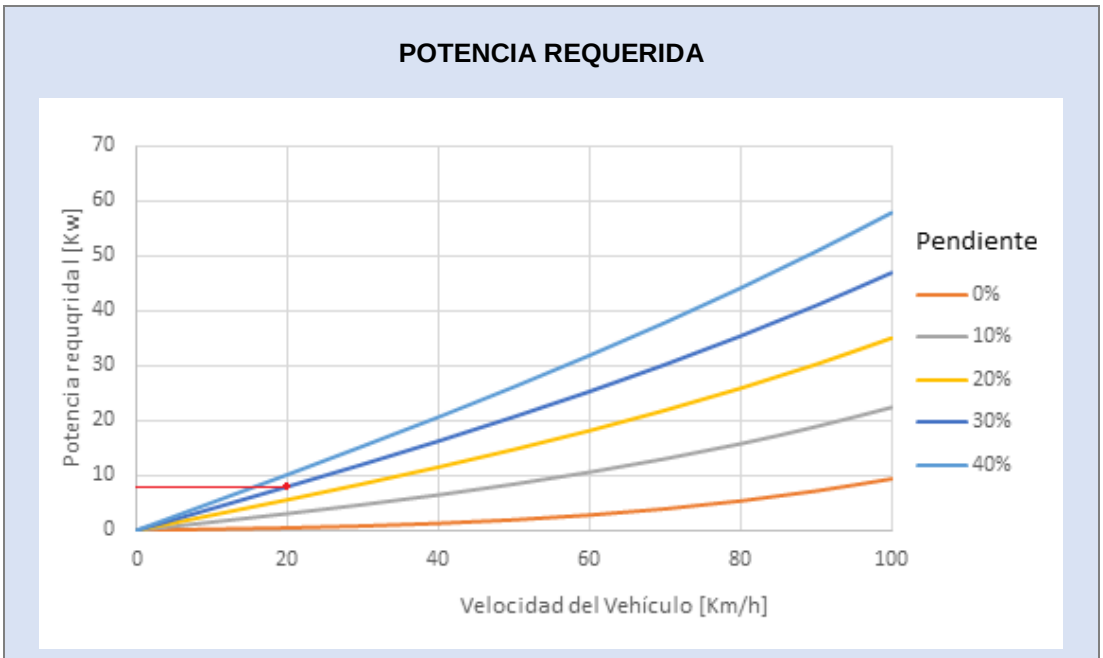


Figura 26: Contribución individual de cada resistencia, en una pendiente del 30%. (El autor)

Podemos concluir que a velocidad inferiores a los 50km/h, sobre terreno plano, la fuerza resistiva dominante es la resistencia a la rodadura, mientras que en pendientes pronunciadas, la fuerza resistiva dominante es la resistencia debida a la pendiente, se recomienda prestar especial interés al tratar de reducir dicha resistencia al mínimo posible, manteniendo la masa del vehículo dentro de los límites aceptables.

3.3.7 POTENCIA REQUERIDA.

La potencia requerida para vencer las resistencias que se oponen al avance del vehículo es uno de los factores más importantes a la hora de seleccionar el motor más adecuado para nuestros requerimientos, proporciona el límite inferior de la potencia que el motor deberá suministrar a la transmisión. Al igual que la resistencia total al avance la potencia requerida se la puede representar como una función de la velocidad para diversos valores de pendiente.



Pendiente [%]	Velocidad [Km/h]	Ra [N]	Rr [N]	Rp [N]	RT [N]	Potencia [Kw]
0	0	0,00	70,63	0,00	70,63	0,00
0	10	2,67	70,63	0,00	73,30	0,20
0	20	10,67	70,63	0,00	81,30	0,45
0	30	24,00	70,63	0,00	94,63	0,79
0	40	42,66	70,63	0,00	113,29	1,26
0	50	66,66	70,63	0,00	137,29	1,91
0	60	95,99	70,63	0,00	166,62	2,78
0	70	130,65	70,63	0,00	201,28	3,91

Tabla 13: Potencia requerida por el vehículo en estudio. (El autor)

3.4 SELECCIÓN DEL GRUPO MOTOPROPULSOR Y LA TRANSMISIÓN.

El procedimiento seguido para la selección del tren de fuerza motriz se presenta en este capítulo, tanto el motor como la transmisión fueron motivo de un importante estudio que concluyó con la selección del sistema de propulsión más adecuado a las necesidades del vehículo diseñado, más adelante se presentan los resultados de dicho análisis.

El tren de fuerza motriz seleccionado está constituido por: un motor de combustión interna alternativo que funciona con gasolina regular, de la marca Honda, específicamente el motor GX630, las especificaciones técnicas del motor seleccionado se presentan en la tabla 14.

HONDA GX 630

Tipo	Cuatro tiempos, OHV
Cilindros	2 cilindros en V de 90°
Combustible	Gasolina regular
Refrigeración	Aire forzado
Diámetro/Carrera	78/72 mm
Desplazamiento	688 cm3
Relación de compresión	9.3:1
Potencia neta	15.5Kw@3600rpm
Torque máximo	48.3Nm@2500rpm
Sistema de encendido	Digital CDI
Sistema de alimentación	Carburador de dos bocas
Arranque	Eléctrico por llave
Dimensiones principales (Largo, Ancho, Alto)	405x410x438mm
Peso en seco	44.4Kg

Tabla 14: Especificaciones técnicas del motor seleccionado. (Honda ltda.)

El modelado tridimensional de cada uno de los elementos que conforman el tren de fuerza motriz del vehículo diseñado (figura 27), permite dimensionar de manera correcta el volumen requerido en el vano motor, para albergar de manera segura cada uno de los mecanismos, además de facilitar la planificación de la posición de dichos mecanismos y los métodos de sujeción con el chasis.

El torque y la potencia producidos por el motor son transmitidos por el eje del cigüeñal a la transmisión tipo CVT de conos variables y correa dentada, en donde el troque se ajusta automáticamente a las necesidades físicas del vehículo y a las condiciones de carga, en función del régimen de giro, el cono de salida de la transmisión CVT se comunica mediante un eje de acero con la caja inversora, un mecanismo necesario en este tipo de vehículos que cumple con dos funciones principales, la primera como su nombre lo indica invertir el sentido de giro mediante la interposición de un tercer piñón, dotando al vehículo de una marcha hacia atrás, y la segunda cumplir las funciones del grupo cónico dotando a la transmisión de una desmultiplicación extra que permite reducir sustancialmente el tamaño de los conos de la transmisión CVT.

Finalmente la salida de la caja inversora se conecta a las ruedas motrices por mediación de un eje articulado tipo cruceta, que permite desplazamientos angulares de hasta 25°, el eje de transmisión está dotado además de una junta corrediza tipo estriado, que posibilita las variaciones en la longitud del eje debido al movimiento de la suspensión, sin interrumpir la transmisión de movimiento, estos semiejes articulados transmiten el par motor a las ruedas motrices (delanteras) para impulsar el vehículo.

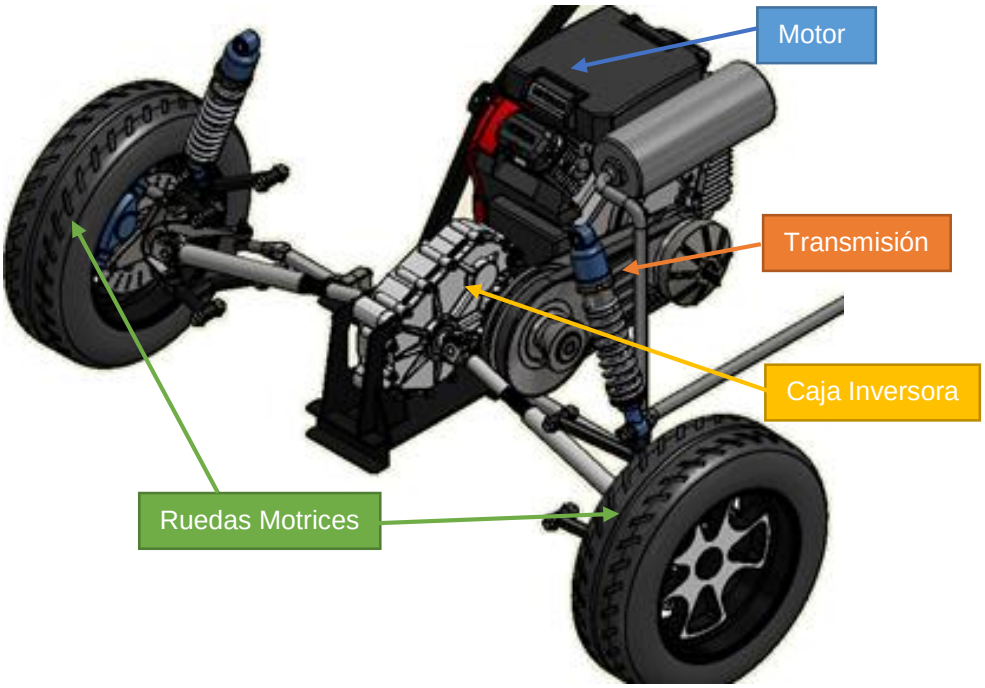


Figura 27: Tren de fuerza motriz del vehículo diseñado. (El autor)

3.4.1 CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

Una vez que se han determinado de manera clara y precisa los requerimientos mínimos establecidos por la dinámica vehicular, se procede a la selección del tren motriz, específicamente la selección del motor y la transmisión más adecuados a nuestras exigencias, la potencia y el torque motor mínimos requeridos, permitirán la selección del grupo motopropulsor y la relación de transmisión más adecuada.

La relación de transmisión más larga se calcula en función de la velocidad máxima que se desea alcanzar, la relación de transmisión necesaria para que nuestro vehículo pueda alcanzar los 60 km/h a las 3800rpm del motor (velocidad angular a la que se alcanza la potencia máxima) se determina por medio de la siguiente ecuación.

$$ET = \frac{\pi * nm1 * r}{30 * V}(1 - i)$$

$$ET = \frac{\pi * 3800 * 0.238}{30 * 16.67}(1 - 0.1)$$

$$\boldsymbol{ET = 5.11}$$

La relación de transmisión más corta necesaria para que el vehículo pueda superar una rampa máxima del 30% a velocidad constante de 20 km/h, considerando que el torque máximo del motor es de 36 Nm (corregido a una altura de 2.550 msnm), con un factor de corrección del 73% para la ciudad de Cuenca, y con una eficiencia de la transmisión del 90% será:

$$E1 = \frac{RT * rc}{Tm * n}$$

$$E1 = \frac{1431.38 * 0.230}{36 * 0.9}$$

$$\boldsymbol{E1 = 10,16}$$

Si deseamos que el vehículo tenga la capacidad de arrancar en dicha pendiente (30%), debemos dotarlo de una relación de transmisión más corta, el análisis de esta característica se consigue incluyendo a la aceleración, para esta situación puede considerarse una aceleración de 0.5m/s2. (Aparicio, Vera, and Díaz)

Con un factor de masa equivalente a la relación de transmisión más corta actual 1,32.

$$E1 = \frac{(RT + ym * m * a) * rc}{Tm * n}$$

$$E1 = \frac{(1431.38 + 1.32 * 480 * 0.5) * 0.230}{36 * 0.9}$$

$$\boldsymbol{E1 = 12,40}$$

Las relaciones de transmisión presentadas son datos únicamente orientativos, se deberá seleccionar un mecanismo que se acerque lo más posible a los valores presentados y que esté disponible en el mercado.

La transmisión seleccionada fue una configuración de una transmisión CVT de conos variables y una caja reductora con inversor de giro, la transmisión CVT seleccionada permite reducciones infinitas entre un mínimo de 1,12:1 y un máximo de 3,13:1, claramente se requiere de un sistema desmultiplicador para aumentar la relación de transmisión y alcanzar los límites establecidos en el análisis anterior, la reducción necesaria se consiguió con el uso de una caja reductora con una relación de transmisión de 4,5:1. El comportamiento de la transmisión en función de la velocidad angular del motor se presenta en la figura 28.

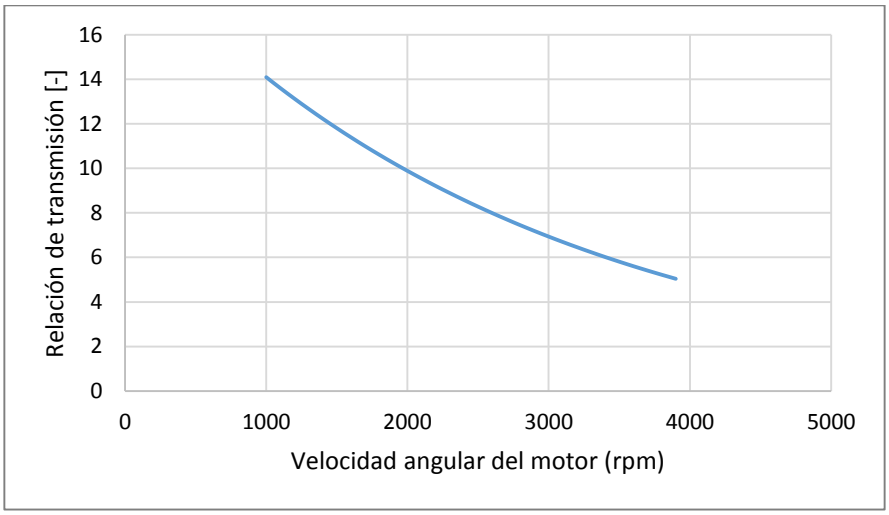


Figura 28: Variación de la relación de transmisión en función de la velocidad angular.

(El autor)

3.4.2 REQUERIMIENTOS MECÁNICOS MÍNIMOS ESTABLECIDOS.

Antes de comenzar a barajar una serie de alternativas factibles para propulsar el diseño realizado, debemos establecer las exigencias mecánicas mínimas que permitan realizar una preselección adecuada de los posibles candidatos, en este aspecto serán de gran importancia los resultados obtenidos en el modelado dinámico del vehículo, ya que ellos establecerán las exigencias mínimas de torque y potencia que el motor deberá proporcionar a la transmisión para cumplir con nuestras exigencias.

En primer lugar estimaremos la potencia mínima requerida, del análisis de la curva de potencia requerida podemos extraer la siguiente información: la potencia requerida para alcanzar los 60km/h en un terreno horizontal, por un vehículo de 480Kg, con un coeficiente

de arrastre de 0,35, una área frontal de 2.2m^2, un coeficiente de resistencia a la rodadura de 0,015, es de: 2,78Kw, la potencia requerida por el mismo vehículo para circular a una velocidad constante de 20km/h en una pendiente del 30% es de 7,95Kw, el mayor de los dos valores antes presentados representa la potencia mínima requerida por el motor sin considerar la aceleración.

Potencia mínima requerida = 7.95 Kw

El torque motor mínimo requerido, luego que la relación de transmisión ya fue establecida con anterioridad, se puede obtener por medio de la ecuación de la relación de transmisión más corta, considerando la resistencia total más crítica, cuando el vehículo circula por la rampa máxima establecida a la velocidad deseada.

La selección del motor depende del torque máximo requerido por el vehículo, del análisis anterior se determinó que el torque máximo exigido se presenta cuando el vehículo circula por una rampa pronunciada. Cuanto mayor sea el par máximo requerido, mayor será el tamaño del motor.

$$Tm = \frac{RT * rc}{ET * n}$$

El torque motor requerido por el vehículo en estudio para circular por un terreno horizontal a una velocidad de 60km/h es de 3,43 Nm, mientras que el torque motor requerido por el mismo vehículo para circular por una pendiente del 30% a una velocidad constante de 20km/h es de 29.5 Nm, de igual manera el mayor de los dos valores antes presentados representa el torque mínimo requerido por el motor sin considerar la aceleración.

Torque mínimo requerido = 29.5 Nm

Con este análisis han quedado establecidas las características mecánicas del motor (potencia y torque) y la transmisión (relaciones de transmisión más corta y más larga), lo siguiente será probar con una serie de alternativas factibles que cumplan con los requisitos y seleccionar la mejor configuración, en función de una serie de aspectos o características puntuadas según su importancia.

3.4.3 RESULTADOS DEL PROCESO DE SELECCIÓN.

Se analizaron más de 200 configuraciones posibles, cada una con sus características específicas, con los resultados obtenidos se creó una gráfica radial que permite visualizar de manera clara las ventajas y desventajas de los posibles candidatos, las características más relevantes que se analizaron fueron: potencia y torque máximos, potencia y torque específicos, tecnología aplicada, precio de adquisición, disponibilidad en el mercado, peso bruto en vacío, y garantía.

Del análisis anterior se seleccionaron los cuatro modelos mejor puntuados, el claro ganador fue el motor de combustión interna alternativo de cuatro tiempos de la marca Honda, modelo GX 630, dicho motor presentó las siguientes características relevantes: una potencia y torque específicos superiores a la media, es el motor comercial que entrega la mayor potencia y el mayor torque por cada kilógramo de peso, esto debido a una tecnología de vanguardia en el campo de los motores pequeños de aplicaciones generales, aunque su precio de adquisición es sensiblemente superior se ve compensado por la disponibilidad de la marca, Honda es una marca conocida en el mercado ecuatoriano, con distribuidores directos de insumos y repuestos, con una garantía de cuatro años.

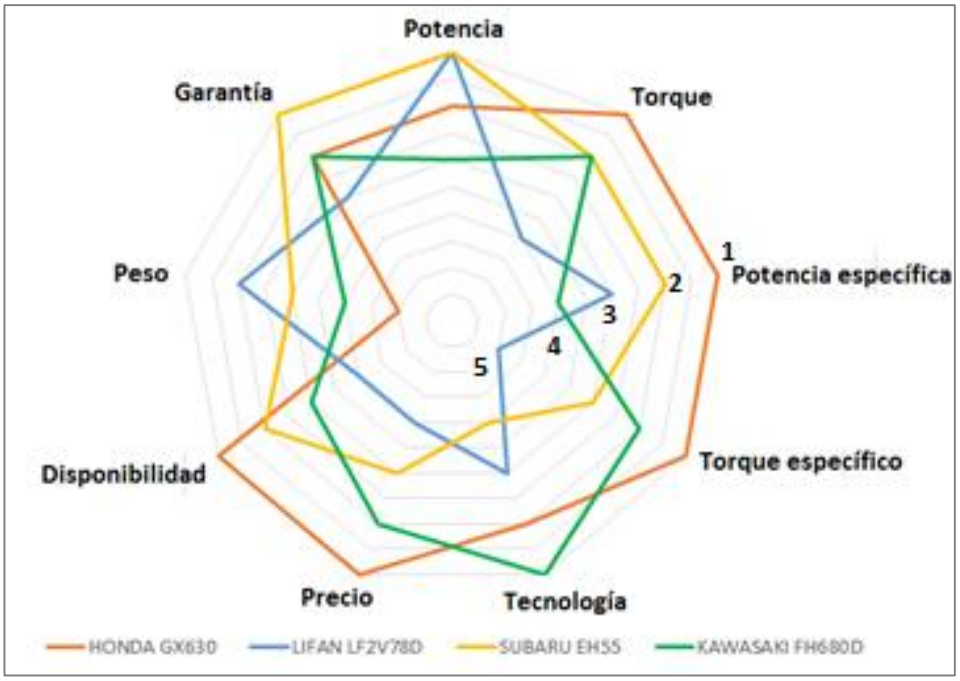
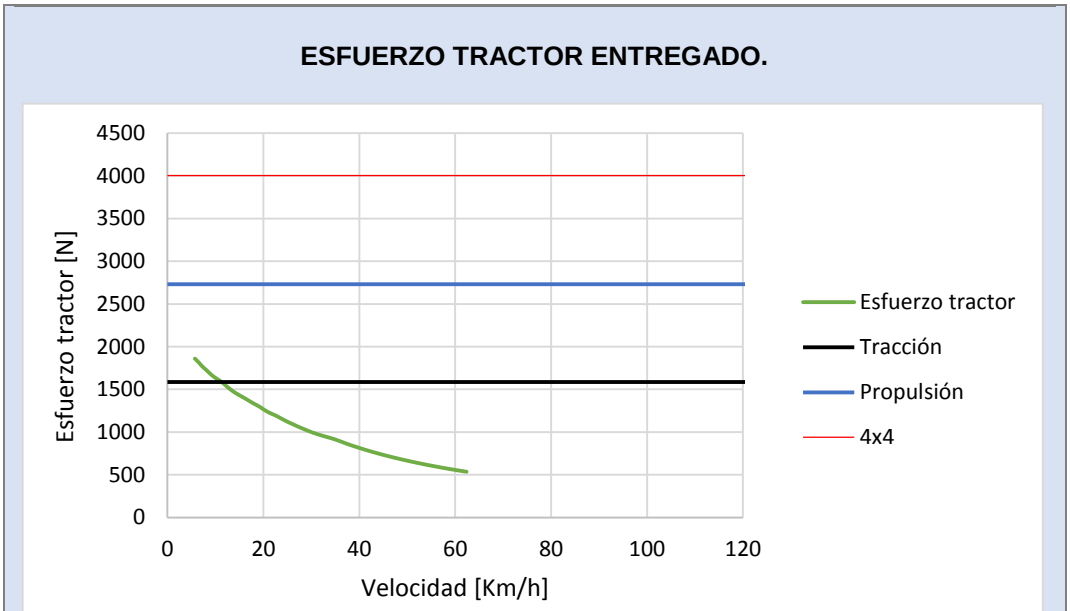


Figura 29: Comparativa entre los cuatro candidatos mejor puntuados. (El autor)

3.5 PERFORMANCE DEL VEHÍCULO.

3.5.1 ESFUERZO TRACTOR.

Con el motor y la transmisión ya seleccionados, lo siguiente es calcular el esfuerzo tractor presente en los neumáticos, observamos un comportamiento muy peculiar del esfuerzo tractor (tabla 15), un comportamiento exacto al esfuerzo tractor ideal (elevado torque a bajas velocidades), este comportamiento se debe a la incorporación de una transmisión con marchas infinitas tipo CVT. Resulta interesante analizar el esfuerzo tractor máximo limitado por la adherencia, en la configuración de tracción el esfuerzo tractor proporcionado por el motor supera el límite impuesto por la adherencia, se recomienda trabajar con un sistema de propulsión, sin embargo por cuestiones de diseño (ingreso del conductor), resultó imposible aplicar esta configuración



Pendiente [%]	Pendiente [rad]	Carga Normal [N]	Tracción [N]	Propulsión [N]	4x4 [N]
0	0,00	4708,80	1585,79	2730,58	4002,48
10	0,10	4685,43	1577,92	2717,03	3982,62
20	0,20	4617,36	1555,00	2677,55	3924,75
30	0,29	4510,21	1518,91	2615,42	3833,68
40	0,38	4372,01	1472,37	2535,28	3716,21

Tabla 15: Esfuerzo tractor entregado, límite que impone la adherencia. (El autor)

3.5.2 DIAGRAMA DE CUBRIMIENTO.

Al sobreponer la curva de esfuerzo tractor sobre las curvas de resistencia total al avance, obtenemos el diagrama de esfuerzo tractor (figura 30), la importancia de este diagrama radica en la posibilidad de estimar de manera gráfica la velocidad y la rampa máxima que el vehículo puede alcanzar.

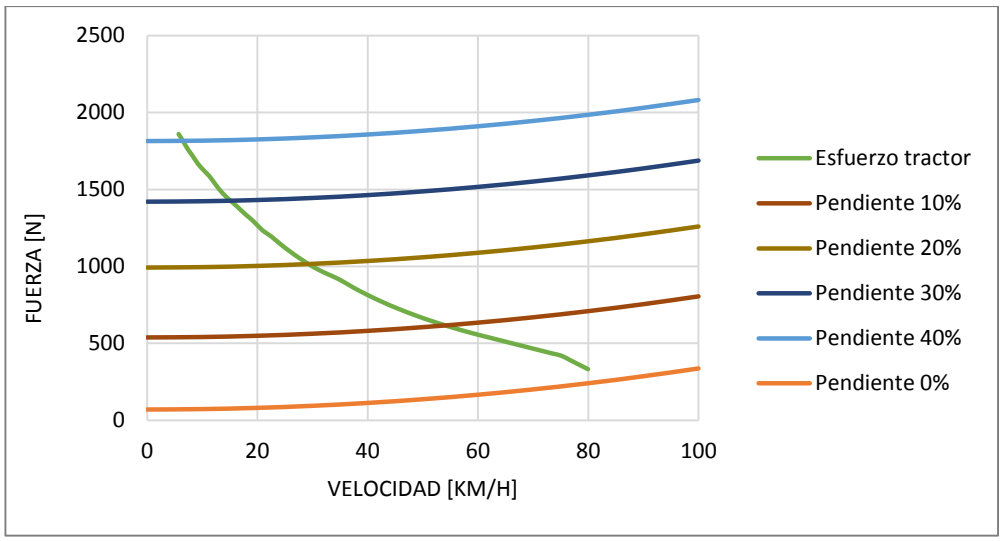


Figura 30: Diagrama de cubrimiento del vehículo en estudio. (El autor)

Del análisis del diagrama de cubrimiento podemos extraer la siguiente información: el vehículo en estudio dotado con el tren motriz seleccionado y circulando por la ciudad de Cuenca, puede alcanzar una velocidad máxima superior a los 80 km/h en un plano horizontal, la rampa máxima que puede superar a una velocidad constante de 5km/h es del 40% sin posibilidad de arranque, puede arrancar en una rampa máxima del 30% desde el reposo hasta los 15km/h con una aceleración de 0,26m/s2.

	Rampa [%]	**Velocidad máxima [Km/h]**	**Capacidad aceleración**
Velocidad máxima	0	80	Si
	10	60	Si
	20	30	Si
Rampa máxima con aceleración	30	15	Si
Rampa máxima a velocidad constante	40	5	No

Tabla 16: Rendimiento del vehículo en estudio. (El autor)

3.5.3 CUMPLIMIENTO DE UN CICLO DE CONDUCCIÓN URBANO.

Una característica importante que requiere ser analizada es el cumplimiento de un ciclo de conducción específico, el objetivo de este análisis es asegurar que el vehículo tenga la capacidad de circular de manera segura y mezclarse con el tráfico urbano. El proceso de modelado de cumplimiento de ciclo no es más que la comparativa gráfica del esfuerzo tractor exigido por el ciclo de conducción y el esfuerzo tractor proporcionado por el motor y la transmisión seleccionados.

Las fórmulas matemáticas y el proceso de modelado es el mismo que se utiliza para el modelado dinámico del vehículo con aceleración, con la diferencia que en este caso la velocidad no es una función lineal del tiempo con una pendiente positiva, en este análisis la velocidad será proporcionada por la base de datos establecida para un ciclo de conducción específico.

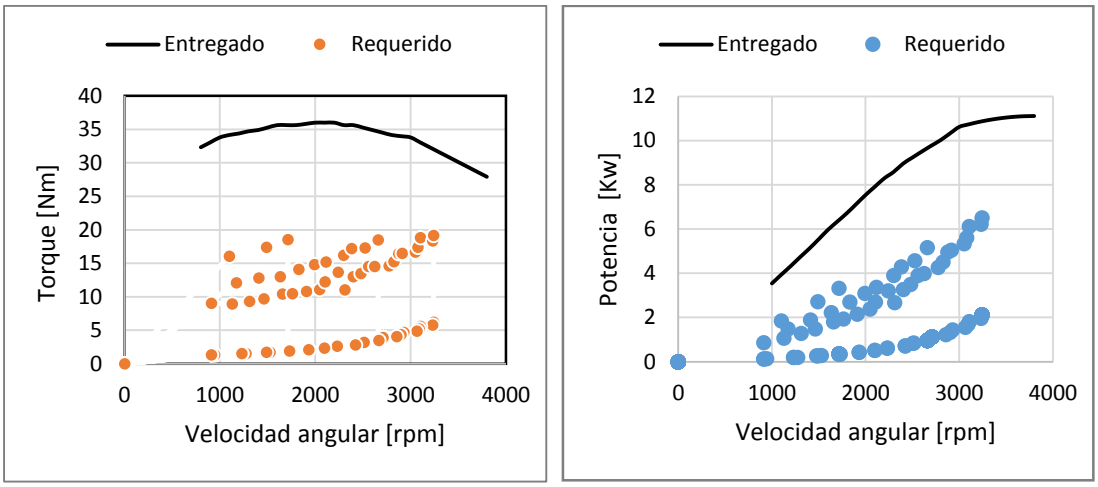


Figura 31: Cumplimiento del ciclo de conducción EC-15. (El autor)

El ciclo de conducción escogido fue el ciclo EC-15, uno de los más utilizados en la industria y recomendado para simulaciones y pruebas dinámicas de vehículos eléctricos monovolumen de pequeño tamaño o subcompactos, se ajusta de excelente manera a una circulación urbana típica, debido a que es un ciclo medianamente exigente sin aceleraciones bruscas.

Basados en los resultados obtenidos (figura 31), podemos asegurar que el vehículo cumple con total desahogo con el ciclo de conducción específico EC-15, tanto en las exigencias de torque como de potencia, con un porcentaje de carga máximo del 60%, asegurando de esta manera su desenvolvimiento seguro en el tráfico urbano y un funcionamiento sin sobresaltos del motor y la transmisión.

3.5.4 CAPACIDAD DE ACELERACIÓN.

El análisis de la capacidad de aceleración del vehículo en estudio se realizará para dos situaciones críticas: la primera la caracterización de la capacidad de aceleración del vehículo cuando circula por un plano horizontal (pendiente nula), y la segunda el análisis de la capacidad de aceleración cuando el vehículo circula en la condición de rampa máxima del 30%.

3.5.4.1 CAPACIDAD DE ACELERACIÓN EN UNA PENDIENTE NULA.

Para obtener la capacidad de aceleración de cualquier vehículo que circula por un plano horizontal, partimos de la ecuación fundamental del movimiento longitudinal (ecuación número 6).

$$\boldsymbol{F = Rr + Rp + Ra + Ri + Fwa} \qquad \mathbf{6}$$

Donde F representa el esfuerzo tractor total, Rr representa la resistencia a la rodadura, Rp la resistencia a la pendiente, Ra la resistencia aerodinámica, Ri la resistencia debida a la aceleración lineal y Fwa la fuerza necesaria para acelerar las masas rotativas.

Si remplazamos las ecuaciones de las resistencias al avance, considerando que el análisis de la capacidad de aceleración de un vehículo por lo general se realiza sobre una superficie horizontal, además que con la finalidad de simplificar el modelo y por la falta de información referente a la geometría de los elementos sometidos a rotación, trabajaremos con un factor de masa equivalente (ym) que afectará únicamente a la resistencia debida a la aceleración, además se desprecia la fuerza requerida para acelerar las masas rotativas, la ecuación número 6 desarrollada y simplificada, da lugar a la ecuación número 7.

$$\boldsymbol{F} = (\mathbf{fr} * \mathbf{m} * \mathbf{g}) + \left(\frac{\boldsymbol{p} * \boldsymbol{Cx} * \boldsymbol{Af} * \boldsymbol{v}^2}{\mathbf{2}}\right) + (\mathbf{ym} * \mathbf{m} * \mathbf{a}) \qquad \mathbf{7}$$

El esfuerzo tractor F presente en la interface neumático-calzada es una función del torque proporcionado por el motor, por lo tanto no es un valor constate, debe ser modelado como una función de la velocidad angular, remplazando el esfuerzo tractor en la ecuación 7 como una función de la velocidad angular del motor y la relación de transmisión conectada.

$$\frac{Tm * ET * n}{r} = (\text{fr} * \text{m} * \text{g}) + \left(\frac{p * Cx * Af * v^2}{2}\right) + (\text{ym} * \text{m} * \text{a})$$

Considerando que la aceleración es la derivada de la velocidad con respecto al tiempo se obtiene la ecuación número 8, en la cual ya se aprecia la presencia de la aceleración:

$$\boldsymbol{Tm * \frac{ET * n}{r} = (\text{fr} * \text{m} * \text{g}) + \left(\frac{p * Cx * Af}{2}\right) * v^2 + (\text{ym} * \text{m}) * \frac{dv}{dt}} \qquad \mathbf{8}$$

Remplazando las constantes y los coeficientes conocidos la ecuación 8 se reduce a una ecuación diferencial de primer orden homogénea, su resolución se puede realizar con la ayuda de cualquier software matemático o con una simple calculadora científica, teniendo presente la condición inicial (v(0)=0), obteniéndose de esta manera la velocidad (v) del vehículo en cualquier instante (t), quedando caracterizada de esta manera la aceleración.

Cuando el vehículo en análisis se encuentra propulsado por un MCIA resulta imprescindible dotarlo de una caja de desmultiplicación con varios escalonamientos (caja de cambios), en estos casos se recomienda analizar la capacidad de aceleración disponible con cada marcha, y encadenar los resultados. Además en el modelado debe considerar el lapso de tiempo necesario entre el cambio de marchas, durante el cual la transmisión de torque a las ruedas motrices se ve interrumpida momentáneamente.

El proceso para determinar la capacidad de aceleración del vehículo diseñado inicia con la obtención de la curva de esfuerzo tractor en función de la velocidad (ecuación 9), debido a la forma característica del esfuerzo tractor proporcionada por una transmisión continuamente variable dicha curva puede ser caracterizada por medio de una regresión lineal, no se recomienda trabajar con regresiones de grado superior debido a que la ecuación de la curva obtenida genera una asíntota, que no permite que la curva se corte jamás con el eje de las ordenadas, creando una función falsa de un esfuerzo tractor infinito.

$$\boldsymbol{F = -67.531v + 1713.4} \qquad \mathbf{9}$$

Si remplazamos la función del esfuerzo tractor disponible en la rueda (ecuación 9) en la ecuación fundamental del movimiento longitudinal desarrollado (ecuación 8), obtendremos una ecuación diferencial lineal homogénea de primer orden.

$$-67.53v + 1713.4 = (\mathrm{fr} * \mathrm{m} * \mathrm{g}) + \left(\frac{p * Cx * \mathrm{A}f * (v)^2}{2}\right) + (\mathrm{ym} * \mathrm{m} *)\frac{dv}{dt}$$

Se recomienda trabajar con un factor de masa equivalente (ym=1,25) obtenida del promedio de las masas equivalentes calculadas en función de la relación de transmisión, remplazando los valores conocidos en la ecuación anterior:

$$-67.53v + 1713.4 = (0.015 * 480 * 9.81) + \left(\frac{0.9 * 0.35 * 2.2 * v^2}{2}\right) + (1.25 * 480)\frac{dv}{dt}$$

$$\boldsymbol{\frac{dv}{dt} = -0.0005v^2 - 0.11v + 2.74} \qquad \mathbf{10}$$

La ecuación obtenida (ecuación 10) es la ecuación diferencial que modela el comportamiento de la aceleración del vehículo diseñado dotado del motor y la transmisión seleccionados. Existe una enorme cantidad de calculadoras científicas y programas de cómputo capaces de resolver esta sencilla ecuación diferencial.

Sin embargo una manera muy versátil para derivar una solución numérica simple, puede aplicarse fácilmente al uso de MATLAB® o EXCEL®, considerando que la derivada de la velocidad no es más que la variación de la velocidad con respecto al tiempo, para aplicar este método a MATLAB® o EXCEL® necesitamos representar la derivada de la velocidad con respecto al tiempo como una diferencia finita.

$$\frac{v_{n+1} - v_n}{dt} = -0.0005v^2 - 0.11v + 2.74$$

$$\boldsymbol{v_{n+1} = v_n + (-0.0005v^2 - 0.11v + 2.74)dt}$$

El archivo de programación desarrollado e MATLAB® muestra el procedimiento seguido para resolver esta ecuación, además se indican los pasos a seguir para obtener las gráficas de la velocidad y la distancia en función del tiempo, caracterizando de esta manera la capacidad de aceleración del vehículo en una pendiente nula.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
t=linspace (0,50,501);              %Creando la matriz de tiempo de 0 a 60 segundos
vel=zeros (1,501);                  %Creando la matriz de velocidad resultante
d=zeros(1,501);                     %Creando la matriz de distancia resultante
dT=0.1                              %Iniciando el tiempo 0.1seg
for n=1:500                         .
vel(n+1)=vel(n)+((-0.0005*(vel(n)^2))-0.11*(vel(n))+2.74)*dT;
d(n+1)=d(n)+0.1*vel(n);
end
plot(t,vel); axis ([0 30 0 100]);   %Graficando la velocidad vs tiempo
xlabel ('Tiempo [s]');
ylabel('Velocidad [Km/h]');
plot(t,d); axis ([0 15 0 100]);     %Graficando el espacio vs tiempo
xlabel ('Tiempo [s]');
ylabel('distancia [m]');
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

Los resultados obtenidos (figuras 32 y 33) demuestran que: en un terreno horizontal el vehículo diseñado requiere de apenas 10,6 segundos y una distancia de 106 metros para alcanzar la velocidad de 60km/h. Aunque nuestro objetivo no es alcanzar una velocidad superior observamos que el diseño tiene la capacidad de alcanzar los 80km/h en un tiempo de 30 segundos.

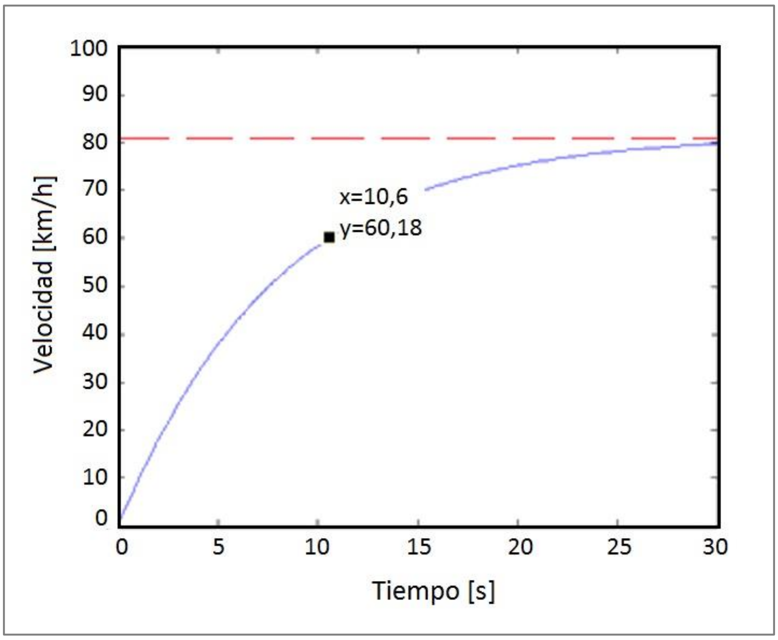


Figura 32: Capacidad de aceleración (velocidad vs tiempo) en una pendiente nula. (El autor)

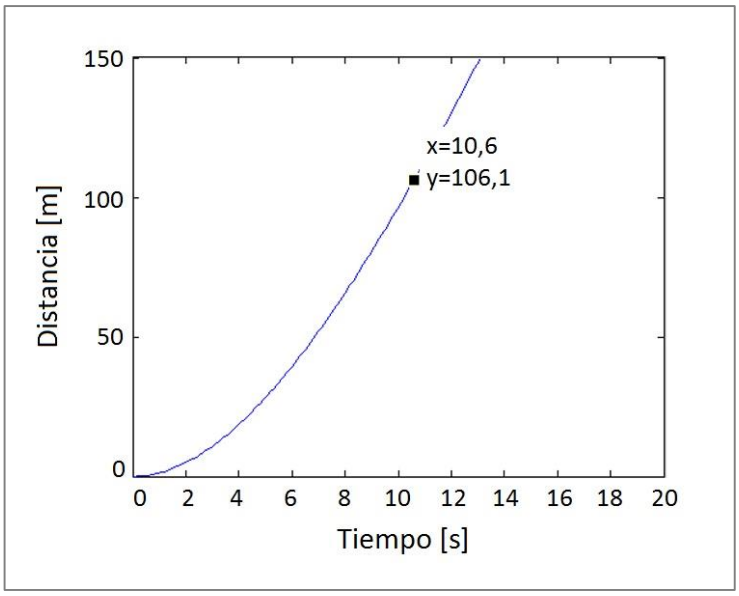


Figura 33: Capacidad de aceleración (espacio vs tiempo) en una pendiente nula. (El autor)

3.5.4.2 CAPACIDAD DE ACELERACIÓN EN UNA PENDIENTE DEL 30%.

Para obtener la capacidad de aceleración de cualquier vehículo que circula por un plano no horizontal, partimos de la ecuación fundamental del movimiento longitudinal una vez que se han remplazado las ecuaciones respectivas.

$$F = \left(\mathrm{fr} * \mathrm{m} * \mathrm{g} * \cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{x}{100}\right)\right)\right) + \left(\frac{p * Cx * Af}{2}\right) v^2 + \left(\mathrm{m} * \mathrm{g} * \mathrm{sen}\left(\tan^{-1}\left(\frac{x}{100}\right)\right)\right) + (\mathrm{ym} * \mathrm{m} * \mathrm{a})$$

Remplazando los valores y las constantes conocidas:

$$F = \left(0.015 * 480 * 9.81 * \cos\left(\tan^{-1}\left(\frac{30}{100}\right)\right)\right) + \left(\frac{0.9 * 0.35 * 2.2}{2}\right) v^2 + \left(480 * 9.81 * \mathrm{sen}\left(\tan^{-1}\left(\frac{30}{100}\right)\right)\right) + (1.25 * 480 * \mathrm{a})$$

$$\boldsymbol{F = 67.65 + 0.35v^2 + 1353.06 + 600\frac{dv}{dt}}$$

Si remplazamos la función del esfuerzo tractor disponible en la rueda (ecuación 9), en la ecuación fundamental del movimiento longitudinal para una pendiente fija establecida,

obtendremos una ecuación diferencial que caracteriza su comportamiento respecto a la aceleración en pendientes (ecuación 11).

$$-67.53v + 1713.4 = 67.65 + 0.35v^2 + 1353.06 + 600\frac{dv}{dt}$$

$$\boldsymbol{\frac{dv}{dt} = -0.0005v^2 - 0.11v + 0.488} \qquad \textbf{11}$$

Representando la ecuación diferencial en forma de diferencias finitas para su resolución en MATLAB®.

$$\boldsymbol{v_{n+1} = v_n + (-0.0005v^2 - 0.11v + 0.488)dt}$$

Los resultados obtenidos (figura 34) demuestran que: incluso cuando el vehículo circula por una pendiente del 30%, tiene la capacidad de alcanzar una velocidad máxima de 15km/h en 27,7 segundos, es decir una capacidad de aceleración de 0,15m/s^2

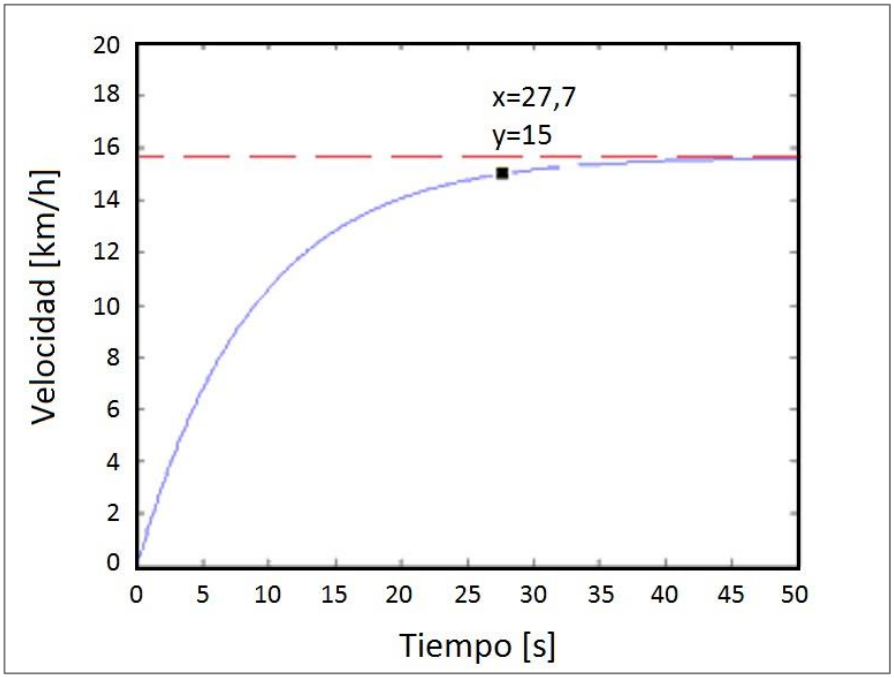


Figura 34: Capacidad de aceleración en una pendiente del 30%. (El autor)

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DEL PROTOTIPO DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA PARA PERSONAS CON PARAPLEJÍA.

4.1 EL PROCESO DE DISEÑO.

Un diseño puede ser simple o muy complejo, implicar una problemática trivial o una de gran importancia, dar aparentemente la solución completa a un problema o reducir parcialmente sus efectos. Pero de manera universal la cadena de diseño deberá seguir un proceso claramente establecido, utilizado por décadas en el diseño de productos y maquinarias que ha generado buenos resultados en la industria automotriz.

Dicho proceso inicia con la identificación de la necesidad o planteamiento del problema, tener claro el panorama nos permitirá planificar adecuadamente los pasos siguientes facilitando identificar la problemática sobre la cual se pretende trabajar. Claramente ningún artefacto podrá solucionar completamente un problema, siempre existirán complicaciones efectos secundarios y problemas actualmente imposibles de resolver, por lo que se deberá establecer los objetivos específicos que se pretenden alcanzar, incluyendo las especificaciones del desempeño del producto. No se recomienda sobredimensionar los objetivos o el alcance de un proyecto, ya que podría llevarlo al fracaso.

Una vez identificado el problema y planteado los objetivos específicos que se pretenden alcanzar, inicia uno de los procesos más difíciles de desarrollar en la ingeniería, el proceso de la concepción o invención, no existe libro de texto alguno ni software computacional que realice esta tarea por nosotros. La inventiva humana ha sido objeto de interés por parte de la comunidad científica pero hasta la fecha no se ha podido emular, la creatividad del ser humano es infinita, un mismo problema puede ser solucionado bajo diversos enfoques, pero siempre el mecanismo más simple resultara ser el mejor. Uno de los últimos eslabones en el proceso del diseño es la selección, escoger entre una infinidad de alternativas la más adecuada a nuestras necesidades que proporcione la solución al problema en estudio.

Una vez que se ha seleccionado el concepto más adecuado, se realiza un diseño detallado, poniendo especial interés al concepto general, dejando de lado cuestiones triviales cuya solución se puede encontrar en la industria, un ejemplo claro de este eslabón es el diseño automotriz, en el que se pone especial interés a la forma y la funcionalidad del prototipo dejando de lado cuestiones insignificantes como por ejemplo la mecánica de los limpiaparabrisas, (mecanismos estándar cuya fabricación y producción por lo general está a cargo de empresas afines), elementos que se pueden conseguir de manera sencilla dentro de la industria.

El diseño detallado del prototipo resulta ser el último eslabón de la cadena de diseño, En procesos posteriores la cadena continuará desarrollándose mediante la creación de prototipos, elementos tangibles que permiten realizar pruebas de rendimiento y mercadeo, que culminará exitosamente en la producción del artefacto o mecanismo diseñado. La cadena de diseño estándar utilizada en la industria mecánica y automotriz se presenta en la figura 35.

Figura 35: Eslabones del proceso de diseño. (Norton)

4.1.1 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD.

El primer paso y el más importante en la cadena de diseño es la identificación de la necesidad, es la salida y la meta de nuestra larga carrera, por lo regular este paso es realizado por el cliente, en este caso la población de personas con capacidades especiales (usuarios de sillas de ruedas).

El enunciado de la necesidad por parte de la población resulta breve y sin detalles pero a la ves claro y preciso, aunque suene ambiguo, cuando un problema tiene muchos años sin una solución práctica, las necesidades de la población son claras. No se requiere de una investigación a profundidad para determinar los problemas en la movilidad sufridos por las poblaciones en estado de incapacidad, tanto el transporte público como el privado no se encuentran totalmente adaptados para su uso por parte de personas usuarios de sillas de ruedas.

Las posibles soluciones existentes en el mercado resultan demasiado costosas para la mayoría de la población, y en su totalidad no proporcionan una solución adecuada a la problemática. Este análisis permite determinar que las personas usuarios de sillas de ruedas requiere de:

“Un medio de transporte eficiente, que permita su movilidad por el casco urbano, proporcionando total autonomía al momento del embarque y la conducción”.

4.1.2 ESTADO DEL ARTE:

Las personas adultas usuarias de sillas de ruedas tienen básicamente dos posibilidades para su transportación: la primera utilizar medios de transporte público o privados, los cuales deberán estar dotados de todos los sistemas de asistencia y seguridad que permitan su uso de manera cómoda e independiente, y la segunda: contar con un vehículo estándar adaptado especialmente para sus necesidades. Se analiza brevemente cada una de estas alternativas, sus ventajas y desventajas y hasta qué punto proporcionan solución al problema de movilidad de las personas con paraplejía.

Hoy en día la única alternativa viable para el transporte de personas con paraplejía es el uso de vehículos estándar, a los cuales se les adapta una serie de mecanismos de asistencia para el embarque y la conducción, pero hasta qué punto este tipo de vehículos representan una solución válida. La experiencia ha demostrado hasta la saciedad que siempre que se tome un producto diseñado para un fin específico (vehículo comercial) y se lo modifique para el transporte de personas con capacidades diferentes, el resultado será un híbrido cuyas características no satisfacen las necesidades de la población.

No es del interés de este documento ni del autor menospreciar los importantes aportes de la empresa privada por crear elementos de asistencia mecánica para la modificación de vehículos estándar, pero hasta la fecha no existe un solo vehículo modificado que solucione de una manera práctica y económica los problemas de movilidad de las personas con paraplejía, los mecanismos presentados han demostrado ser excesivamente voluminosos, pesados, requieren de una enorme cantidad de elementos mecánicos y electrónicos que encarecen su precio de adquisición, deben ser instalados en vehículos grandes (minivans, camionetas, deportivos utilitarios, furgonetas), en muchos de los casos se requiere aun de un tipo de asistencia externa para su control y manipulación (figura 36), por lo que dichas soluciones no son accesibles para la mayoría de la población.

Figura 36: Minivan modificada para el transporte de personas con paraplejía.

Los vehículos privados importados con modificaciones en los sistemas de embarque y mando son sumamente costosos y no constituyen una solución aceptable al problema ya que en el mejor de los casos solo permiten cierto nivel de autonomía en la conducción.

La posible solución al problema sería la producción de un vehículo diseñado desde su concepción para el transporte de personas en silla de ruedas, sin embargo los esfuerzos de las principales ensambladoras de vehículos a nivel mundial por desarrollar un vehículo con tales características has resultado prácticamente nulos y los prototipos presentados no han tenido la acogida esperada, debido entre otros factores a sus bajas prestaciones y a una estética poco llamativa.

4.1.3 PLANTEAMIENTO DE OBJETIVOS Y ESPECIFICACIONES DE DESEMPEÑO.

Una vez que se ha entendido por completo los antecedentes del problema y las necesidades del cliente (población en estudio) se procede a replantear lo expuesto en forma de enunciados más coherentes u objetivos de diseño.

“El objetivo principal es diseñar un vehículo que permita el transporte de una persona en silla de ruedas con total autonomía en el embarque, la conducción y el desembarque”.

Para que el vehículo diseñado pueda cumplir con tal objetivo, las especificaciones de desempeño deberán ser las siguientes:

- Deberá contar con un sistema de acceso independiente de accionamiento rápido y seguro.
- Se tendrá total control tanto del vehículo como de los accesorios únicamente con el uso de las extremidades superiores.
- Sus dimensiones deberán estar acorde con las exigencias del tráfico urbano (compacto de fácil aparcamiento)
- El conductor no deberá requerir ningún tipo de asistencia externa.
- Su fabricación deberá ser sencilla.
- Permitirá el transporte de una persona en silla de ruedas con total comodidad.

A estas especificaciones se deberán incluir aquellas relacionadas con el desempeño mecánico del vehículo tales como: velocidad máxima, capacidad de aceleración, rampa máxima a superar y capacidad de frenado. Dichas especificaciones fueron analizadas a profundidad en el capítulo anterior y en los apartados siguientes, permitiendo la selección del tren de fuerza motriz y los componentes mecánicos principales, por lo que no son consideradas en el presente apartado.

4.1.4 IDEALIZACIÓN O INVENCIÓN.

El proceso de diseño automotriz inicia con la elaboración de una serie de bocetos o dibujos de la estética del vehículo, características geométricas importantes son consideradas en este proceso, básicamente consiste en plasmar las ideas del equipo de producción en un elemento tangible, en este caso un dibujo sobre el papel. En la etapa de concepto se utilizan una serie de métodos informales y rápidos, que permiten proporcionar una representación inicial del diseño. La mayoría de diseñadores utilizan una serie de herramientas directas que permiten plasmar rápidamente sus ideas y realizar cambios en el momento, a pesar de la disponibilidad de técnicas asistidas por ordenador, la técnica preferida por los diseñadores en la etapa inicial es el lápiz y el papel. (Tovey and Porter)

El proceso de boceto es un proceso largo y complicado, requiere de una instrucción en artes, difiere abismalmente del dibujo convencional, el diseñador no dibuja algo que se encuentra frente a él, el diseñador debe plasmar en papel algo inexistente, algo que solo está presente en su mente. El boceto como herramienta de diseño se concibe como el intento de reproducir en el papel las imágenes mentales del diseñador, cuando se ha conseguido plasmar la idea de manera legible, el primer boceto se convierte en el primer eslabón de una larga cadena, constituye la base del concepto sobre el cual se continuará trabajando, añadiendo más bocetos y más modificaciones que permiten obtener el concepto general.

Las principales funciones del boceto son: generar conceptos, plasmar de manera rápida las ideas del diseñador, permitir la revisión y el refinamiento de ideas, ayudar a la selección del concepto más adecuado, identificar los problemas y dificultades futuras en el desarrollo del producto, analizar la factibilidad en la construcción y principalmente proporcionar instrucciones estéticas para la siguiente etapa de diseño.

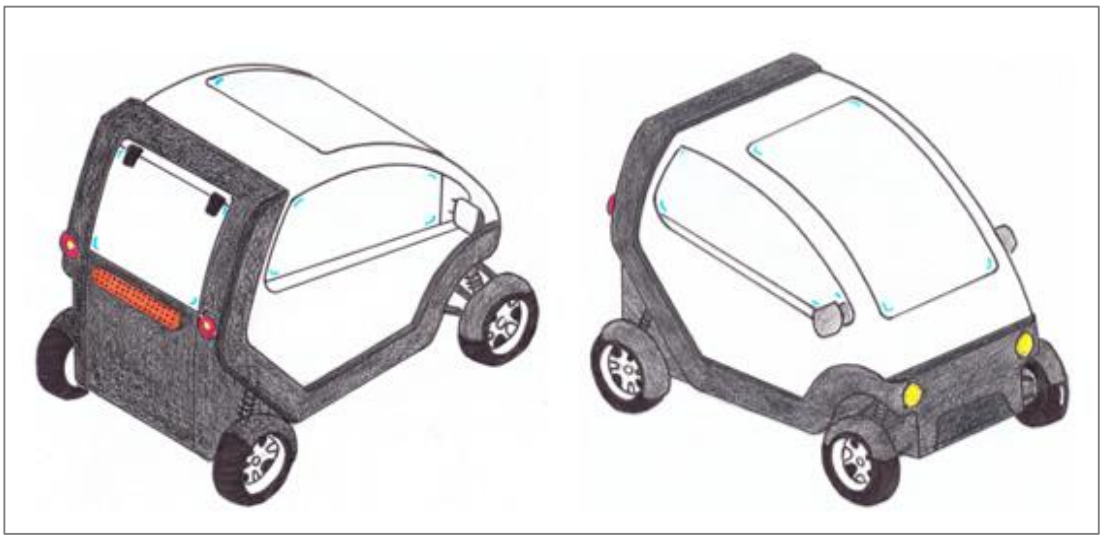


Figura 37: Bocetos finales del vehículo diseñado. (El autor)

4.1.5 DISEÑO DETALLADO.

Este paso en general incluye la creación de un conjunto completo de dibujos de ensamblaje detallados, o archivos de diseño asistidos por computadora (CAD), con un nivel de detalle tal que permita la construcción de un prototipo, del cual se extraerá más información mediante las pruebas fiscas respectivas, en los anexos 4, 5 y 6 se presentan tales planos. Es muy probable que en fases posteriores durante las pruebas sobre el prototipo se descubran fallas o problemas que deberán ser solucionados en dicha fase.

La importancia del diseño asistido por computadora (CAD) radica en las facilidades que presenta al momento de realizar modificaciones en el diseño, además de las innegables ventajas en el desarrollo de: presentaciones tridimensionales, creación de planos, pruebas dinámicas mediante simulaciones mecánicas, análisis aerodinámicos, y demás alternativas con las que cuentan los más sofisticados programas de cómputo destinados al diseño mecánico.

por cuestiones de extensión máxima del presente documento no se presentan las fases de análisis y selección realizadas a cabalidad por el autor, no es el objetivo de este documento presentar a detalle los procesos de diseño seguidos para la elaboración de este producto, sin embargo si es menester presentar de manera clara, precisa y ordenada el resultado obtenido, poniendo especial énfasis e interés a las cualidades, ventajas y desventajas del mecanismo diseñado, sus fases de funcionamiento, dimensiones principales, y características relevantes.

Las características constructivas y el funcionamiento del vehículo diseñado son algunas de los principales rasgos distintivos que lo diferencian de sus principales competidores, dentro de las características operativas más importantes podemos señalar el embarque, el desembarque, y la conducción. Estas tres características determinarán la aceptación del público, la funcionalidad del prototipo y la solución que este vehículo brindará a las necesidades y requerimientos establecidos con anterioridad.

Brindar total autonomía al usuario durante el embarque, el desembarque y la conducción es el objetivo principal, para conseguirlo se ha dotado al diseño de una serie de elementos estructurales y sistemas mecánicos sencillos, industrialmente fáciles de construir, con tecnología probada, de tal manera que cumpla con nuestras exigencias de una manera eficiente y económica.

4.1.5.1 DISEÑO DE LA CARROCERÍA:

Durante décadas el chasis y la carrocería se construían como elementos aislados e independientes cuyo ensamblaje se realizaba en las partes finales del proceso de producción,

la carrocería se aseguraba firmemente al chasis por medio de pernos o soldadura. En los últimos años predominantemente en vehículos livianos de turismo se han vuelto populares las carrocerías auto-portantes, en este tipo de carrocería la estructura esta soldada a base de piezas de chapa y perfiles de acero, de manera que se consigue una estructura con una gran capacidad de carga y una elevada rigidez, su principal ventaja radica en la reducción de peso, pero su desventaja es la necesidad de contar con métodos de producción sofisticados, poco rentable para la producción de prototipos o flotas pequeñas de autos.

Por lo general las carrocerías se construyen de acero estampado, aunque en la actualidad se utilizan materiales más livianos como el aluminio, la fibra de carbono, el plástico reforzado con fibra de vidrio. Las carrocerías de acero presentan el inconveniente de ser difíciles de construir y muy sensibles a la corrosión.

Basados en las ventajas y desventajas de los materiales más comúnmente usados en la construcción de carrocerías automotrices y considerando que el proyecto se enfoca en la construcción de un único vehículo prototipo que requiere en sus primeras etapas de diseño facilidad de construcción y modificación, hemos seleccionado un método de producción sencillo pero eficaz muy común en el desarrollo de prototipos y vehículos exclusivos.

El proceso de construcción seleccionado consiste en la creación de un chasis de acero estructural, encargada de proporcionar la rigidez y la deformabilidad necesarios para soportar los elementos mecánicos y proveer la seguridad adecuada para el conductor. Sobre dicho chasis se montará una carcasa o carrocería construida de fibra de vidrio, la ventaja de este sistema de producción radica en su sencillez, no se requiere de máquinas costosas, se ajusta de excelente manera a los requerimientos propios de una producción a pequeña escala y a un trabajo artesanal.

Figura 38: Carrocería completa del vehículo diseñado. (El autor)

Muchas piezas de los coches actuales como los guardachoques, defensas, salpicaderas, alerones, son construidos en fibra de vidrio, incluso existen carrocerías compuestas en su totalidad de dicho material, todo esto en función de unas virtudes muy concretas en cuanto a: ligereza, resistencia a impactos y deformaciones, inmunidad a la oxidación, facilidad de limpieza y reparación. Este material versátil permite la elaboración de las más caprichosas formas con relativa sencillez, tal es la preferencia de la fibra de vidrio sobre la chapa de acero que se ha convertido en un material insustituible para la construcción de carrocerías de competición o la creación de modelos especiales en pequeñas series.

Si las exigencias mecánicas recaen en su totalidad sobre el chasis y la jaula de seguridad, la carrocería se convierte en un elemento estético, cuya funciones principales son: dar la forma deseada al vehículo (función estética) y proteger a los ocupantes de las inclemencias del clima (función técnica). Tanto los paneles interiores como los exteriores y los guardachoques han sido modelados de tal manera que su construcción resulte sencilla (anexo 6), se los puede construir como una única pieza, hecho que elimina la necesidad de elementos adicionales para el ensamblaje del conjunto.

Por su pate los parachoques, el piso interior y la rampa de acceso estarán construidos en su totalidad de termoplásticos industriales, materiales flexibles pero resistentes ampliamente usados en la industria para la construcción de parachoques. Una vista isométrica de la carrocería completa del vehículo diseñado se puede apreciar en la figura 38, se observa también la presencia de la plantilla antropométrica perfectamente encajada en el habitáculo.

4.2 PROCESO DE EMBARQUE Y DESEMBARQUE.

El proceso de embarque y desembarque del usuario en el vehículo se lo realiza de manera totalmente autónoma, sin la necesidad de ningún tipo de asistencia externa, este factor clave resultado de la investigación previa del problema, refleja la sencillez y funcionalidad del mecanismo diseñado.

Para el embarque y desembarque se han considerado una serie de alternativas presentes en el mercado, seleccionando el mecanismo más eficiente, menos voluminoso, económicamente accesible y con una tecnología madura. El sistema utilizado consta de una rampa retráctil, accionada eléctricamente por medio de un mecanismo desmultiplicador de piñón y cremallera.

El proceso de embarque consta de las siguientes etapas: En primer lugar el conductor se sitúa en la parte posterior del vehículo a una distancia prudente, mediante un mando a distancia acciona el mecanismo de apertura de la puerta posterior, el mecanismo es impulsado mediante un sistema de reducción mecánica de piñón y cremallera, tanto la rampa como el parabrisas posterior pivotan hacia el exterior en las bisagras soldadas al chasis, el sistema trabaja como si se tratase de una puerta vertical de doble hoja, junto con la apertura

del sistema se acciona además una baranda de sujeción que permite al conductor asirse a ella para mayor seguridad y confort.

Cuando el sistema termina de desplegarse el conductor puede ingresar al vehículo haciendo uso de la rampa (con una pendiente menor al 10%), sentado cómodamente en su silla de ruedas, una vez en su posición de conducción y luego de asegurar la silla al chasis mediante un sistema de cerradura y colocarse los respectivos cinturones de seguridad, procede a cerrar la puerta posterior y recoger la rampa de ingreso. El proceso es totalmente automático solo requiere del comando electrónico para iniciarse y suspenderse en cualquier momento, además el sistema de embarque está dotado de sensores y otros elementos de seguridad que se describen a continuación.

Figura 39: Proceso de embarque y desembarque. (El autor)

4.2.1 RAMPA DE INGRESO AL VEHÍCULO.

Como se indicó en el apartado anterior el proceso de ingreso y egreso del vehículo se lo realiza por medio de una rampa de accionamiento automático, El diseño de la rampa atiende a las necesidades del conductor y a las recomendaciones emitidas por la normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 2853, en este apartado se detallan las características físicas, constructivas y de señalización establecidas en la normativa ecuatoriana y su cumplimiento.

La NTE INEN 2853 establece los requisitos relativos a la instalación, mantenimiento y uso, así como los métodos de ensayo que deben cumplir las rampas destinadas al ingreso y egreso asistido de personas con movilidad reducida, en especial con silla de ruedas, a los vehículos para el transporte terrestre de pasajeros.

Claramente el vehículo diseñado no es un transporte de pasajeros (autobús) y por ende el estricto cumplimiento de la norma no es aplicable, sin embargo se consideraron las recomendaciones más importantes referentes a las características físicas, técnicas y mecánicas así como la señalización.

4.2.1.1 CAPACIDAD DE CARGA.

La NTE INEN 2853 señala que las rampas para el ingreso de pasajeros deberán resistir una carga de por lo menos 250Kg sin presentar deformación permanente ni fallas en sus componentes. Con la finalidad de cumplir con la normativa, la rampa diseñada consta de una estructura de acero A36 con perfiles rectangulares de 30x30mm y un espesor de 2mm.

Los criterios utilizados para la discretizacion así como el procedimiento seguido en el análisis estructural de la rampa, son los mismos criterios aplicados en el análisis estructural del chasis y la jaula de seguridad (capítulo VI).

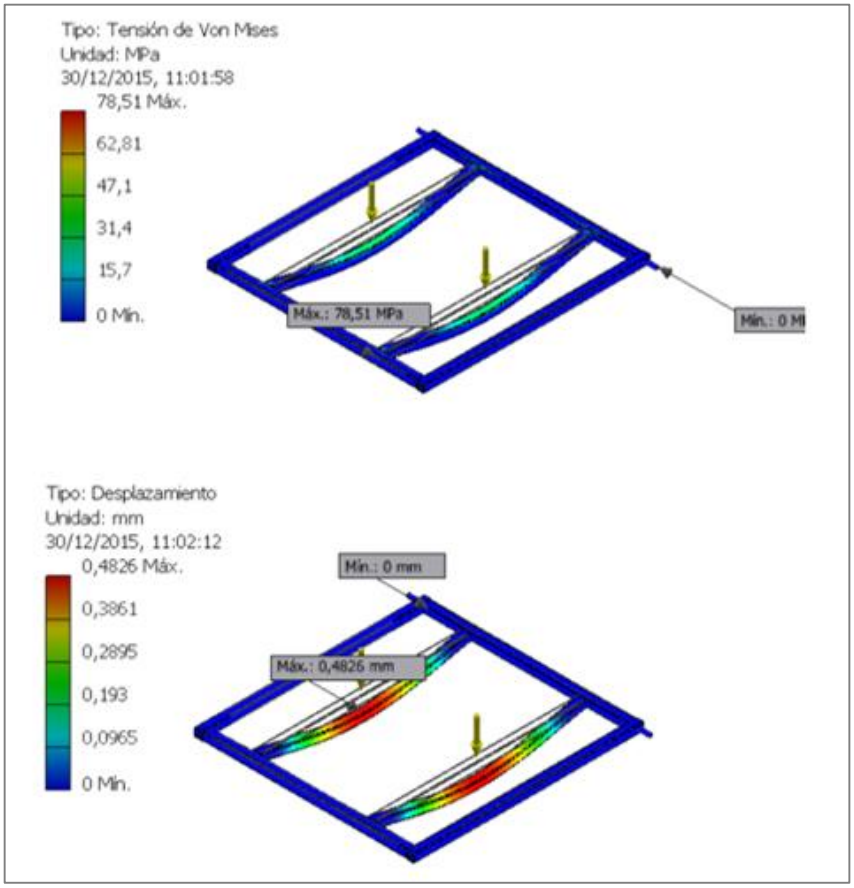


Figura 40: Tensión de Von Mises y desplazamiento máximo de la estructura de la rampa al someterla a 250Kg de peso. (El autor)

Los resultados obtenidos reflejan que: la estructura diseñada puede soportar una carga superior a 250Kg sin presentar deformaciones permanentes ni fallas, al ser sometida a 250Kg de peso, la tensión máxima generada en la estructura es de apenas 78.5Mpa, muy por debajo del límite de fluencia del acero estructural A36 (350Mpa), con un factor de seguridad mínimo de 4,4 y un desplazamiento máximo de 0,48mm. Con estos resultados podemos asegurar que la rampa diseñada cumple a cabalidad con los requisitos de capacidad de carga establecidos en la normativa vigente. Los resultados obtenidos en el análisis estructural estático de la rampa por el método de elementos finitos se pueden apreciar en la figura 40.

4.2.1.2 OPERACIÓN MANUAL.

La NTE INEN 2853 señala que las rampas de ingreso a vehículos deberán contar con un sistema que permita habilitar una rampa directamente por parte del usuario, sin la ayuda de un sistema automático. En el caso de rampas de despliegue automático, estas deben incorporar un sistema de manejo manual adicional.

Con el afán de cumplir con la normativa vigente hemos dotado a la rampa diseñada de un mecanismo manual para su accionamiento en caso de emergencias, para esto hemos diseñado un mecanismo de traba (figura 41) que con un esfuerzo mínimo permite cambiar entre un mecanismo de accionamiento mecánico y uno manual. Consta de una clavija que al ser expulsada desvincula el eje de accionamiento liberando la rampa del mecanismo desmultiplicador y permitiendo su accionamiento manual, dicha manija está ubicada en una zona de fácil acceso, la fuerza de accionamiento requerida para su funcionamiento es mínima facilitando su uso pero a la vez evitando un accionamiento indeseado.

Figura 41: Mecanismo de accionamiento manual. (El autor)

4.2.1.3 ESCURRIMIENTO DE LÍQUIDOS.

La normativa NTE INEN 2853 señala que el diseño de las superficies de piso de las rampas debe facilitar el escurrimiento de agua o de cualquier otro líquido. Cuando la superficie sea acanalada, el paso entre los canales debe ser menor o igual a 10 mm y estos deben estar dispuestos de forma que el líquido evacue de forma rápida.

Para cumplir con esta recomendación se han diseñado acanaladuras en sentido longitudinal en la superficie de la rampa (figura 42) con espacios entre los canales de 10mm y con un espesor de 5mm, asegurando de esta manera el escurrimiento rápido de líquidos cuando la rampa este replegada. Todos los bordes y las aristas fueron redondeados con un radio mayor que 2,5 mm, para evitar bordes cortantes, filosos u otras salientes que puedan causar daños.

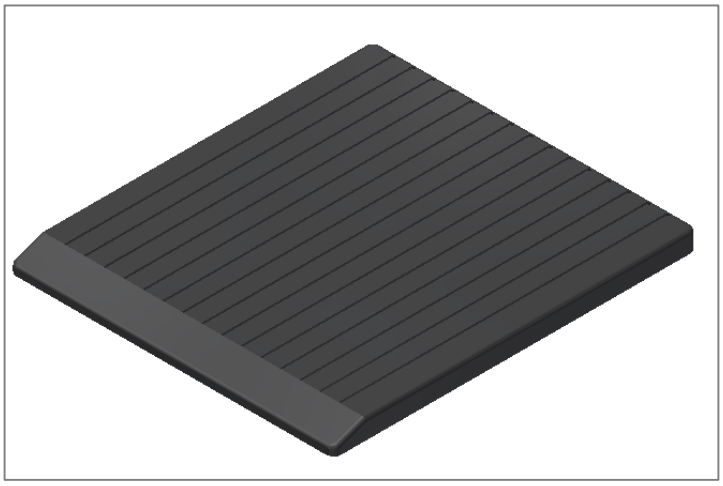


Figura 42: Canales para el escurrimiento de líquidos dispuestos en la rampa. (El autor)

4.2.1.4 COEFICIENTE DE ROZAMIENTO O DE FRICCIÓN.

La NTE INEN 2953 exige que el coeficiente de fricción del material usado en la rampa de acceso deberá ser igual o mayor que 0,8. Con la finalidad de cumplir con la normativa vigente la rampa se diseñó de tal manera que la superficie de circulación está construida de plástico ABS con un coeficiente de fricción máximo de 0,48, sobre dicha superficie se recomienda la aplicación de un material de recubrimiento tipo epóxico que cumpla con las exigencias antideslizantes, en el mercado se encuentran productos de fácil aplicación y larga duración que permiten alcanzar coeficientes de fricción superiores a 0,8, asegurando una tracción adecuada para la silla de ruedas y para cualquier peatón en cualquier condición.

4.2.1.5 SEÑALIZACIÓN.

La NTE INEN 2853 señala que los bordes laterales de la rampa se deberán marcar en la superficie con una banda de ancho igual o mayor que 50 mm y con un color que contraste con el del piso. Cumpliendo con la normativa se han dispuesto dos bandas de color rojo en la superficie de la rampa con un ancho de 50mm en cada uno de los bordes laterales, dichas bandas están compuesta por cintas adhesivas reflectantes para asegurar la correcta señalización incluso durante la noche.

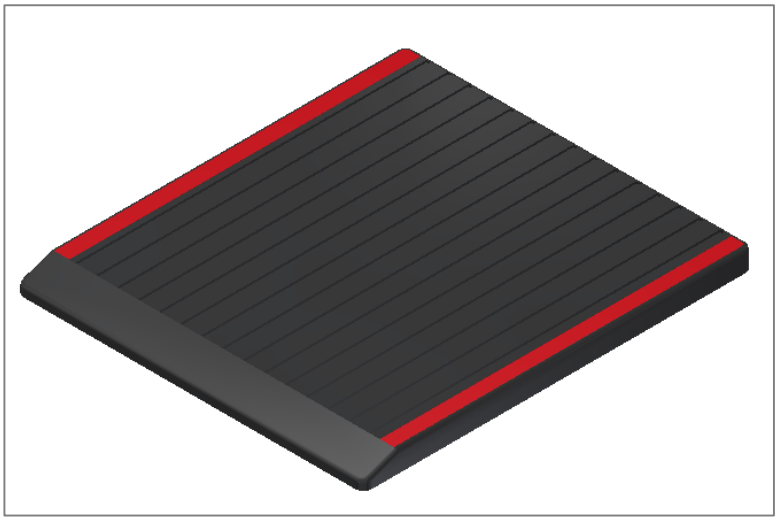


Figura 43: Señalización de la rampa diseñada. (El autor)

4.2.1.6 SEGURIDAD CONTRA OBSTÁCULOS Y PROTECCIÓN MECÁNICA.

La NTE INEN 2853 señala además que la rampa de funcionamiento automático, cuando está extendida, no debe replegarse cuando se aplique una carga igual o mayor que 110 N sobre su piso, bajo estas condiciones el accionamiento de la rampa debe interrumpirse. Las rampas, cuando están extendidas, las plataformas cuando están desplegadas, y las dos cuando están en funcionamiento, deben tener un sistema de bloqueo cuando tienen una carga aplicada sobre su piso, igual o mayor que 110 N.

Para lograr esto las rampas de funcionamiento automático deben tener dispositivos, sensores y contactores con un grado de protección mecánica igual o mayor que IP65, de acuerdo a la IRAM 2444. Con el afán de cumplir con las exigencias establecidas en la normativa ecuatoriana se ha dispuesto un sensor de presión en el extremo de la rampa (figura 44), cuando la rampa se despliega el sensor entra en contacto con la superficie de la acera o el andén generando una lectura de voltaje proporcional a la carga aplicada, cuando dicha carga supere los 110 N la señal enviada por el sensor detendrá al actuador.

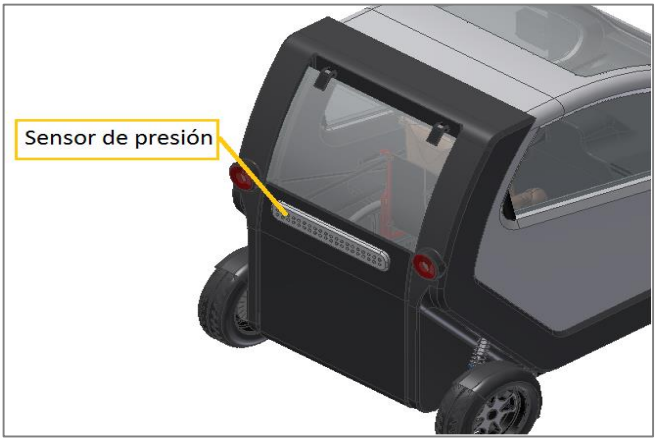


Figura 44: Sensor de presión colocado en el extremo de la rampa. (El autor)

4.2.1.7 REQUISITOS DIMENSIONALES.

La NTE INEN 2853 señala una serie de requisitos dimensionales que una rampa debe cumplir para poder ser homologada, el diseño presentado cumple a cabalidad con la totalidad de exigencias establecidas en la normativa señalada. El ancho de la superficie útil de la rampa diseñada es de 830mm, la rampa permite salvar la diferencia de altura entre el piso del vehículo y andenes, aceras y/o calzadas, con una pendiente máxima del 10%, ambos valores son inferiores a los máximos exigidos en la normativa.

Un análisis más profundo se realiza en el siguiente apartado, referido a las zonas de la rampa, los resultados reflejan que el diseño realizado cumple a cabalidad con las exigencias geométricas y dimensionales establecidas.

ZONA A

Es aquella que se encuentra delimitada entre el extremo de apoyo de la rampa (remate) y la superficie principal de la misma. El extremo de apoyo (remate) puede tener cualquier forma hasta la unión con la superficie de apoyo (andén, acera o calzada), Este puede contener los sensores del dispositivo de seguridad contra obstáculos. El extremo de apoyo debe comenzar en la intersección con el punto inicial de la rampa situado a una distancia menor o igual que 15 mm medido desde la superficie de apoyo, La superficie de la zona A debe tener una longitud entre 125 mm y 150 mm y debe tener un ángulo entre 0º y 7º respecto a la superficie principal de la rampa. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853)

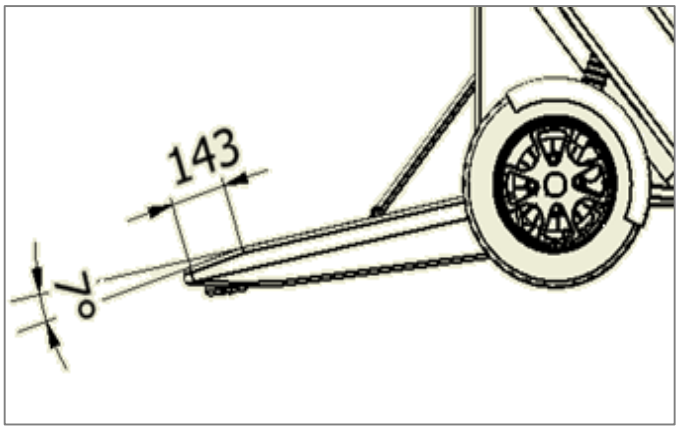


Figura 45: Zona A de la rampa diseñada. (El autor)

ZONA B

La zona B es la superficie principal de la rampa y se encuentra contenida entre las zonas A y C. Puede estar compuesta de una o más secciones. Si la zona B está compuesta de dos secciones puede existir un desnivel, que debe ser menor o igual a 6 mm entre secciones, la sumatoria de los desniveles entre secciones debe ser menor o igual a 6mm. El ángulo de cada sección de la zona B debe ser menor o igual a 8º cuando se apoya sobre la acera o andén o menor o igual que 20º cuando se apoya sobre la calzada. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853)

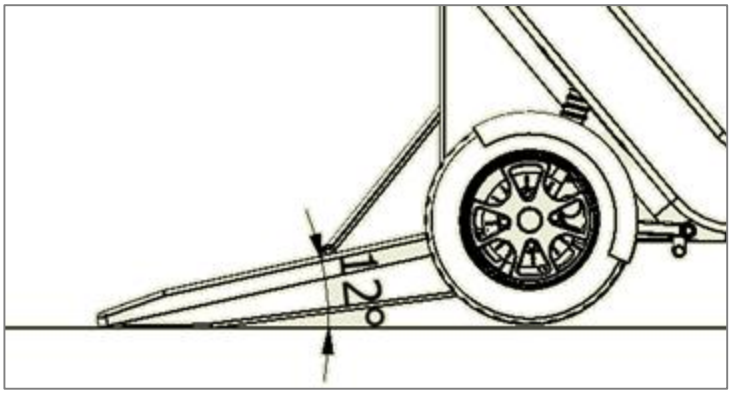


Figura 46: Zona B de la rampa diseñada (El autor)

ZONA C

La zona C es aquella que contiene la unión entre la superficie principal de la rampa (zona B) y el piso de acceso al vehículo (zona D). El desnivel máximo admisible entre ambas superficies es de 6mm. (Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853)

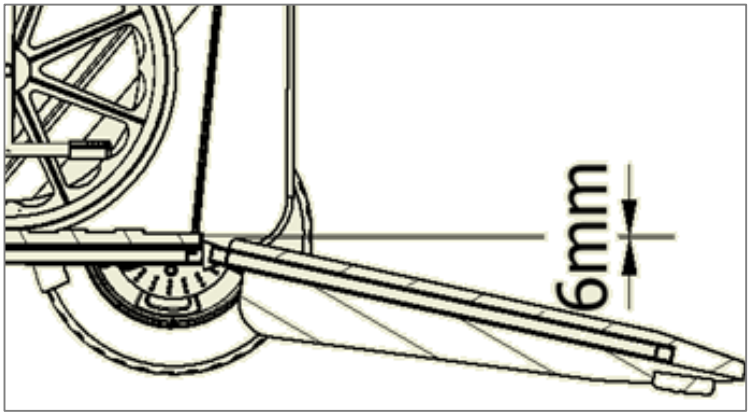


Figura 47: Zona C de la rampa diseñada (El autor)

4.3 CONDUCCIÓN.

Con la finalidad de dotar de total autonomía durante la conducción, se han diseñado una serie de elementos de control que permiten dominar por completo el vehículo únicamente con el uso de los miembros supriores, específicamente la mano derecha e izquierda del conductor.

El tren de fuerza motriz fue seleccionado de tal manera que cumpla con nuestros requerimientos de desempeño, pero además con la particularidad de requerir la menor cantidad de mandos para su funcionamiento, por tal motivo se seleccionó una transmisión totalmente automática tipo CVT, la característica principal de esta transmisión es el requerimiento nulo de cualquier tipo de comando por parte del conductor.

El proceso de conducción se lo realiza de la siguiente manera: la dirección del vehículo se la controla de manera muy similar a un vehículo convencional, para lo cual se ha dotado al vehículo de un volante ergonómico, a dicho volante se le ha añadido una agarradera vertical que facilita su maniobrabilidad en situaciones de giros completos, no existen mayores variaciones en cuanto al mecanismo de dirección, con la particularidad que puede ser controlado únicamente con la mano derecha.

Por su parte la aceleración del motor se controla por medio de un cuerpo de aceleración de muñequera, este sistema se usa con frecuencia en motocicletas, permite el accionamiento de la mariposa de aceleración únicamente con el giro de la muñeca del conductor, dejando libres tres dedos de la mano izquierda para el accionamiento del sistema de frenos, Dicho sistema de frenos está constituido por un mecanismos de palanca accionado por los dedos de la mano izquierda, un mecanismo similar al utilizado en la mayoría de motocicletas y vehículos utilitarios.

Aplicando estos dos mecanismos de tecnología sencilla, fácil construcción y reparación, con una amplia variedad de sistemas y repuestos presentes en el mercado, podemos controlar la aceleración y el freno del vehículo únicamente con la mano izquierda del conductor, dejando libre la mano derecha para el control de la dirección.

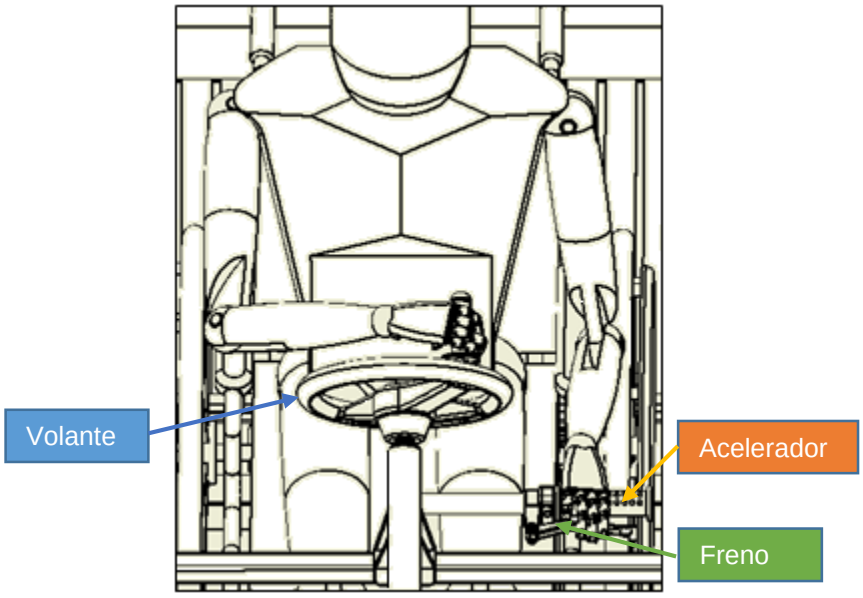


Figura 48: Mecanismos de control del vehículo diseñado. (El autor)

El dominio de la transmisión se reduce a la selección de dos marchas, cuando el motor se encuentra en una velocidad angular de ralentí, la transmisión tipo CVT desacopla los conos y no existe transmisión de movimiento hacia la caja inversora, en estas condiciones se puede seleccionar entre tres posiciones de marcha: la marcha hacia adelante, la marcha neutra y la marcha hacia atrás, el mecanismo de selección es electrónico accionado mediante un servomotor. Otros sistemas electrónicos y mecánicos requeridos para el confort y la seguridad de los ocupantes como luces, retrovisores, limpiaparabrisas y demás, son accionados electrónicamente mediante botones y palancas colocados en el tablero.

CAPÍTULO V

5. DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS PRINCIPALES.

5.1 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENOS.

El sistema de frenos de un vehículo reúne todos aquellos elementos cuya misión es disminuir o anular progresivamente su velocidad, esta misión la cumple aplicando un torque resistivo sobre las ruedas. Desde el punto de vista de la física el sistema de frenos es el encargado de transformar la energía cinética del vehículo en energía térmica y disiparla a la atmósfera.

Por dispositivo de frenado se entiende el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha, hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil, si se encuentra ya detenido. Se compone principalmente de: el mando, la transmisión y el freno propiamente dicho. (Diario Oficial de las Comunidades Europeas)

El dimensionamiento del sistema de frenos conlleva una serie de variables, lograr el correcto dimensionamiento de los componentes que lo constituyen requiere un sin número de interacciones pruebas y cambios solo posibles de realizar con el uso de un software. El software utilizado fue desarrollado en Excel®, permite calcular la totalidad de resultados requeridos para el dimensionamiento del sistema de frenos, realizar cambios en tiempo real y observar el comportamiento del sistema y sus características.

El software diseñado es una compilación de las fórmulas matemáticas presentadas en esta apartado, requiere del ingreso de datos referidos a las características geométricas y físicas del vehículo sobre al cual estará montado y de los componentes que lo constituyen, su contenido de programación está basado en los conceptos dinámicos presentados en este capítulo, los criterios de valoración son aquellos exigidos por la normativa europea (distancia de parada y desaceleración media estabilizada), la desaceleración máxima lograda, el tiempo de parada y la eficiencia del sistema también fueron analizados. Los resultados obtenidos se presentan en forma de tablas y gráficos de fácil comprensión.

5.1.1 DATOS NECESARIOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO.

El dimensionamiento del sistema de frenos responde a las características y necesidades propias del vehículo sobre el cual se montarán, deberán cumplir con los requisitos de: eficiencia, distancia de frenado y desaceleración media estabilizada, exigidos por la normativa vigente y los requerimientos propios del diseñador.

DATOS REFERIDOS AL VEHÍCULO		
Masa del vehículo	480	[Kg]
Peso del vehículo	4708,80	[N]
Distancia del eje trasero al centro de gravedad	0,78	[m]
Distancia del eje delantero al centro de gravedad	0,78	[m]
Altura del piso al centro de gravedad	0,50	[m]
Distancia entre ejes	1,56	[m]
Factor de masas rotativas	1,25	[-]
Coeficiente de arrastre	0,35	[-]
Área frontal	2,20	$[m^2]$
DATOS REFERIDOS A LA SUPERFICIE DE RODADURA Y EL MEDIO		
Coeficiente de adherencia máximo	0,85	[-]
Coeficiente de resistencia a la rodadura	0,02	[-]
Velocidad inicial	0,00	[m/s]
Velocidad final	22,22	[m/s]
Aceleración de la gravedad	9,81	[m/s2]
Pendiente de la superficie de rodadura	0,00	[rad]
DATOS REFERIDOS A LOS NEUMÁTICOS Y EL SISTEMA DE FRENOS		
Radio bajo carga del neumático delantero	0,230	[m]
Radio bajo carga del neumático trasero	0,230	[m]
Fuerza ejercida sobre la palanca de freno	84,90	[N]
Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza Fa hasta el pivote	0,120	[m]
Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza Fe hasta el pivote	0,022	[m]
Radio del cilindro de la bomba de freno principal	0,008	[m]
Radio del cilindro del bombín de freno	0,022	[m]
Coeficiente de fricción de las pastillas	0,400	[-]
Número de cilindros de la mordaza	2,000	[-]
Factor de limitación de la válvula reguladora	0,280	[-]
Radio efectivo del disco delantero seleccionado	0,124	[m]
Radio efectivo del disco trasero seleccionado	0,127	[m]

Tabla 17: Datos necesarios para el dimensionamiento del sistema de frenos. (El autor)

El vehículo diseñado es un vehículo monoplaza con un peso total de 480Kg, propulsado por un motor de combustión interna alternativo de 688cc que genera 15.5Kw de potencia, conectado a una transmisión automática centrifuga tipo CVT, esta configuración permite alcanzar una velocidad máxima de 80km/h partiendo del reposo en apenas 30 segundos.

Las características físicas y mecánicas del vehículo, la superficie de rodadura, los neumáticos y el medio, requeridas para el dimensionamiento del sistema de frenos se presentan en la tabla 17. Todos los datos fueron tomados por medición directa sobre el modelo tridimensional diseñado, en cuanto al peso total del vehículo incluye el peso del ocupante, la silla de ruedas, el motor y la transmisión así como el peso propio de la estructura tubular de acero que conforma el chasis. Algunos datos presentados, referidos al sistema de frenos fueron el resultado del dimensionamiento del sistema, que se explicaran a cabalidad en su respectivo apartado

5.1.2 REQUERIMIENTOS ESTABLECIDOS EN LAS NORMATIVAS.

Lamentablemente en el Ecuador no existe una normativa o reglamento técnico que especifique los requerimientos mínimos establecidos a los sistemas de frenos para vehículos automotores, que permitan el diseño adecuado de dicho sistema y la selección correcta de sus componentes. Sin embargo a nivel mundial si existen normativas, directivas y reglamentos, desarrollados de manera técnica que presentan: datos orientativos, valores de discretizacion, límites máximos y mínimos admisibles, aplicados a sistemas de frenos de vehículos de todo tipo. Una de las normativas más usadas debido a su contenido y nivel tecnológico es la Directiva 98/12/CE perteneciente a la Comunidad Europea, en esta normativa se detallan una serie de especificaciones técnicas que se deben cumplir en relación a los dispositivos de frenado de vehículos automóviles destinados al transporte de pasajeros.

Con el afán de diseñar un sistema de frenos eficiente basaremos nuestro análisis en las especificaciones técnicas referidas al diseño, establecidas en la Directiva 98/12/CE, en donde se definen los requisitos de fabricación e instalación de los sistemas de frenos para vehículos automóviles. Tomando en cuenta las singularidades propias del mecanismo a diseñar, a continuación se detallan brevemente las especificaciones técnicas más importantes que aplican a este diseño.

Los límites prescritos por la normativa europea para el rendimiento mínimo, tanto para los ensayos en vacío como para los ensayos con carga, serán los indicados en la tabla número 18. El sistema diseñado deberá cumplir con la distancia de frenado máxima y la deceleración media estabilizada, establecidas para la categoría de vehículo pertinente. Sea cual sea la carga del vehículo, la curva de adherencia utilizada para el eje delantero estará situada por encima de la curva del eje trasero:

Categoría	V1 [Km/h]	Fuerza en el mando [N]	Distancia de parada [m]	Deceleración media estabilizada $[m/s^2]$
M1	$v \geq 80$	$F \leq 500$	$s \leq 0.1v + \frac{v^2}{150}$	$dm \geq 58$
M2	$v \geq 60$	$F \leq 700$	$s \leq 0.15v + \frac{v^2}{130}$	$dm \geq 5$
M3	$v \geq 60$	$F \leq 700$	$s \leq 0.15v + \frac{v^2}{130}$	$dm \geq 5$

Tabla 18: Criterios de homologación. (Diario Oficial de las Comunidades Europeas)

5.1.2.1 COMPONENTES PRINCIPALES A SELECCIONAR Y DIMENSIONAR.

El sistema de frenos hidráulico diseñado está compuesto de una enorme cantidad de elementos necesario para su funcionamiento, sin embargo solo aquellos relacionados directamente con el proceso de frenado requieren ser dimensionados y seleccionados bajo el criterio de eficacia de frenado.

El sistema de frenos seleccionado es un sistema de frenos hidráulico de discos sólidos con mordazas fijas de dos cilindros en las cuatro ruedas, controlado por un mando tipo palanca (utilizado comúnmente en motocicletas), la fuerza ejercida por el conductor es multiplicada por el mecanismo de la palanca.

El sistema hidráulico está constituido por una bomba de freno principal de dos circuitos independientes para asegurar su funcionamiento incluso cuando uno de los circuitos presente una fuga, el primer circuito comunica la salida de la bomba con las mordazas de la rueda delantera izquierda y posterior derecha, el segundo circuito conecta la salida de la bomba con las mordazas de la rueda delantera derecha y posterior izquierda. Esta configuración conocida como configuración en “X” permite que al menos uno de los frenos de cada eje permanezca en funcionamiento durante un evento de falla.

El reparto óptimo de las fuerzas de frenado se consigue por mediación de una válvula reguladora de presión, como su nombre lo indica esta válvula permite reducir la presión existente en el circuito del eje posterior en una proporción adecuada. Los elementos principales que componen el sistema de frenos descrito y que requieren un dimensionamiento adecuado son:

- Palanca de freno.
- Bomba de freno principal.
- Bombín delantero.
- Bombín trasero.
- Pastillas de freno delantera.
- Pastillas de freno trasera.
- Discos de freno delanteros.
- Discos de freno traseros.

Los elementos antes mencionados requieren de un dimensionamiento geométrico adecuado, este proceso resulta complejo ya que demanda un desarrollo simultáneo, los resultados obtenidos conducen a varias configuraciones aceptables todas ellas válidas, sin embargo existen características relevantes de cada sistema y componente que debemos dimensionar y seleccionar ya que de estas características fundamentales depende el comportamiento adecuado del sistema, dichas características se puede resumir en:

- Relación de la palanca de freno.
- Diámetro del cilindro de la bomba de freno principal.
- Diámetro del cilindro del bombín delantero.
- Diámetro del cilindro del bombín trasero.
- Coeficiente de fricción de las pastillas de freno delantera.
- Coeficiente de fricción de las pastillas de freno trasera.
- Diámetro efectivo de los discos de freno delanteros.
- Diámetro efectivo de los discos de freno traseros.

Por cuestiones relacionadas con el acceso a la información, amplia variedad de piezas y repuestos destinados al diseño de prototipos, se ha decidido trabajar con piezas y elementos proporcionados por la empresa AP Racing, una empresa americana con una importante historia en el desarrollo de sistemas de frenos especializados para vehículos prototipos.

5.1.3 REPARTO ÓPTIMO DE LA FUERZA DE ACELERACIÓN Y FRENADO.

Las fuerzas de aceleración y frenado máximas que se pueden aplicar a cada uno de los ejes deben ser analizadas y determinadas de manera muy precisa, ya que el reparto inapropiado de las fuerzas de frenado genera el bloqueo de las ruedas, este fenómeno indeseable acarrea

consecuencias muy negativas, como la disminución del coeficiente de adherencia, la reducción del valor de la fuerza de frenado respecto a la máxima fuerza potencial que puede aplicarse, el aumento de la distancia de frenado, la pérdida de adherencia y el desplazamiento lateral con consecuencias indeseables que pueden llegar a generar accidentes fatales.

$$\boldsymbol{Fzd = \frac{Pl_2}{L} + \frac{hP}{L}[u + fr]} \qquad \mathbf{12}$$

$$\boldsymbol{Fzt = \frac{Pl_1}{L} - \frac{hP}{L}[u + fr]} \qquad \mathbf{13}$$

Donde:

Fzd = Fuerza normal delantera [N]

Fzt = Fuerza normal trasera [N]

P = Peso del vehículo [N]

l_2 = Distancia del eje trasero al centro de gravedad [m]

l_1 = Distancia del eje delantero al centro de gravedad [m]

h = altura del piso al centro de gravedad [m]

L = Distancia entre ejes [m]

u = Coeficiente de adherencia [-]

fr = Coeficiente de resistencia a la rodadura [-]

El bloqueo de las ruedas del eje trasero en un vehículo de dos ejes produce inestabilidad direccional, mientras que el bloque de las ruedas del eje delantero produce pérdidas de control direccional.(Aparicio, Vera, and Díaz)

Evitar este fenómeno tan indeseable para el comportamiento de un vehículo se puede lograr por medio de un reparto óptimo de las fuerzas de frenado entre los ejes. Aplicando una sumatoria de momentos con respecto a los puntos de contacto de los neumáticos con la calzada y considerando el equilibrio de las fuerzas en la dirección longitudinal, podemos estimar las fuerzas normales en el eje delantero y posterior utilizando las ecuaciones 12 y 13 respectivamente.

El primer sumando representa las cargas verticales sobre el eje, en relación con la posición del centro de gravedad, mientras que el segundo sumando representa la transferencia de carga del eje trasero al delantero o viceversa durante un proceso de aceleración o frenado.

Claramente durante un proceso de frenado el eje trasero transfiere carga al eje delantero debido a la inercia de los cuerpos en desaceleración, en otras palabras durante el frenado longitudinal el eje delantero soporta una carga mayor que el eje trasero y en consecuencia puede generar una fuerza de frenado en la interface neumático–calzada proporcionalmente mayor, sin llegar a superar el límite impuesto por la adherencia (bloqueo). Por su parte el eje trasero al perder carga vertical puede transmitir una fuerza de frenado proporcionalmente menor. Es tarea del diseñador implementar al sistema un mecanismo capaz de lograr una repartición óptima de las fuerzas de frenado considerando la transferencia de carga generada.

Las fuerzas de frenado que los ejes delantero y posterior pueden transmitir a la superficie de rodadura sin llegar a bloquearse son diferentes, de aquí la necesidad de dimensionar el mecanismo de manera que se pueda lograr un frenado optimo en el menor espacio y tiempo posible pero sin bloquear las ruedas. Las proporciones de esfuerzo de frenado con el que el sistema de frenos actúa en los ejes delantero y trasero se representan como un factor K adimensional (ecuaciones 14 y 15).

$$\boldsymbol{K_{fd} = \frac{F_{fd}}{F_f}} \qquad \textbf{14}$$

$$\boldsymbol{K_{ft} = \frac{F_{ft}}{F_f}} \qquad \textbf{15}$$

Donde:

K_{fd} = Proporción de frenado en el eje delantero [-]

K_{ft} = Proporción de frenado en el eje trasero [-]

F_{fd}= Fuerza de frenado en el eje delantero [N]

F_{ft} = Fuerza de frenado en el eje trasero [N]

La sumatoria de las proporciones de frenado delantero y posterior deberá siempre ser igual a la unidad. Para obtener un aprovechamiento óptimo de las cargas dinámicas, el reparto de la fuerza de frenado entre los ejes delantero y posterior debe cumplir la siguiente relación:

$$\boldsymbol{\frac{K_{fd}}{K_{ft}} = \frac{l_2 + h(u + fr)}{l_1 - h(u + fr)}}$$

Si se conoce la posición del centro de gravedad del vehículo, el coeficiente de resistencia a la rodadura y la adherencia, podemos estimar de manera muy precisa la distribución óptima de la fuerza de frenado entre el eje delantero y trasero, utilizando las ecuaciones 16 y 17

respectivamente, como una proporción del esfuerzo de frenado en función de la posición del centro de gravedad y por lo tanto de la transferencia de carga generada en el eje delantero.

$$\boldsymbol{K_{ft} = \frac{l_1 - h(u + fr)}{l_1 + l_2}} \quad \textbf{16}$$

$$\boldsymbol{K_{fd} = 1 - K_{ft}} \quad \textbf{17}$$

De estas condiciones dinámicas se expresan las fuerzas de frenado máximas limitadas por la adherencia presentes en la interface neumático –calzada. Existen dos fuerzas de frenado que se pueden considerar límites: el primero es el límite impuesto por la adherencia (Ff^a) y el segundo es el límite impuesto por las características del sistema de frenos (Ff^s). Considerando (a) como la deceleración generada podemos expresar estos dos limites como funciones de las características del sistema analizado.

$$Ff^s = P\left[\frac{a}{g} - fr\right]$$

$$Ff^a = uFz = \frac{uP}{L}\left[l2 + \frac{a}{g}h\right]$$

En esta etapa de diseño no es posible conocer la fuerza de frenado generada por el sistema, ya que en si todavía no se ha seleccionado un sistema de frenos ideal para el vehículo diseñado, en consecuencia el dimensionamiento del sistema de frenos exige que el análisis dinámico se realice considerando el límite impuesto por la adherencia como el límite inferior, hecho que condiciona el comportamiento del sistema diseñado. En este aspecto la fuerza de frenado máxima que cada eje puede transmitir a la superficie de rodadura sin llegar al bloqueo está dada por las ecuaciones 18 y 19.

$$\boldsymbol{F_{fd} = uF_{zd} = u\left[\frac{Pl2}{L} + \frac{aPh}{gL}\right]} \quad \textbf{18}$$

$$\boldsymbol{F_{ft} = uF_{zt} = u\left[\frac{Pl1}{L} - \frac{aPh}{gL}\right]} \quad \textbf{19}$$

El objetivo del dimensionamiento de los componentes principales que intervienen en el proceso de frenado (que se analizara más adelante), es lograr que el sistema seleccionado alcance los límites impuestos por la adherencia. La única manera de determinar el reparto óptimo de la fuerza de frenada entre los ejes es considerar que dicho reparto se consigue cuando la fuerza de frenada generada por el sistema de frenos (Ff^s) se iguala a la fuerza de frenada máxima limitada por la adherencia (Ff^a).

Bajo este concepto obtenemos las ecuaciones 20 y 21 que nos permiten estimar de manera muy precisa las desaceleraciones máximas (en unidades de g) que el sistema ideal puede alcanzar sin que las ruedas lleguen a bloquearse, es decir las desaceleraciones máximas ideales que el diseño deberá ser capaz de alcanzar son:

$$\left(\frac{a}{g}\right)_d = \frac{\frac{ul2}{L} + f_r K_{fd}}{kfd - \frac{uh}{L}} \qquad \mathbf{20}$$

$$\left(\frac{a}{g}\right)_t = \frac{\frac{ul1}{L} + (1 - K_{fd}) f_r}{(1 - K_{fd}) + \frac{uh}{L}} \qquad \mathbf{21}$$

Tomando el factor (K_{fd}) como una variable independiente proporcional al reparto de las fuerzas de frenado, se puede realizar un gráfico de la desaceleración generada en función de la fuerza presente en cada eje (figura 49), este gráfico nos permite determinar de manera visual el porcentaje de reparo ideal como el punto de intersección entre la desaceleración delantera y posterior, por este método se analiza el comportamiento del sistema de frenos (desaceleración lograda) en función del porcentaje de reparto de la fuerza de frenado.

El límite de la fuerza de frenado impuesto por la adherencia es el mismo limite que la adherencia impone a la fuerza de aceleración, con la diferencia que la transferencia de carga se da de manera inversa, La fuerza longitudinal óptima en los neumáticos delanteros y traseros para lograr la máxima fuerza de aceleración y frenado se pueden calcular por medio de las ecuaciones 22 y 23 para el eje delantero y posterior respectivamente.

$$\frac{Fx_1}{mg} = -\frac{h}{2L}u^2 + \frac{l_2}{2L}u \qquad \mathbf{22}$$

$$\frac{Fx_2}{mg} = +\frac{h}{2L}u^2 + \frac{l_1}{2L}u \qquad \mathbf{23}$$

Donde:

Fx_1 = Fuerza de aceleración o frenado máxima delantera [N]

Fx_1 = Fuerza de aceleración o frenado máxima trasera [N]

m = Masa del vehículo [Kg]

h = Altura al centro de gravedad [m]

l_2 = Distancia del eje trasero al centro de gravedad [m]

l_1 = Distancia del eje delantero al centro de gravedad [m]

L = Distancia entre ejes [m]

u = coeficiente de adherencia máximo [-]

Tomando las características geométricas del vehículo diseñado (posición del centro de gravedad), asumiendo la aceleración en función de la gravedad como una variable independiente, graficamos las curvas de esfuerzo tractor máximo y su comportamiento frente a la variación de la aceleración.

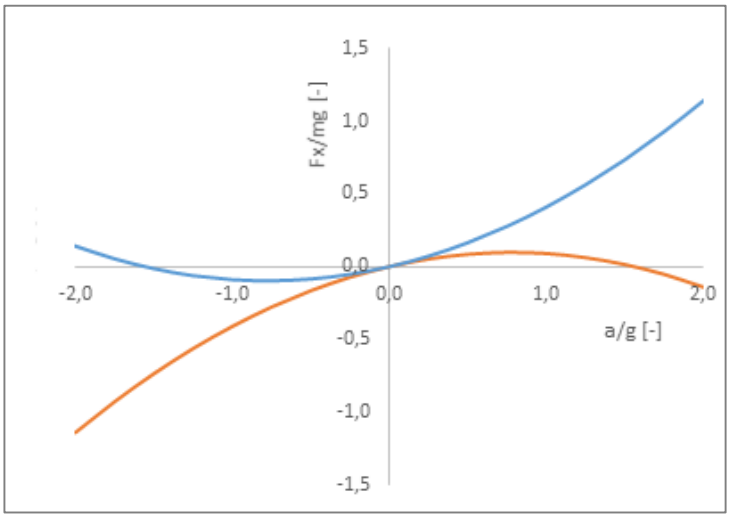


Figura 49: Comportamiento del esfuerzo tractor y de frenado, delantero y posterior en función de la aceleración. (El autor)

5.1.3.1 LA FÍSICA DEL PROCESO DE DIMENSIONAMIENTO.

Por medio del análisis presentado en los apartados anteriores podemos estimar de manera clara y precisa la fuerza de frenado óptima en cada uno de los ejes y el límite que impone la adherencia, una vez conocida la fuerza de frenado máxima podemos estimar el momento de frenado por medio de la ecuación 24.

$$\boldsymbol{M_f = F_f * rc} \qquad \mathbf{24}$$

Donde:

M_f = Momento de frenado [Nm]

F_f = Fuerza de frenada [N]

rc = radio bajo carga del neumático [m]

Este momento (M_f) representa el momento máximo que se puede aplicar en la interface neumático-calzada para detener el vehículo, el sistema de frenos diseñado deberá ser capaz de proporcionar dicho momento, pero en ningún caso superarlo ya que generaría bloqueo de las ruedas con los efectos negativos que esto conlleva. Mientras más cercano sea el momento proporcionado por el sistema de frenos (M_s) al momento máximo ideal (M_f), mayor será la deceleración lograda, menor la distancia y el tiempo de parada y en consecuencia mayor la eficiencia del sistema.

Claro está los resultados obtenidos por este método se deben tomar como datos orientativos, encontrar elementos mecánicos construidos que se ajusten a nuestras necesidades no es una tarea fácil, en el mejor de los casos debemos tomar un sistema ya probado y ajustarlo a nuestras necesidades. Conocida la fuerza de frenado máxima en cada eje, el momento de frenado máximo que se puede aplicar en la interface neumático-calzada se puede determinar por medio de las ecuaciones 25 y 26 para los ejes delantero y posterior respectivamente.

$$\boldsymbol{M_{fd} = F_{fd} * rc_d = u\left[\frac{Pl_2}{L} + \frac{ahP}{gL}\right] rc_d} \qquad \mathbf{25}$$

$$\boldsymbol{M_{ft} = F_{ft} * rc_t = u\left[\frac{Pl_1}{L} - \frac{ahP}{gL}\right] rc_t} \qquad \mathbf{26}$$

Por su parte los momentos de frenado generados por el sistema seleccionado, se pueden determinar por medio de las ecuaciones 27 y 28 para los ejes delantero y posterior.

$$\boldsymbol{Ms_{fd} = 2 * Fd_d * rd_d = 2(u_p * n_p * P_p * A_p) rd_d} \quad \textbf{27}$$

$$\boldsymbol{Ms_{ft} = 2 * Fd_t * rd_t = 2(u_p * n_p * P_p * A_p) rd_t} \quad \textbf{28}$$

Donde:

Ms_{fd} = Momento de frenado delantero proporcionado por el sistema [Nm]

Ms_{ft} = Momento de frenado trasero proporcionado por el sistema [Nm]

Fd_d = Fuerza de frenado delantero dado por el sistema [N]

Fd_t = Fuerza de frenado trasero dado por el sistema [N]

rd_d = Radio efectivo del disco delantero [m]

rd_t= Radio efectivo del disco trasero [m]

u_p = Coeficiente de fricción de las pastillas de freno [-]

n_p = Número de pistones de la mordaza [-]

P_p = Presión en el sistema hidráulico [Pa]

A_p = Área transversal del cilindro de freno [m^2]

Como se indicó el objetivo del dimensionamiento del sistema de frenos es lograr que los componentes del sistema diseñado generen el momento de frenado (M_s) más próximo posible al momento de frenado ideal (M_f), en el mejor de los casos dichos momentos serán exactamente iguales, esto se consigue igualando los momentos de frenado mencionados, obteniendo de esta manera la ecuación fundamental del dimensionamiento del sistema de frenos, ecuaciones 29 y 30.

$$\boldsymbol{u\left[\frac{Pl_2}{L} + \frac{ahP}{gL}\right] rc_d = 2(u_p * n_p * P_p * A_p) rd_d} \quad \textbf{29}$$

$$\boldsymbol{u\left[\frac{Pl_1}{L} - \frac{ahP}{gL}\right] rc_t = 2(u_p * n_p * P_p * A_p) rd_t} \quad \textbf{30}$$

5.1.3.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA PALANCA DE FRENO, FUERZA DE APRIETE APLICADA.

El dimensionamiento del sistema de frenos inicia con el pedal de freno (en este caso la palanca de freno), un mecanismo multiplicador de la fuerza constituido por una palanca simple, permite incrementar la fuerza aplicada y cambiar su dirección. El porcentaje de incremento de la fuerza depende de las características geométricas del mecanismo, el punto de pivote de la palanca y las distancias respectivas a dicho punto. En la figura 50 podemos observar una palanca de freno hidráulica típica para aplicaciones vehiculares, en donde se han señalado las fuerzas y las distancias requeridas para el cálculo.

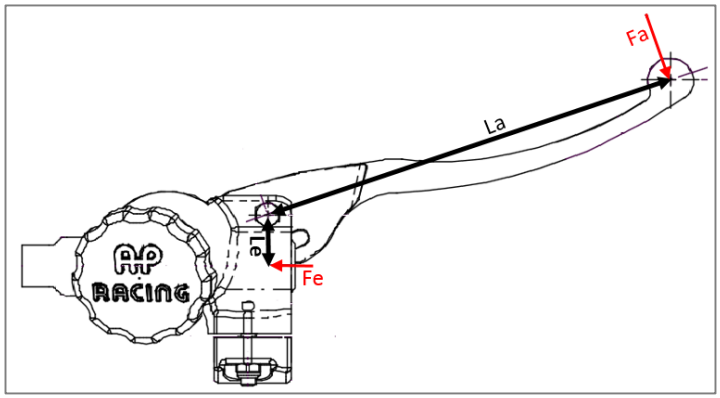


Figura 50: Vectores requeridos para el dimensionamiento de la palanca de freno. (El autor)

La ecuación que permite determinar la multiplicación de la fuerza en la palanca de frenos se obtiene realizando una sumatoria de momentos en el punto de pivote (figura 50) y aplicando la condición de equilibrio estático. La multiplicación de la fuerza es un valor conocido como factor de palanca que depende únicamente de las características geométricas del sistema.

$$\boldsymbol{Fe = \frac{FaLa}{Le}} \qquad \mathbf{31}$$

Donde:

Fe = Fuerza de salida de la palanca de freno [N]

Fa= Fuerza ejercida sobre la palanca de freno [N]

La = Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza Fa hasta el pivote [m]

Le = Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza Fe hasta el pivote [m]

La palanca de freno seleccionada para el diseño del sistema es una palanca de freno hidráulico clásico usado en motocicletas y vehículos utilitarios de todo tipo, consta del mecanismo de palanca propiamente dicho que se ajusta a un manillar de 22,35mm de diámetro, la bomba de freno principal consta de dos circuitos de salida, el reservorio de fluido hidráulico con una capacidad de 55cm^3, el manguito de purga y la conexión para las cañerías. Las características requeridas para el dimensionamiento de la palanca de freno así como algunas características relevantes y una imagen del mecanismo se presentan en la tabla número 19.

Capacidad del depósito	50	[cc]
Diámetro del cilindro	15.87	[mm]
Carrera del pistón	16	[mm]
Peso	0.52	[Kg]
La	120	[mm]
Le	22.23	[mm]
Fa	190	[N]
Fe	1025,64	[N]

Tabla 19: características de la palanca y la bomba de freno principal. (El autor)

El diseño de los sistemas de palanca utilizados en motocicletas tienen dimensiones muy similares estandarizadas, en donde las distancias desde el punto de aplicación de las fuerzas hasta el pivote se determinan de tal manera que se consigue un porcentaje de multiplicación de la fuerza que oscila entre 4:1 y 5:1. Contar con un sistema de palanca con una multiplicación de la fuerza mayor sería inapropiado, al requerir el diseño de una palanca de freno más larga y en consecuencia más difícil de operar.

Lamentablemente no existe un estudio ergonómico especializado para personas con paraplejia que permita determinar la fuerza de apriete máxima que un individuo discapacitado puede ejercer sobre un mando, por tal motivo y asumiendo que el error cometido es mínimo (miembros superiores en buen estado) tomaremos como referencia los datos ergonómicos de personas adultas sin discapacidad física. Basado en datos estadísticos ergonómicos presentados por Francisco López en su investigación titulada: ”*Fuerza Máxima De Agarre Con Mano Dominante Y No Dominante” a*valado y presentado por el XV congreso internacional de ergonomistas SEMAC, mostrado en la tabla número 20. Se determinó que La fuerza de apriete máxima que una persona adulta de sexo femenino puede aplicar sobre una palanca de freno con su mano dominante es de 84.9N con un percentil del 0%. (Lopez et al.). Trabajar con este percentil permite asegurar que la totalidad de la población podrá accionar el mecanismo de frenos sin dificultad.

FEMENINO			MASCULINO		
Percentil [%]	Fuerza [lbf]	Fuerza [N]	Percentil [%]	Fuerza [lbf]	Fuerza [N]
100	84.4	375,42	100	140.1	623,19
99.5	82.2	365,64	99.5	137.5	611,63
97.5	75.5	335,84	97.5	128.0	569,37
90	69.8	310,48	90	120.2	534,67
75	62.6	278,45	75	110.3	490,63
50	55.4	246,43	50	100.3	446,15
25	48.2	214,40	25	90.8	403,89
10	42.9	190,82	10	83.5	371,42
2.5	34.8	154,79	2.5	72.5	322,49
0.5	30.8	137,00	0.5	67.0	298,03
0.0	19.1	84,96	0.0	51.0	226,85

Tabla 20: Fuerza de agarre promedio de personas adultas de ambos sexos. (Lopez et al.)

Con los valores de la fuerza de apriete ejercida sobre el mando y las características geométricas de la palanca de freno seleccionada, podemos estimar la fuerza a la salida de la palanca de freno, fuerza que se aplicará sobre el vástago de la bomba de freno principal. Si trabajamos con la fuerza de entrada como una variable independiente podemos graficar el comportamiento de la fuerza de salida en función de la fuerza de entrada como se aprecia en la figura 51.

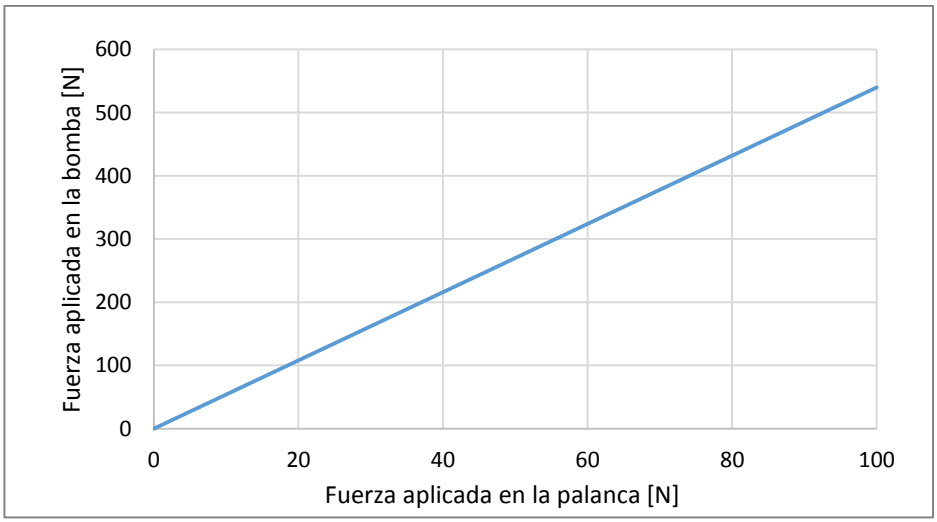
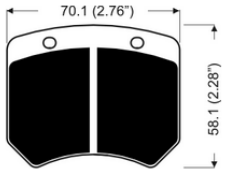


Figura 51: Fuerza aplicada sobre la bomba principal en función de la fuerza aplicada en la palanca de freno. (El autor)

5.1.3.3 SELECCIÓN DE LAS PASTILLAS DE FRENO.

La característica principal de las pastillas de freno es el coeficiente de fricción. La normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 2185 numera los requisitos principales que deben cumplir los materiales de fricción utilizados en frenos de automóviles. Dicha normativa señala que el coeficiente de fricción mínimo de las pastilla para uso automotriz debe tener una clasificación E-E, es decir 0,25 < μ ≤ 0,35 tanto en frío como en caliente.

Las características principales de las pastillas de freno recomendadas para el sistema diseñado se numeran en la tabla número 60, dichas pastillas son desarrolladas y comercializadas por la empresa AP Racing, se adaptan por completo a las mordazas comercializadas por la misma marca lo que garantiza la integridad del sistema.



Espesor	14,3	[mm]
Profundidad	43	[mm]
Área efectiva	27,7	$[cm^2]$
Material de fricción	APF401	[-]
Coeficiente de fricción mínimo	0,4	[-]

Tabla 21: Características físicas y geométricas de las pastillas de freno (AP Racing)

Las pastillas seleccionadas para el diseño del sistema de frenos cumplen a cabalidad con la normativa ecuatoriana, el comportamiento del coeficiente de fricción ha sido obtenido mediante ensayos en bancos dinamométricos, el coeficiente de fricción máximo de 0.51 se alcanza a una temperatura de 300°C, mientras que el coeficiente de fricción mínimo de 0.4 se alcanza a los 670°C. Con el afán de diseñar un sistema que sea eficiente incluso a temperaturas extremas utilizaremos el coeficiente de fricción mínimo para el análisis posterior.

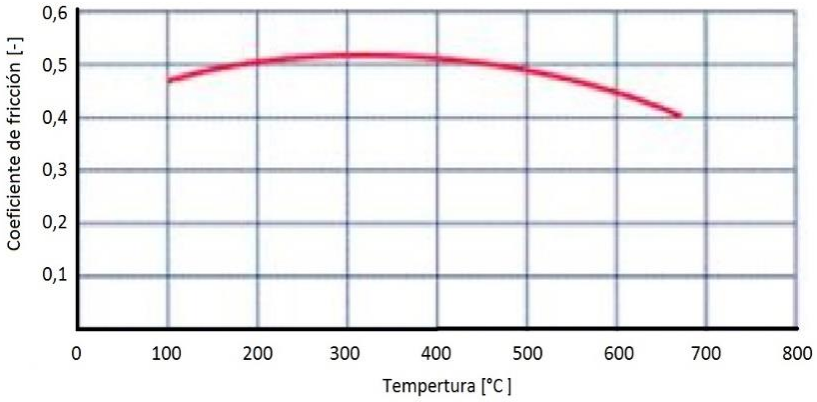


Figura 52: Comportamiento del coeficiente de fricción de las pastillas APF401. (AP Racing)

5.1.3.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.

El sistema hidráulico es el encargado de transmitir la presión generada por la bomba, hacia los bombines de freno por medio de una red de cañerías, este sistema además aprovecha las leyes de la física para multiplicar la fuerza de frenado aplicada sobre el vástago de la bomba a costa de reducir el desplazamiento, consiguiéndose fuerzas de apriete de la mordaza bastante elevadas.

La fuerza de salida del pedal de freno es aplicada sobre el vástago de la bomba, la presión generada por dicha fuerza es una función que depende de las características geométricas de la bomba (área transversal del cilindro hidráulico) y de la magnitud de la fuerza aplicada, dicha fuerza actuando sobre un área específica genera una presión hidráulica proporcional.

Debido a que el líquido de frenos es un fluido incompresible la presión generada en la bomba se mantiene constante en todo el circuito de frenos; aprovechando esta cualidad de los fluidos se multiplica la fuerza a la salida del bombín de frenos haciendo que dicha presión actúe sobre un área transversal superior. La presión hidráulica generada en la bomba y el bombín, presente en todo el circuito se puede estimar por medio de la ecuación número 32 y 33 respectivamente.

$$\boldsymbol{Pbomba = \frac{Fe}{Ab}} \qquad \mathbf{32}$$

$$\boldsymbol{Pbombin = \frac{Fb}{Abn}} \qquad \mathbf{33}$$

Donde:

$Pbomba$ = Presión generada en la bomba de freno [N/m^2]

Fe= Fuerza de salida de la palanca de freno [N]

Ab = Área transversal del cilindro de la bomba de freno [m^2]

$Pbombin$ = Presión generada en el bombín de freno [N/m^2]

Fb= Fuerza de empuje del bombín de freno [N]

Abn = Área transversal del cilindro del bombín de freno [m^2]

Según el principio de Bernoulli: en un fluido ideal en régimen de circulación por un conducto cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido. La presión a la salida de la bomba es la misma presión a la entrada de los bombines, aprovechando este principio los sistemas de frenos hidráulicos utilizados permiten obtener fuerzas de apriete en las mordazas muy superiores a las que se tendría si se utilizara un

sistema mecánico. Igualando las ecuaciones 32 y 33, despejando la fuerza de apriete de la mordaza y remplazando la ecuación del área transversal de un cilindro, obtenemos la ecuación fundamental de la multiplicación de la fuerza en un circuito de frenos hidráulico (ecuación número 34).

$$\boldsymbol{Fb = \frac{Fe * {r_{bn}}^2}{{r_b}^2}} \qquad \mathbf{34}$$

Donde:

Fb = Fuerza de empuje del cilindro de freno [[N]

Fe= Fuerza de salida del pedal de freno [N]

r_b = radio del cilindro de la bomba de freno principal [m]

r_{bn} = radio del cilindro del bombín de freno [m]

Dado que la fuerza de empuje de la bomba es una variable dependiente de la fuerza que el conductor aplique sobre la palanca de freno, limitada por la máxima fuerza de apriete que una persona adulta puede aplicar con su mano dominante, la única manera de asegurar una correcta fuerza de frenado, que permita dimensionar los principales componentes del sistema de frenos, es seleccionar la bomba y los bombines más adecuados y en especial sus características geométricas (radio de sus cilindros).

	Diámetro del pistón del bombín	44,5	[mm]
	Diámetro máximo del disco	267	[mm]
	Espesor máximo del disco	9,7	[mm]
	Peso	1,1	[Kg]
	Coeficiente de fricción mínimo	0,4	[-]

Tabla 22: Características de las mordazas CP2576. (AP Racing)

Las mordazas seleccionados para el diseño del sistema de frenos responde a las necesidades de eficiencia en el frenado, al tratarse de un vehículo con un peso reducido (menor a 500Kg), y un velocidad máxima baja (80km/h) no se requiere de un sistema demasiado robusto, las mordazas seleccionadas para tal fin son las mordazas CP2576 de doble pistón, proporcionadas por la compañía AP Racing, asegurando de esta manera el correcto acople y funcionamiento con los demás elementos seleccionados, las características principales de las mordazas seleccionadas se presentan en la tabla número 22.

Conociendo los datos referidos a la palanca de freno, la fuerza de apriete máxima y las características geométricas de los cilindros de freno (radio del cilindro de la bomba y el bombín), podemos calcular la fuerza de empuje generada en el cilindro de freno o fuerza de apriete de la mordaza, fuerza con la que son aplicadas las pastillas sobre los disco.

De igual manera la fuerza de apriete ejercida por el conductor será la variable independiente que nos permitirá graficar el comportamiento del sistema hidráulico. Como se puede observar en la figura 53 el sistema dotado de los elementos seleccionados consigue una multiplicación de la fuerza de apriete con un factor de 7,86:1. Con esta desmultiplicación la fuerza máxima con la que son aplicadas las pastillas sobre los discos es de 8.064,20 N.

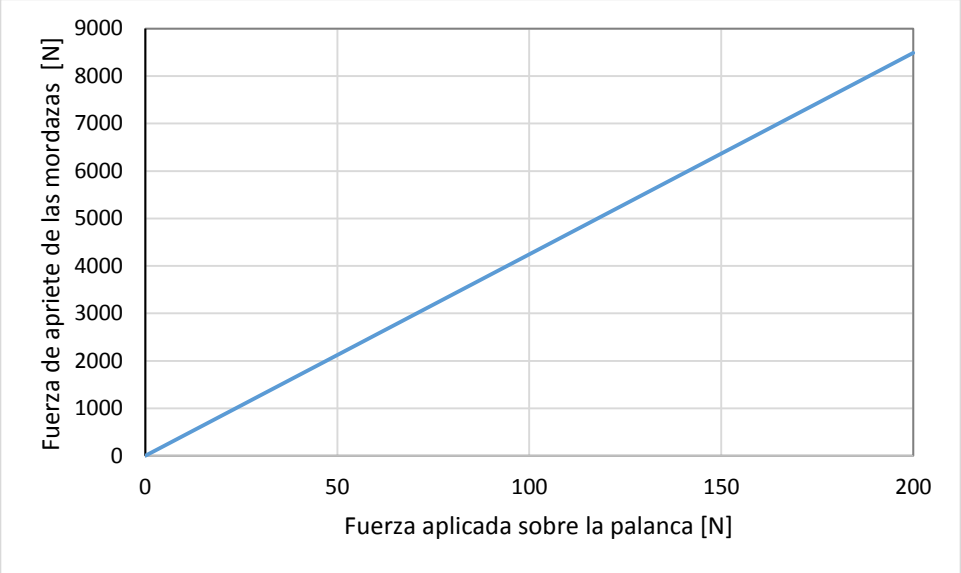


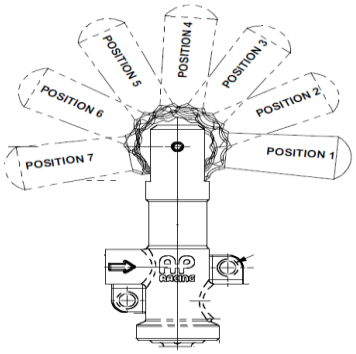
Figura 53: Fuerza de apriete en las mordazas en función de la fuerza aplicada sobre la palanca de freno. (El autor)

5.1.3.5 VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN

El reparto óptimo de la fuerza de frenado fue motivo de un análisis importante, se señalaron además los efectos negativos indeseables en caso de bloqueo de las ruedas de alguno de los ejes. Con la finalidad de lograr un reparto óptimo de las fuerzas de frenado y dado que el circuito hidráulico está compuesto por una bomba de freno única, la presión de frenado en el eje posterior deberá ser menor a la presión de frenado en el eje delantero.

Para lograr este cometido se ha dotado al circuito de una válvula limitadora de presión conectada en serie con el circuito hidráulico posterior, dicha válvula permite la variación manual de la presión de freno en las mordazas de cada eje, la válvula posee siete posiciones manuales que se pueden variar en función de las necesidades del sistema diseñado.

La proporción de fuerza de frenado deseada en cada eje y en consecuencia la posición sugerida de la válvula limitadora es la posición 7 (tabla 23). Si una válvula limitadora es insuficiente para lograr el factor de reducción deseado, se puede trabajar con dos o más válvulas conectadas en serie, las posiciones de la válvula y la proporción de presión limitada se presentan en la tabla número 23.



Posición [-]	Factor [-]
0	0
1	0.34
2	0.44
3	0.50
4	0.55
5	0.60
6	0.66
7	0.73

Tabla 23: Posiciones de la válvula y factor de limitación de la presión. (AP Racing)

5.1.3.6 DIMENSIONAMIENTO DE LOS DISCO DE FRENOS.

Conocer el radio efectivo de los discos de freno permitirá dimensionar y seleccionar de manera correcta el tamaño de los discos necesarios para logra una frenada óptima, esto se consigue igualando el momento de frenado máximo limitado por la adherencia, con el momento de frenado proporcionado por el sistema (ecuación fundamental del dimensionamiento) y despejando el radio efectivo de los discos, dicho radio calculado permite que el sistema diseñado cumpla con las características de eficiencia, distancia, tiempo de frenado, y desaceleración máxima, sin llegar al bloqueo de las ruedas.

Si se conocen las características del vehículo y de los componentes que conforman el sistema de frenos se puede estimar de manera muy precisa el radio efectivo ideal de los discos delantero y posterior mediante las ecuaciones 35 y 36 respectivamente.

$$rd_d = \frac{u\left[P_d + \frac{a}{g} * \frac{h}{L} * P\right] \mathrm{r}c_d}{2 * u_p * n_p * Fb} \qquad 35$$

$$rd_t = \frac{u\left[P_t - \frac{a}{g} * \frac{h}{L} * P\right] rc_t}{2 * u_p * n_p * Fb} \quad \mathbf{36}$$

Donde:

rd_d= Radio efectivo del disco delantero [m]

rd_t= Radio efectivo del disco trasero [m]

u_p = Coeficiente de fricción de las pastillas de freno [-]

n_p = Número de pistones de la mordaza de freno [-]

P_p = Presión en el sistema hidráulico [Pa]

Fb = Fuerza de empuje del cilindro de freno [N]

P = Peso del vehículo [N]

$I2$ = Distancia del eje trasero al centro de gravedad [m]

$I1$ = Distancia del eje delantero al centro de gravedad [m]

h = Altura del piso al centro de gravedad [m]

L = Distancia entre ejes [m]

En base a los datos del vehículo, el medio, el sistema hidráulico, las pastillas, mordazas y la palanca de freno, se dimensionaron los discos de freno que permitan la máxima desaceleración posible, teniendo en cuenta los efectos del repartidor de la fuerza de freno (válvula reguladora de presión) en el eje posterior. Los resultaos obtenidos revelaron que: los discos delanteros deberán tener un diámetro efectivo de 246.67mm, mientras que los discos posteriores deberán tener un diámetro efectivo de 259.54mm. Para cumplir con estos requisitos sin sobrepasar los valores calculados se seleccionaron discos sólidos de acero con un diámetro de 248mm y 254mm para el eje delantero y posterior respectivamente.

5.1.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL MODELADO.

Existen dos análisis principales que se desarrollaron durante el dimensionamiento del sistema de frenos: el primero un análisis estimado de un sistema ideal, en el cual el límite lo impone la adherencia, dicho sistema ideal alcanza la desaceleración máxima que se puede ejercer sobre las ruedas de ambos ejes sin llegar a bloquearlas, con una desaceleración máxima igual al coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada, el tiempo y la distancia de

parada son los mínimos posibles para un sistema de frenos sin control de bloqueo de las ruedas.

Una vez que se determinan los límites impuestos por la física y se delinea un sistema de frenos ideal, es tiempo de dimensionar y seleccionar los componentes principales del sistema de frenos que permitan alcanzar dichas características ideales, en ningún momento se deben seleccionar componentes que sobrepasen los límites de la adherencia ya que generarían el bloqueo de las ruedas. Buscando en todo momento alcanzar la máxima desaceleración admisible se seleccionan los sistemas más adecuados que resulten sencillos de fabricar o conseguir según sea el caso.

Con los datos físicos y geométricos de los componentes principales dimensionados se realiza el segundo análisis fundamental, que consiste en caracterizar o modelar el comportamiento del sistema de frenos diseñado. Características fundamentales como la desaceleración máxima lograda, el tiempo de parada y la eficiencia del sistema (comparada con la ideal) deben ser analizados a profundidad, a esto debemos añadirle los análisis exigidos por la normativa europea tales como la distancia de parada y la desaceleración media estabilizada.

5.1.4.1 MODELADO DEL SISTEMA DE FRENOS, RESULTADOS OBTENIDOS EN EL DIMENSIONAMIENTO.

SISTEMA DE FRENOS IDEAL		
Fuerza normal delantera	3659,88	[N]
Fuerza normal trasera	1071,55	[N]
Proporción de esfuerzo de frenado delantero	0,78	[-]
proporción de esfuerzo de frenado trasero	0,22	[-]
Fuerza de frenado máxima limitada por la adherencia eje delantero	3110,90	[N]
Fuerza de frenado máxima limitada por la adherencia eje trasero	910,82	[N]
Fuerza de frenado total	4021,72	[N]
Deceleración máxima admisible sin bloque del eje delantero	0,87	[g]
Deceleración máxima admisible sin bloque del eje trasero	0,87	[g]
Momento de frenado limitado por la adherencia delantero	715,51	[Nm]
Momento de frenado limitado por la adherencia posterior	209,49	[Nm]
Rendimiento de frenado ideal	1,0	[-]
Distancia de frenado total desde la velocidad inicial hasta el reposo	34,95	[m]
Tiempo de frenado total desde la velocidad inicial hasta el reposo	3,26	[s]

Tabla 24: Resultados obtenidos en el modelado del sistema de frenos ideal. (El autor)

El comportamiento del sistema de frenos ideal constituye la referencia sobre la cual se dimensionan y seleccionan los componentes principales del sistema a diseñar (tabla número 24), características tales como la fuerza normal soportada por el eje delantero y posterior, la transferencia de carga durante un proceso de frenado, determinan la fuerza de frenado máxima que se pueden transmitir a las ruedas delanteras y traseras.

Conociendo el valor de las fuerzas máximas que se pueden transmitir a la superficie de rodadura, se puede estimar el momento de frenado máximo ideal, el objetivo del diseño, el dimensionamiento y la selección de los componentes mecánicos es lograr alcanzar este momento de frenado ideal. A su vez conociendo el momento de frenado ideal se puede modelar el comportamiento dinámico del sistema de frenos, cuestiones tales como la máxima eficiencia, la desaceleración máxima lograda, el tiempo y la distancia de parada mínimos, representan los objetivos de diseño a alcanzar.

Con estos datos ideales se puede proceder al dimensionamiento del sistema de frenos, el procedimiento seguido y el análisis de los resultados obtenidos se desarrolla en los siguientes apartados, los resultados puntuales obtenidos mediante el software de modelado se presentan en la tabla número 25.

DIMENSIONAMIENTO		
Fuerza a la salida del pedal de freno	458,30	[N]
Presión del circuito hidráulico en el eje delantero	2316891,73	[Pa]
Presión del circuito hidráulico en el eje trasero	648729,68	[Pa]
Fuerza de empuje del cilindro de freno delantero	3603,43	[N]
Fuerza de empuje del cilindro de freno trasero	1008,96	[N]
Radio efectivo discos delanteros	0,124	[m]
Radio efectivo discos traseros	0,130	[m]
Diámetro efectivo discos delanteros	0,25	[m]
Diámetro efectivo discos traseros	0,260	[m]

Tabla 25: Resultados obtenidos en el dimensionamiento del sistema de frenos. (El autor)

5.1.4.2 REPARTO ÓPTIMO DE LAS FUERZAS DE FRENADO.

El primer parámetro a modelar es el reparto óptimo de las fuerzas de frenado, si consideramos el reparto como una variable independiente podemos estimar la desaceleración generada por el sistema y observar el comportamiento de la desaceleración de los ejes en función del porcentaje de repartición por medio de la gráfica presentada en la figura 54.

El reparto óptimo de las fuerzas de frenado en este vehículo en particular es de 78% en el eje delantero y 22% en el eje posterior, aunque parezca exagerado, en este tipo de vehículos (batalla corta) en los que la distancia entre los ejes es pequeña (menor a 2m) y el centro de gravedad esta elevado (mayor a 0,5m), durante el proceso de frenado existe una importante transferencia de carga hacia el eje delantero, lo que conlleva que el eje posterior soporte una carga vertical muy inferior, por lo que la fuerza máxima que dicho eje puede ejercer sobre la calzada para detener el vehículo se ve reducida sustancialmente.

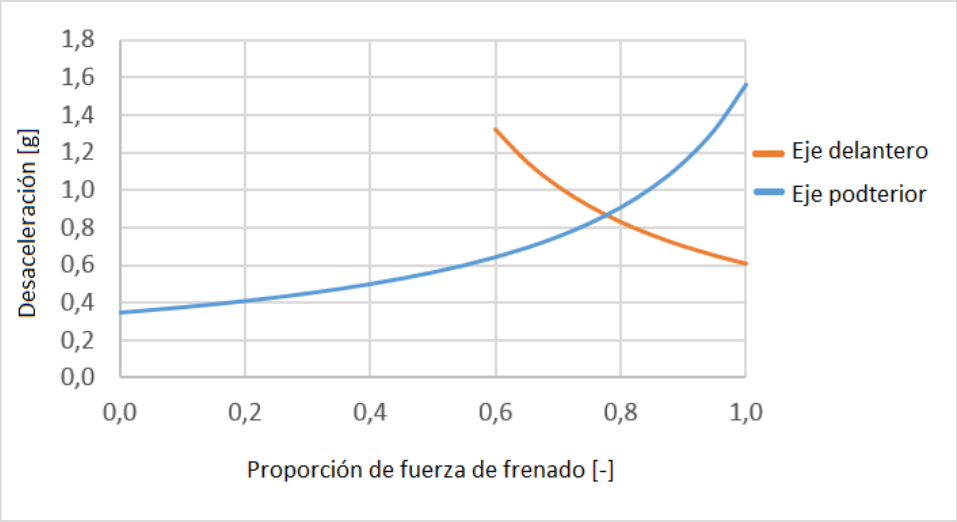


Figura 54: Influencia del reparto del esfuerzo de frenado en la desaceleración. (El autor)

El reparto de la fuerza de frenado es invariable, solo se obtendrá un frenado óptimo en condiciones concretas de diseño, dentro de un amplísimo margen de condiciones operativas de un vehículo. Si el vehículo en cuestión estableciese un reparto de la proporción de esfuerzo de frenado mayor a 0,78 en el eje delantero, se alcanza antes el bloqueo de las ruedas delanteras, este punto representa el límite efectivo de la frenada, consiguiéndose una desaceleración de apenas 0,7g. Mientras que un reparto de proporción de frenado inferior a 0,78 en el eje delantero generaría el bloqueo de las ruedas traseras, y el límite de desaceleración quedaría establecido en 0,75g. Con un reparto óptimo de las fuerzas de frenado se consigue una desaceleración máxima de 0,86g sin bloqueo de las ruedas (en las condiciones de diseño establecidas).

5.1.4.3 MULTIPLICACIÓN DE LAS FUERZAS DE MANDO.

El mando del sistema de frenos tiene la misión de controlar el accionamiento de los elementos actuadores, para esto el conductor deberá aplicar una fuerza progresiva sobre la palanca de freno. Analizar el comportamiento de las fuerzas que actúan durante el proceso de frenado y su multiplicación en las diversas fases de mando permitirá dimensionar un sistema tal que proporcione la fuerza de frenado ideal requerida para el accionamiento y funcionamiento del sistema con la menor cantidad de esfuerzo aplicado por el conductor.

La fuerza de apriete máxima que un individuo puede aplicar con su mano dominante quedó determinada en el apartado anterior; debido a las características propias el conductor (personas parapléjicas) esta fuerza de apriete debe ser la menor posible para reducir el esfuerzo y la fatiga.

El primer mecanismo multiplicador de la fuerza es la palanca propiamente dicha, un mecanismo simple y eficaz capaz de lograr factores de multiplicación hasta de 5:1, mecanismos confiable de larga duración y libres de mantenimiento, altamente probados y utilizados en la industria automotriz. El sistema de palanca seleccionado permite alcázar un factor de desmultiplicación de 5,45:1, con este factor de multiplicación a pesar de que la fuerza máxima ejercida por el conductor sea de 84,9N la fuerza máxima aplicada sobre la bomba de frenos es de 458N.

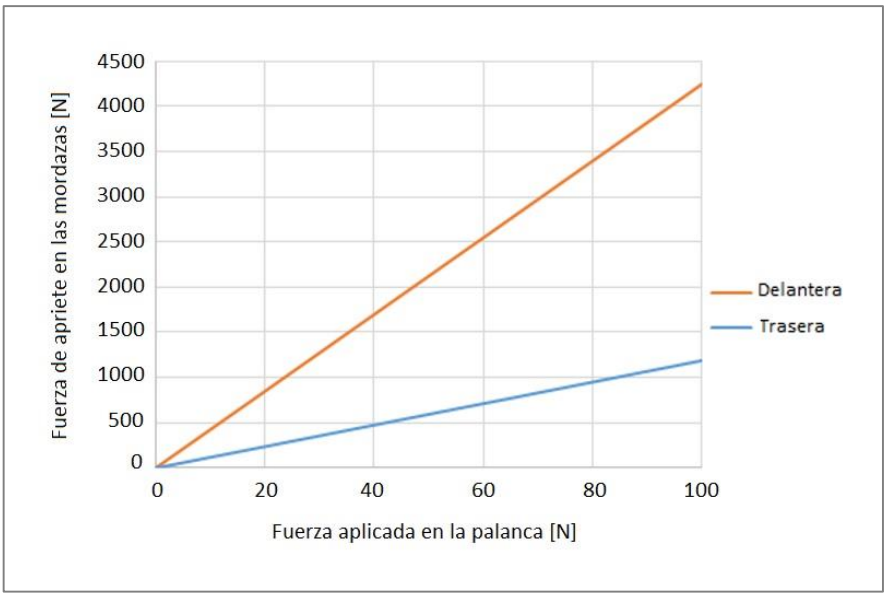


Figura 55: Comportamiento de la fuerza de apriete de las mordazas en función de la fuerza ejercida por el conductor y el efecto del limitador de presión. (El autor).

El segundo mecanismo multiplicador de la fuerza es el sistema hidráulico, el factor de desmultiplicación generado es una función de las dimensiones del área transversal de los cilindros de la bomba y el bombín. El sistema seleccionado permite alcanzar una multiplicación de la fuerza de 7,86:1, si a este factor le añadimos el factor de multiplicación de la palanca observamos que el factor de multiplicación total es de 42.43:1, con este factor se consiguen una fuerza de apriete máxima en las mordazas delanteras de 3607.67N y en las mordazas traseras de 1010.15N debido al efecto del limitador de presión. El comportamiento de la fuerza de apriete de las mordazas en función de la fuerza ejercida sobre el mando se presenta en la figura 55.

5.1.5 COMPORTAMIENTO DEL MOMENTO DE FRENADO.

La fuerza de apriete presente en las mordazas que se determinó en el apartado anterior es la base que permite dimensionar los discos de freno delanteros, el objetivo es alcanzar el momento de freno ideal (también conocido).

Resulta complicado dotar al sistema de los discos adecuados (a menos que se los fabrique), si la cuestión es seleccionar entre un catálogo de repuestos se deben analizar cuestiones referidas a la disponibilidad en el mercado. Al momento de seleccionar los discos debemos escoger aquellos con un diámetro igual o levemente inferior al ideal, en ningún momento se deben seleccionar discos de diámetro mayor al calculado, aunque estos generarían un momento de freno mayor (aparentemente mejor) en realidad al sobrepasar el momento de freno máximo ideal se generaría el bloqueo de las ruedas con los efectos negativos ya analizadas.

Con los discos de freno seleccionados y la fuerza de apriete de las mordazas conocida podemos estimar de manera muy precisa el momento de freno generado en el eje delantero y posterior, en función de la fuerza de apriete aplicada en el mando por el conductor (figura 56), también se presentan en la misma gráfica los momentos de freno máximos ideales, dichos momentos se deben alcanzar cuando el conductor genera la máxima fuerza de apriete en el mando, siempre se debe alcanzar el límite máximo primero en las ruedas delanteras evitando el efecto de guiñado del eje posterior.

Como se aprecia en la figura 56, el momento de frenado generado por el sistema seleccionado es progresivo, directamente proporcional al esfuerzo aplicado por el conductor, el momento de freno máximo en el eje delantero es de 715Nm y en el eje posterior es de 205Nm, estos momentos se alcanza cuando el conductor aplica la fuerza de frenado máxima estimada para el diseño (84,9N). El momento de frenado en el eje delantero alcanza el límite de bloqueo antes que el eje posterior, los momentos de frenado generados por el sistema son muy cercanos a los momentos de frenado ideal logrando una eficiencia del 99%.

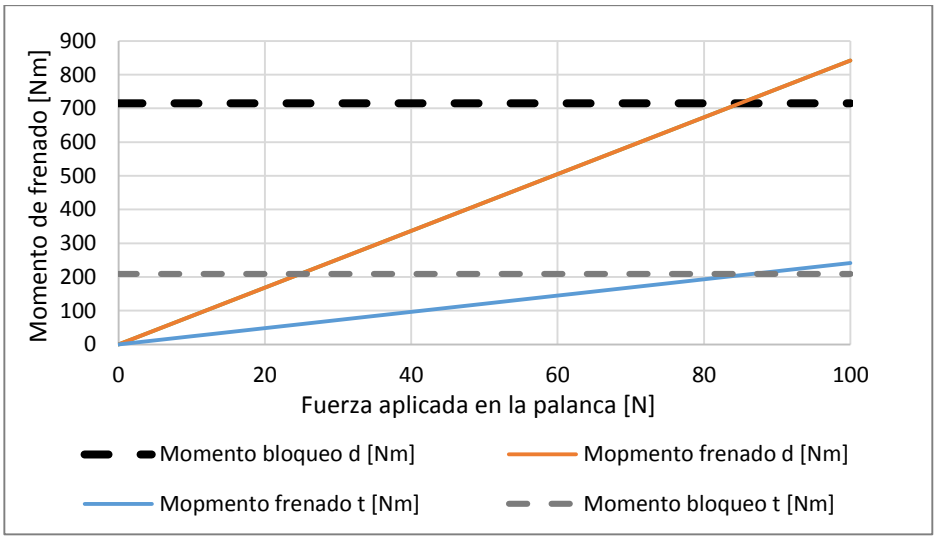


Figura 56: Momento de frenado generado por el sistema dimensionado y momentos de frenado máximo limitado por la adherencia. (El autor)

5.1.6 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA DE FRENOS PRINCIPAL.

El momento de frenado del sistema diseñado permite alcanzar el momento ideal de freno con una eficiencia del 99%, por esta razón podemos predecir que el comportamiento dinámico del sistema diseñado será muy cercano al comportamiento dinámico del sistema ideal. Conociendo el momento de frenado generado en los discos de freno se puede estimar la fuerza de frenado en la interface neumático-calzada, dicha fuerza de freno constituye la base que permite estimar la desaceleración generada por el sistema por medio de la segunda ley de Newton.

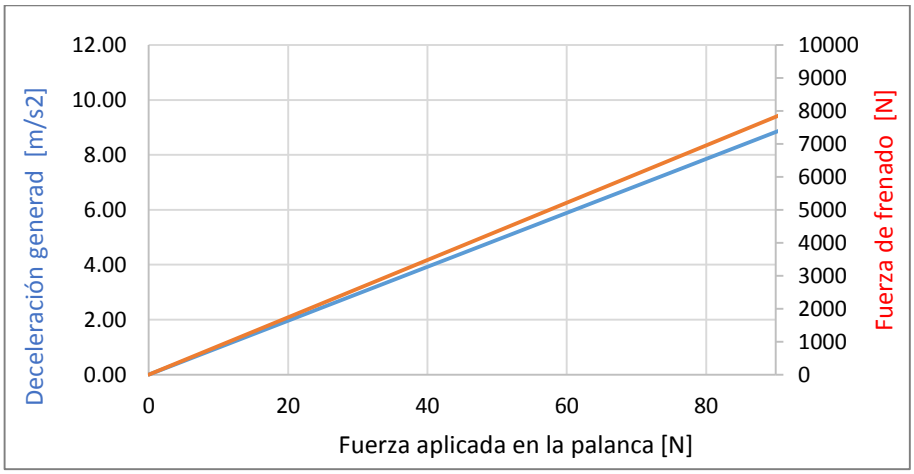


Figura 57: Fuerza de frenado y deceleración generada. (El autor)

Sin embargo el modelado del comportamiento dinámico de un sistema de frenos montado en un vehículo requiere el análisis de una serie de factores difíciles de modelar y caracterizar, tales como el tiempo de reacción del conductor, el comportamiento del fluido hidráulico durante el incremento de presión, la compresión de los materiales de fricción y el rozamiento de los componentes principales, cuestiones difíciles de modelar correctamente sobre un sistema en etapa de diseño.

Por este motivo el análisis del comportamiento dinámico de un sistema de frenos se lo realiza en pruebas dinámicas de laboratorio con factores ambientales controlados, por medio de un procedimiento establecido y con el uso de sistemas de medición de alta precisión (acelerómetros y GPS), se estima de manera empírica el comportamiento de un sistema durante el frenado, teniendo en consideración los fenómenos físicos antes descritos.

COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DISEÑADO

Tiempo [s]	Deceleración $[m/s^2]$	Velocidad [m/s]	Velocidad [km/h]	Distancia [m]
0,00	8,34	22,22	79,99	0,00
0,30	8,34	19,72	70,98	6,29
0,60	8,34	17,21	61,97	11,83
0,90	8,34	14,71	52,96	16,62
1,20	8,34	12,21	43,95	20,66
1,50	8,34	9,71	34,94	23,94
1,80	8,34	7,20	25,93	26,48
2,10	8,34	4,70	16,92	28,27
2,40	8,34	2,20	7,91	29,30
2,70	8,34	-0,31	-1,10	29,59
3,00	8,34	-2,81	-10,11	29,12

Tabla 26: Comportamiento dinámico del vehículo durante un proceso de frenado. (El autor)

El modelado del comportamiento dinámico exige la determinación de una aceleración máxima la cual se asumirá constante durante todo el proceso de frenado, no se consideran los tiempos de reacción del conductor ni el comportamiento hidrodinámico del fluido. El análisis se ha realizado para un intervalo de tiempo de 3 segundos, con una desaceleración constante de 8,34m/s^2, la máxima desaceleración alcanzada por el sistema diseñado (figura 57).

Los resultados obtenidos reflejan que: el vehículo en cuestión requiere apenas de 2,7 segundos y 30 metros para detenerse desde una velocidad inicial de 80km/h. Tomando el tiempo como la variable independiente se realizan los gráficos del movimiento uniformemente desacelerado (figura 58) que permiten visualizar el comportamiento dinámico del sistema diseñado durante todo el proceso de frenado.

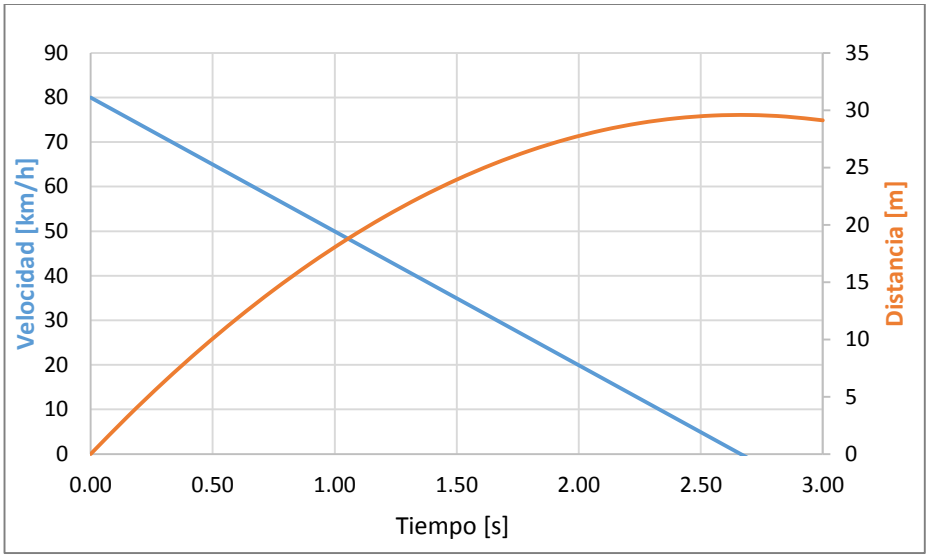


Figura 58: Comportamiento dinámico del vehículo durante un proceso de frenado. (El autor)

5.1.7 COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA DE FRENOS DE SOCORRO.

La normativa europea exige la instalación de un sistema de frenos de socorro, dicho sistema no es más que un circuito hidráulico independiente para las ruedas de cada eje, el sistema más usado es el arreglo en (X), consiste en un circuito independiente que accione el freno de la rueda delantera derecha y posterior izquierda, y un circuito independiente que accione el freno de la rueda delantera izquierda y posterior derecha

El modelado del comportamiento del sistema de frenos durante un evento de falla requiere el análisis de la reducción de la fuerza y la desaceleración así como el incremento de la distancia y el tiempo de frenado, cuando uno de los circuitos hidráulicos antes mencionados llegue a fallar debido a fugas en el sistema con la consiguiente pérdida de presión.

Tomando el peor de los casos (presión nula en uno de los circuitos), la fuerza de frenado (considerando el arreglo en X) se ve reducida a la mitad, en consecuencia la desaceleración máxima que le sistema puede desarrollar en estas circunstancia es de apenas 4,17 m/s^2. Se modelo el comportamiento del sistema ante una situación de emergencia siguiendo el procedimiento antes descrito tomando la desaceleración señalada como constante.

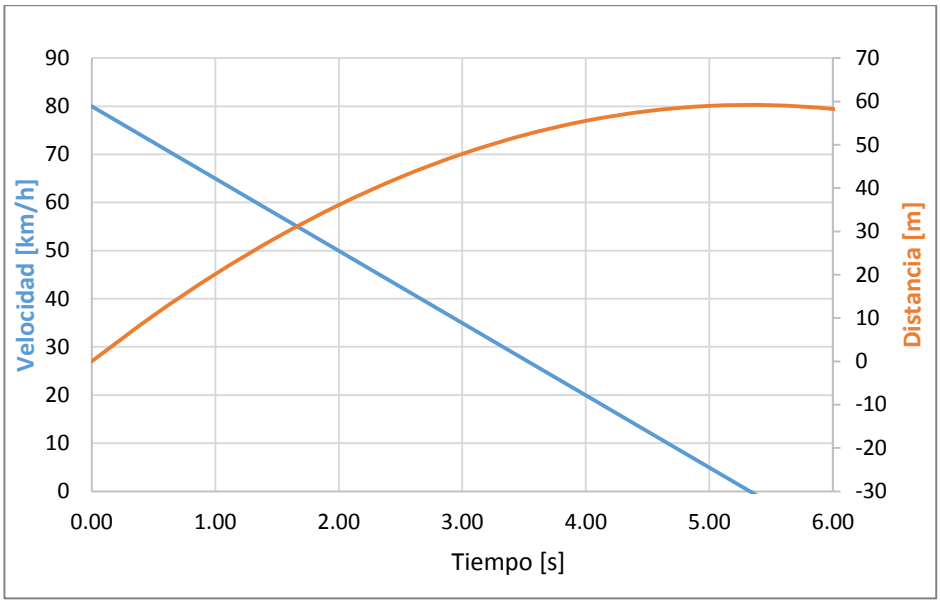


Figura 59: Comportamiento del vehículo durante un proceso de freno de socorro. (El autor)

Como se aprecia en la figura 59, incluso ante una situación de emergencia el vehículo en cuestión requiere apeas de 5,5 segundos y 60 metros para lograr detenerse por completo desde una velocidad inicial de 80 km/h. Estos datos deben ser tomados como orientativos ya que su desarrollo requiere de una serie de simplificaciones antes citadas.

5.1.8 CUMPLIMIENTO DE LA NORMATIVA EUROPEA.

Aunque los resultados presentados anteriormente nos permiten comprender el comportamiento del sistema diseñado, son datos netamente orientativos que permiten su comparación con modelos similares, sin embargo el cumplimiento de la normativa europea exige al análisis de dos características esenciales que son: la distancia de parada y la desaceleración media estabilizada.

El procedimiento establecido para el modelado de estas características así como la formulación matemática que la sustenta fueron ya analizados a profundidad, los resultados obtenidos se presentan en la tabla número 27, dicha tabla permite visualizar las exigencias de la normativa, considerando la categoría del vehículo diseñado como M1 (máximo 8 plazas con una masa no superior a 3500Kg diseñado para el transporte de pasajeros) y los resultados del sistema diseñado, validando así su cumplimiento.

	Exigencia	Resultados	Cumplimiento
Plazas [-]	$\text{Plazas} \leq 8$	$\text{Plaza} = 1$	Si
Masa [Kg]	$\text{Masa} \leq 3500$	$\text{Masa} = 480$	Si
Velocidad inicial [Km/h]	$\text{V1} \geq 80$	$\text{V1} = 80$	Si
Fuerza en el mando [N]	$\text{F} \leq 500$	$\text{F} = 84{,}9$	Si
Distancia de parada [m]	$\text{s} \leq 50.66$	$\text{s} = 30$	Si
Deceleración media estabilizada $[m/s^2]$	$\text{dm} \geq 5{,}8$	$\text{dm} = 7.72$	Si

Tabla 27: Cumplimiento de la normativa europea 98/12/CE. (El autor)

5.2 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

El sistema de suspensión de un vehículo automóvil es el conjunto de elementos que conectan el chasis con las ruedas, tiene la misión de absorber los movimientos verticales generados por las irregularidades de la superficie de rodadura, su función es asegurar el confort de los pasajeros y contribuir en todo momento a la estabilidad del vehículo, manteniendo el contacto de las ruedas con el suelo.

Para cumplir con este cometido deberá estar dotado de elasticidad y amortiguación, los elementos elásticos evitan que las irregularidades del terreno se transmitan a la carrocería en forma de golpes, mientras que los elementos amortiguadores impiden un balanceo excesivo, reducen el tiempo que el sistema requiere para alcanzar su condición de equilibrio. Los componentes del sistema de suspensión constituyen una barrera elástica que reduce la transmisión de movimiento desde las ruedas a la carrocería.

El dimensionamiento del sistema de suspensión atiende a las necesidades de amortiguación deseadas, el diseño más adecuado es un compromiso entre una suspensión confortable (blanda) y una suspensión segura (dura). En vehículos de competencia priman las suspensiones seguras de alto rendimiento, suspensiones duras que a costa de ser incomodas para el conductor aseguran un contacto permanente de las ruedas con el suelo, permitiendo la transmisión de potencia elevada y manteniendo altos niveles de seguridad durante las maniobras realizadas. En vehículos sedan de calle priman las suspensiones confortables, a costa de reducir la estabilidad en marcha, la suspensión absorbe la mayoría de las irregularidades presentes en la calzada.

Satisfacer ambas necesidades es una tarea difícil, solo conseguida a cabalidad mediante el uso de sistemas de suspensión activos, dichos sistemas permiten variar el coeficiente de amortiguación, la rigidez de los muelles e incluso la altura del vehículo por medio de mandos o actuadores automáticos, instalados a conveniencia, sistemas activos que requieren sensores, actuadores y unidades de control que encarecen el diseño, por lo que dichos sistemas solo se montan en vehículos de alta gama.

El diseño del sistema de suspensión se basa en los conceptos matemáticos y físicos presentados por la dinámica vehicular. Los resultados obtenidos en el modelado dinámico revelan las necesidades y características requeridas en los componentes elásticos y de amortiguación que conforman la suspensión, el principal criterio de validación de un sistema de suspensión destinado al confort de los ocupantes es la frecuencia característica de movimientos vibratorios (frecuencia natural), dicha frecuencia deberá ubicarse en un umbral aceptable para el cuerpo humano con criterios que se analizarán más adelante.

5.2.1 EXPOSICIÓN DEL CUERPO HUMANO A LAS VIBRACIONES MECÁNICAS.

Los efectos de la exposición del cuerpo humano a un movimiento oscilatorio y su respuesta física ante una fuente de vibración, así como los límites de ICV (Incomodidad Cinética Vibratoria), son difíciles de definir o establecer debido a que son factores o características adimensionales subjetivos, influenciados por el nivel de sensibilidad del individuo y por los métodos de ensayo utilizados.

En este contexto se han realizado numerosas investigaciones y experimentos científicos que buscan determinar el comportamiento humano ante una exposición prolongada a los fenómenos vibratorios, dichas investigaciones buscan definir una correlación entre las características del movimiento oscilatorio (magnitud, duración, frecuencia, y dirección) y los efectos que producen en los sujetos expuestos (incomodidad, mareos, dolores, arritmias, perdidas el equilibrio, etc.)

El efecto causado por la aceleración vibratoria depende principalmente de la frecuencia de vibración, la dirección de la vibración, el punto de contacto con el cuerpo y la duración de la exposición, los efectos que genera la exposición a un movimiento oscilatorio son muy variados, van desde un malestar leve, hasta daños permanentes en la columna vertebral.

La normativa nacional NTE INEN 2631 que es una adaptación de la normativa internacional ISO 2631, constituye la guía para definir la tolerancia del cuerpo humano ante la exposición a un movimiento vibratorio, se recomienda esta norma para la evaluación de todos los entornos de vibración en los vehículos de transporte. En dicha norma se definen tres límites aceptables para la vibración de todo el cuerpo, abarcando frecuencias entre 1Hz a 80Hz.

LÍMITE DE EXPOSICIÓN.

El límite de exposición señala los valores de aceleración, frecuencia y tiempo de exposición por encima de los cuales existe riesgo en la salud, establecidos aproximadamente a la mitad del nivel considerado como umbral de dolor. No se recomienda que se sobrepase este umbral excepto en casos excepcionales por cortos periodos de tiempo, se puede obtener el límite de exposición multiplicando por dos el límite de capacidad reducido por fatiga (figura 60).

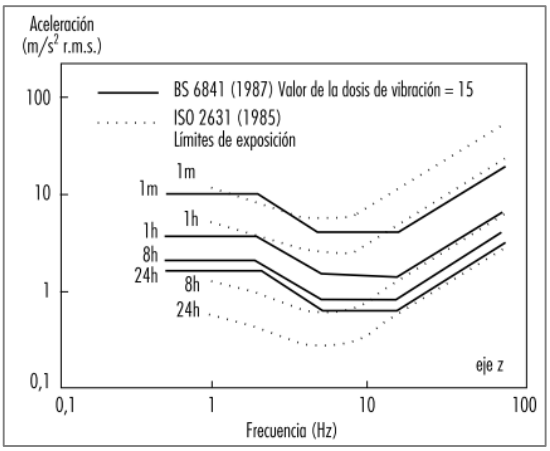


Figura 60: Límites de exposición en vibración vertical. (Griffin)

LÍMITE DE CAPACIDAD REDUCIDA POR FATIGA.

Señala el límite de exposición a partir del cual se produce un decrecimiento de la capacidad para realizar un trabajo eficaz (conducción de un automóvil), si se sobrepasa este límite se corre el riesgo de provocar un accidente sobre todo cuando el individuo afectado es el operador de una máquina o el conductor de un automóvil.

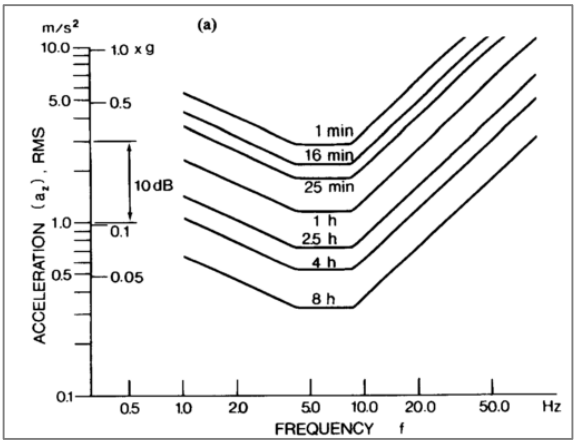


Figura 61: Límite de capacidad reducida por fatiga. (NTE INEN ISO 2631-1)

LÍMITE DE CONFORT REDUCIDO.

Este límite se relaciona principalmente con vehículos de transporte, no es un límite perjudicial para la salud pero si un determinante del nivel de aceptación de los usuarios, está relacionado con la posibilidad de realizar funciones como: lectura, escritura y alimentación. Se puede obtener o calcular a partir del límite de capacidad reducido por fatiga (figura 61) dividiendo para tres el valor mostrado.

Desde hace muchos años se ha considerado que los pasajeros soportan vibraciones de frecuencias próximas a 1 y 1.2Hz por periodos prolongados de tiempo, sin presentar mareos ni efectos negativos en su salud. Esto se debe a que dicha frecuencia es muy cercana a la frecuencia de vibración generada al caminar, por lo que el cuerpo humano está bien adaptado a este nivel de vibración. (Aparicio, Vera, and Díaz)

5.2.2 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN SOMETIDO A VIBRACION.

Se considera un sistema vibracional cuando existe una fuerza externa que lo excita, la respuesta de frecuencia estacionaria es el resultado de la ecuación del movimiento cuando el sistema esta armónicamente excitado, la respuesta estacionaria se considera cuando la fuerza de excitación genera en el sistema un movimiento oscilatorio de amplitud constante en el periodo de tiempo que dure la excitación, una excitación se considera armónica cuando es una combinación de funciones sinusoidales, como el sistema es lineal una excitación de tipo armónica genera una respuesta armónica.

La fuente de excitación puede ser aplicada de diversas maneras sobre el sistema, la fuerza se puede aplicar directa o indirectamente sobre la masa suspendida o sobre la base del sistema, el punto de aplicación de la fuerza de excitación depende del tipo de fuerza de excitación, si la fuente es el propio peso de la masa suspendida ,la fuerza de excitación se aplica en el centro de gravedad de la masa suspendida, si la fuente proviene de la calzada la fuerza de excitación se debe aplicar en la base del sistema.

En el análisis vibracional del sistema de suspensión se pueden analizar los cuatro casos antes mencionados, siempre que el criterio de modelado represente las necesidades del diseñador. El diagrama de cuerpo libre del sistema excitado por una fuerza externa aplicada en el centro de gravedad de la masa suspendida se presenta en la figura número 79, en este caso la fuerza de excitación externa puede ser una constante o una función armónica.

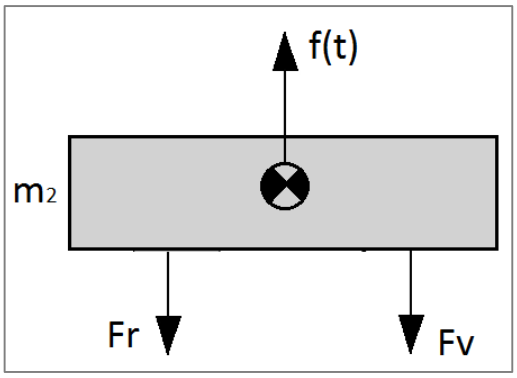


Figura 62: Diagrama de cuerpo libre de un sistema excitado por una fuerza externa.

(El autor)

Al aplicar la segunda ley de Newton sobre el diagrama de cuerpo libre de la masa suspendida, se genera una ecuación diferencial lineal no homogénea de segundo orden de coeficientes constantes (ecuación 37).

$$\boldsymbol{m_2\ddot{x} + R_s\dot{x} + K_e x = f(t)} \qquad \textbf{37}$$

Las ecuaciones diferenciales lineales no homogéneas tienen soluciones generales que consisten en la suma de una solución a la ecuación homogénea y una solución particular, la solución homogénea se puede resolver usando los métodos simples en función del factor de amortiguamiento, mientras que la solución particular se debe resolver en función del tipo de ecuación que represente la fuerza de entrada (por lo general una función sinusoidal), teniendo presente la linealidad del sistema.

El objetivo de la optimización del sistema de suspensión por métodos vibracional es reducir la amplitud de la vibración de la masa suspendida a un valor ideal cercano a cero, cuando el sistema se ve sometido a una vibración forzada, la reducción de la amplitud se puede conseguir por dos métodos, absorbiendo la vibración o aislándola. (Jazar).

El método de absorber la vibración generada por la fuerza externa consiste en utilizar un sistema de masa resorte variable, en donde se puede modificar la dureza de la suspensión y el nivel de amortiguamiento en función de la fuerza de excitación, para reducir e incluso eliminar la amplitud del movimiento vibracional de la masa suspendida, estos sistemas son conocidos como sistemas de suspensión activa, implementar un sistema de este tipo incrementa sustancialmente el confort de los ocupantes pero encarece el proyecto.

El método de aislar las vibraciones generadas por la fuerza externa, consiste en colocar almohadillas de caucho entre la conexión de la suspensión y la carrocería del vehículo, un

método más económico y muy usado en la industria. Aplicar cualquiera de los métodos antes citados requiere del análisis de la respuesta del sistema ante una excitación externa y su comportamiento dinámico.

Suponiendo que la fuerza de excitación armónica sea una función sinusoidal, remplazando dicha función en la ecuación diferencial 37, se obtiene la ecuación diferencial lineal no homogénea (ecuación 38), esta ecuación representa el comportamiento dinámico de la masa suspendida ante una excitación de tipo armónica aplicada en su centro de gravedad.

$$\boldsymbol{m_2\ddot{x} + R_s\dot{x} + K_e x = Fsen(wt)} \qquad \mathbf{37}$$

Cuando el análisis del sistema de suspensión requiere estudiar el comportamiento dinámico de la masa suspendida considerando que la excitación proviene de la calzada, se requiere un modelo dinámico diferente (figura 63). Este tipo de análisis se considera como un sistema excitado en la base, ya que la fuerza de excitación se aplica sobre la base del sistema, este modelo permite simular el comportamiento de la masa suspendida cuando las irregularidades de la calzada se aplican sobre los neumáticos del vehículo.

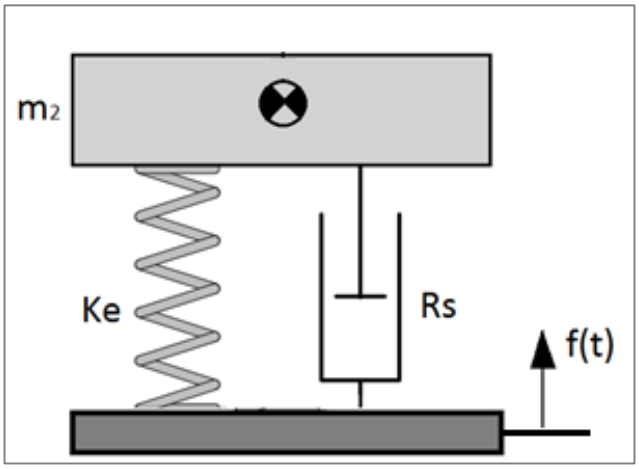


Figura 63: Modelo de la suspensión de un vehículo con un grado de libertad excitado en la base. (El autor)

El modelo de excitación en la base es un buen modelo para el análisis del sistema de suspensión de un vehículo o para cualquier mecanismo con una base vibratoria, el movimiento de la masa suspendida se relaciona directamente con el tipo de calzada, la rigidez del muelle, el coeficiente de amortiguamiento, la amplitud de los obstáculos y la frecuencia de excitación. Asumiendo que la fuerza de excitación en la base es también tipo sinusoidal. La ecuación del movimiento del sistema amortiguado sometido a una fuerza de excitación armónica aplicada en su base se presenta en la ecuación 38.

$$\boldsymbol{m_2\ddot{x} + R_s\dot{x} + K_e x = RsFwcos(wt) + KFsen(wt)} \quad \textbf{38}$$

Los valores de las constantes F y w que determinan la amplitud y la frecuencia de la fuerza de excitación se deben de seleccionar en función del tipo de calzada sobre la cual se desplazará el vehículo, dichos coeficientes dependen de la amplitud pico a pico (profundidad de los baches), de la velocidad de circulación y de la frecuencia de excitación. Aplicando este principio podemos diferenciar entre una calzada ruda, neutra y suave. El modelo utilizado para determinar dichos coeficientes se puede apreciar en la figura número 64.

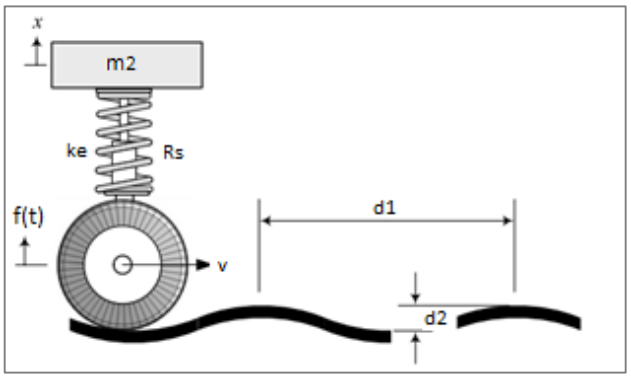


Figura 64: Modelo del sistema de suspensión sobre un camino ondulado. (Jazar)

Donde $d1$ representa la longitud de onda (distancia entre los obstáculos) y $d2$ representa la amplitud pico a pico de las ondulaciones (altura de los obstáculos), el tiempo requerido por el sistema para superar la longitud d1 se conoce como periodo de la excitación, se puede explicar también como el tiempo que tarda el vehículo en transitar la brecha entre los obstáculos; la frecuencia de excitación generada por las irregularidades de la calzada se puede calcular por medio de la ecuación 39.

$$\boldsymbol{w = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi * \mathrm{v}}{d1}} \quad \textbf{39}$$

Donde:

w= Frecuencia de excitación [Hz]

v= Velocidad de circulación del vehículo [m/s]

T = Periodo de excitación [s]

$d1$ = longitud de la onda [m]

Conociendo la frecuencia de excitación y la amplitud pico a pico de la onda generada por la calzada, podemos expresar la fuerza de excitación en la base del sistema por medio de la ecuación 40. Esta ecuación nos permite caracterizar el comportamiento de la calzada, variando la longitud de la onda y la amplitud pico a pico podemos simular un sin número de condiciones de circulación.

$$\boldsymbol{f(t) = \frac{d2}{2}\,\mathrm{sen}\left(\frac{2\pi * v}{d1} * t\right)} \qquad \mathbf{40}$$

Donde:

$f(t)$= Fuerza de excitación en la base [N]

$d2$ = Amplitud pico a pico de la onda [m]

v = Velocidad de circulación del vehículo [m/s]

$d1$ = Longitud de la onda [m]

t = Tiempo [s]

Bajo estas condiciones, la solución particular de la ecuación diferencial lineal no homogénea (ecuación 38), teniendo presente que la función de excitación es de tipo armónica será:

$$\boldsymbol{x_p = Ccos(wt) + Dsen(wt)}$$

Los coeficientes C y D se pueden calcular remplazando dicha solución y sus derivadas en la ecuación diferencial, agrupando los factores comunes y despejando los coeficientes, se obtiene un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas, las fórmulas matemáticas 41 y 42 obtenidas siguiendo este procedimiento, permiten calcular los coeficientes de la solución particular.

$$\boldsymbol{C = \frac{w^3 m_2 F R_s}{K_e w^2 m - w^4 {m_2}^2 - {R_s}^2 w^2 - {K_e}^2 + w^2 m_2 K_e}} \qquad \mathbf{41}$$

$$\boldsymbol{D = F - \frac{K_e}{R_s w} C + \frac{w m_2}{R_s} C} \qquad \mathbf{42}$$

5.2.3 MODELADO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

Con el afán de analizar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión bajo diversas condiciones de circulación y dimensionar correctamente cada uno de sus componentes, se desarrolló un software de modelado y selección en EXCEL ®, dicho software está basado en los conceptos matemáticos y físicos explicados en el apartado anterior, requiere el ingreso de ciertos datos y coeficientes necesarios para el cálculo, realiza el análisis utilizando la formulación presentada y determina los valores de rigidez del muelle y coeficiente de amortiguación ideales.

Con estos datos establecidos podemos seleccionar dentro de un catálogo aquellos componentes con características similares a las calculadas, el software de modelado además toma los valores característicos de los componentes seleccionados y analiza el comportamiento dinámico del sistema diseñado, con las simplificaciones ya analizadas. Para la resolución de las ecuaciones diferenciales homogéneas y no homogéneas se utilizó MATLAB®, el proceso de cálculo seguido se presenta a cabalidad, acompañado de recomendaciones, análisis de resultados, algoritmos de programación y criterios de selección, los resultados obtenidos en el dimensionamiento y la optimización del sistema de suspensión se muestran en forma de tablas y gráficas de fácil comprensión.

En el apartado referido al comportamiento del cuerpo humano al estar expuesto a vibraciones mecánicas, se determinó que la frecuencia natural del sistema de suspensión deberá ubicarse entre 1 y 1,2 Hz, un valor superior o inferior a dicha frecuencia genera problemas relacionados con la incomodidad durante la marcha, pérdida de concentración, fatiga, sensaciones de náuseas y problemas de salud.

Por su parte la razón de amortiguamiento deberá ser menor a la unidad, para que el movimiento sea sub-amortiguado y en consecuencia se eliminen las oscilaciones en un tiempo prudente, el valor de la razón de amortiguamiento deberá estar ubicado entre 0,2 y 0,4 según las recomendaciones de la bibliografía especializada.

Considerando que el amortiguamiento no modifica la frecuencia natural del sistema, y analizando un modelo dinámico que representa un cuarto del vehículo, suponiendo que la distribución de peso es 50% en el eje delantero y 50% en el eje posterior, con una repartición ideal en el sentido transversal, es decir que cada rueda soporte el 25% del peso total del vehículo. Ingresamos los datos mostrados en la tabla número 28 al software de dimensionamiento.

INGRESO DE DATOS		
Frecuencia natural requerida	1,00	[Hz]
Factor de amortiguación	0,25	[-]
Rigidez del neumático	1207000	[N/m]
Masa suspendida en cada rueda	120	[Kg]
Masa no suspendida en cada rueda	25	[Kg]

Tabla 28: Datos requeridos para el dimensionamiento del sistema de suspensión. (El autor)

Basado en los datos ingresados y las fórmulas presentadas en sus respectivos apartados, aplicando un modelo de dos grados de libertad, el software calcula: la rigidez del muelle, la constante de amortiguación, la frecuencia natural del sistema amortiguado, las frecuencias de oscilación de la masa suspendida y no suspendida, valores característicos necesarios para la selección de los componentes principales. Los resultados obtenidos se pueden apreciar en la tabla 29.

RESULTADOS	Inferior	Superior	Unidades
Rigidez equivalente	4737,41	6821,87	[N/m]
Rigidez del muelle de suspensión	4756,08	6860,65	[N/m]
Constante de amortiguamiento critico	1507,96	1809,56	[Ns/m]
Constante de amortiguamiento	377	452,39	[Ns/m]
Frecuencia del sistema amortiguado	0,97	1,16	[Hz]
Frecuencia de la masa suspendida	1,00	1,20	[Hz]
Frecuencia de la masa no suspendida	35,04	35,07	[Hz]

Tabla 29: Resultados obtenidos en el dimensionamiento del sistema de suspensión, para una frecuencia natural de 1Hz y 1.2 Hz. (El autor)

Los resultados mostrados representan los valores característicos del sistema ideal para un límite inferior, equivalente a una frecuencia natural de 1Hz y en factor de amortiguamiento de 0,25. Resulta útil para la selección de los componentes imponer un límite superior equivalente a una frecuencia natural de 1,2 Hz y un factor de amortiguamiento de 0,25, establecido como criterio de diseño para la frecuencia natural máxima admisible de la masa suspendida.

Los resultados revelan que: el sistema que representa el límite superior con una frecuencia natural de 1,2Hz, tiene una rigidez 44% superior y un coeficiente de amortiguamiento 20% superior, en comparación con el sistema que representa el límite inferior con una frecuencia natural de 1Hz. ¿Cómo y en qué proporción? afecta esto al comportamiento dinámico del sistema de suspensión, se analizará en el siguiente apartado, cuando se resuelvan las ecuaciones dinámicas de ambos límites y se grafique su comportamiento.

Los valores calculados por medio del dimensionamiento, referidos a la rigidez del muelle y el coeficiente de amortiguamiento son valores representativos, pero no reflejan los valores reales para la selección de los componentes mecánicos que constituirán el sistema, debido a que dichos valores dependerán de la geometría de la suspensión, y de los ángulos de la rueda, una vez definidas las características geométricas de la suspensión diseñada, se deberá calcular un coeficiente de rigidez y una constante de amortiguamiento equivalente, en función de los valores ideales calculados por medio del dimensionamiento, este proceso se realizará en los apartados siguientes.

5.2.4 ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL SISTEMA IDEAL.

Una vez determinados los valores característicos del sistema de suspensión ideal, se procede a modelar su comportamiento dinámico, el objetivo es presentar de manera gráfica el desplazamiento, la velocidad y la aceleración que experimenta la masa suspendida y de esta manera planificar acciones de diseño enfocadas a optimizar su comportamiento o validar la selección realizada.

Como primera etapa de diseño se considera el sistema sometido a su propio peso, se analiza el comportamiento del sistema con las características establecidas como limites superior e inferior, buscando en todo momento que no supere ciertos valores establecidos por las normativas referidas al confort y seguridad de los ocupantes. En una segunda etapa se analizará el comportamiento vibracional del sistema ante una fuerza de excitación armónica aplicada en su base.

5.2.4.1 ANÁLISIS DEL SISTEMA SOMETIDO A UNA CARGA CONSTANTE.

El modelado del sistema de suspensión requiere un análisis específico que permita determinar ciertas características referidas al sistema y su comportamiento dinámico, el correcto modelado nos permitirá determinar el desplazamiento, la velocidad, y la aceleración de la masa suspendida, para los límites de frecuencia natural máximos y mínimos. Utilizar dos límites de frecuencia nos facilitará la selección de los componentes principales (muelles y amortiguadores), ya que tenderemos un mayor margen de selección.

Como primera etapa de simulación, se considera el sistema sometido simplemente a su propio peso, la ecuación diferencial que modela este comportamiento dinámico es la ecuación número 43.

$$\boldsymbol{m_2\ddot{x} + R_s\dot{x} + K_e x = m_2 * g} \qquad \mathbf{43}$$

La constante de amortiguación y la rigidez equivalente máxima y mínima fueron determinadas en el dimensionamiento del sistema de suspensión, para una frecuencia específica de 1Hz y 1,2Hz respectivamente, remplazando los valores calculados con anterioridad.

$$\boldsymbol{120\ddot{x} + 377\dot{x} + 4737.41x = 120 * 9.81} \qquad \mathbf{44}$$

$$\boldsymbol{120\ddot{x} + 452.39\dot{x} + 6821.87x = 120 * 9.81} \qquad \mathbf{45}$$

Las ecuaciones 44 y 45 son ecuaciones diferenciales lineales no homogéneas de segundo orden con coeficientes constantes, que determinan el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un cuarto del vehículo, para los límites máximos y mínimos de frecuencia natural establecidos por el diseñador. Un incremento en la rigidez de los neumáticos o los muelles que supere el límite máximo establecido en el dimensionamiento generaría frecuencias naturales superiores, con los inconvenientes en la comodidad y salud de los ocupantes ya analizados.

El factor de amortiguamiento de ambos sistemas presentados en las ecuaciones 44 y 45 es de 0,25 (límite superior e inferior), este valor del factor de amortiguamiento ($\xi < 1$) nos indica que ambos sistemas en estudio son sub-amortiguados, en consecuencia las oscilaciones generadas perderán amplitud proporcionalmente hasta alcanzar el equilibrio después de transcurrido un periodo de tiempo específico. Recordando que se trata de ecuaciones diferenciales no homogéneas la solución a las ecuaciones 44 y 45 será la suma de una solución general $x(t)_h$ de la ecuación homogénea correspondiente y una solución particular arbitraria $x(t)_p$ que depende del tipo de fuerza de excitación.

$$\boldsymbol{x(t) = e^{-\xi W n t}\left(A\cos(W_d t) + B\,sen(W_d t)\right) + C} \qquad \mathbf{46}$$

Tomando en cuenta que el sistema en análisis resultó ser sub-amortiguado y que la fuerza de excitación externa es una fuerza constante (en el primer análisis), la solución general del sistema se presenta en la ecuación 46.

Remplazando los valores conocidos y calculados, las ecuaciones 47 y 48 representan las soluciones generales a las ecuaciones diferenciales 44 y 45, en consecuencia representan las ecuaciones de movimiento de la masa suspendida del sistema calculado para un límite inferior y superior de frecuencia natural respectivamente.

$$\boldsymbol{x(t) = e^{-1.57t}\big(Acos(6.08t) + Bsen(6.08t)\big) + C} \qquad \mathbf{47}$$

$$\boldsymbol{x(t) = e^{-1.88t}\big(Acos(7.30t) + Dsen(7.30t)\big) + C} \qquad \mathbf{48}$$

Las soluciones generales presentadas pertenecen a una familia de curvas, determinar la solución específica requiere establecer las constantes (A, B, C) de manera que la solución refleje el comportamiento del sistema analizado en particular. La determinación de las constantes requiere el conocimiento de las condiciones iniciales del sistema, en otras palabras debemos establecer las condiciones del desplazamiento y la velocidad en el instante cero del análisis.

En este tipo de ecuaciones con funciones exponenciales y trigonométricas sucede algo muy particular cuando se analizan las condiciones iniciales, al remplazar el tiempo (t) por un valor nulo (0), las funciones exponenciales y cosenos toman el valor de la unidad (1), mientras que las funciones sinusoidales se anulan (0), aprovechando este principio se analizan la influencia de las constantes en el comportamiento del sistema y se determinan valores específicos en función del análisis realizado.

Partimos de la condición inicial que el cuerpo parte de una posición inicial tomada como cero $x(0) = 0$, pero que en realidad no es la posición de equilibrio del sistema, como se demostrará más adelante.

$$x(0) = e^{0}\big(Acos(0) + Bsen(0)\big) + C$$

$$\boldsymbol{0 = A + C}$$

Lo interesante resulta al analizar el caso supuesto de una condición inicial diferente, es decir que dejamos caer el cuerpo desde una altura (h) en el instante cero $x(0) = h$, aplicando esta condición inicial se observa un comportamiento muy similar al anterior, en consecuencia se concluye que las constantes A y C sumadas deben reflejar la altura desde la cual se deja caer la masa suspendida.

$$x(0) = e^{0}\big(Acos(0) + Bsen(0)\big) + C$$

$$\boldsymbol{h = A + C}$$

Profundizando aún más en el análisis de las condiciones iniciales del sistema y la búsqueda de las constantes, determinamos que la constante C al ser una constante independiente sumada a la solución, genera un desplazamiento de la gráfica en el sentido vertical y no tiene ninguna influencia en la amplitud ni la frecuencia del resultado obtenido, en consecuencia se la puede manipular a conveniencia del diseñador para que la gráfica obtenida exprese coherencia y facilite su análisis.

La segunda condición inicial del sistema requiere la determinación de la ecuación de la velocidad de la masa suspendida y en consecuencia la diferenciación de la ecuación del movimiento, asumiendo una velocidad inicial de cero (el cuerpo parte del reposo) y teniendo en cuenta el comportamiento de las funciones exponenciales y trigonométrica ya descritos.

$$\dot{x} = -1.57Ae^{-1.57t}\cos(6.08t) - 6.08Ae^{-1.57t}sen(6.08t) - 1.57Be^{-1.57t}sen(6.08t) + 6.08Be^{-1.57t}\cos(6.08t)$$

$$\boldsymbol{B = 0.258A}$$

Como se observa la constante B es directamente proporcional a la constante A con una proporcionalidad dependiente de los valores característicos de la ecuación, por este motivo se han diferenciado las constantes B y D de las ecuaciones 47 y 48, ya que requieren ser calculadas por separado.

$$\boldsymbol{D = 0.257A}$$

Las constantes B y D tiene valores diferentes pero muy cercanos, en consecuencia se concluye que las constantes de ambas ecuaciones son las mismas, remplazando las constantes ya conocidas, las ecuaciones 49 y 50 representan las soluciones generales a las ecuaciones diferenciales del sistema de suspensión en estudio, dichas ecuaciones se pueden utilizar para modelar el desplazamiento, la velocidad y la aceleración de la masa suspendida entre los límites mínimos y máximos de frecuencia natural establecidos.

$$\boldsymbol{x(t)_{inferior} = e^{-1.57t}\left(0.1cos(6.08t) + 0.0258sen(6.08t)\right) - 0.3} \qquad \boldsymbol{49}$$

$$\boldsymbol{x(t)_{superior} = e^{-1.88t}\left(0.1cos(7.30t) + 0.0258sen(7.30t)\right) - 0.3} \qquad \boldsymbol{50}$$

5.2.4.2 DESPLAZAMIENTO, VELOCIDAD Y ACELERACIÓN DE LA MASA SUSPENDIDA.

Una vez determinadas las ecuaciones del movimiento de la masa suspendida resulta relativamente sencillo modelar su comportamiento dinámico, el proceso consiste en tomar la ecuación del movimiento y graficarla en un rango de tiempo apropiado, las ecuaciones de la velocidad y la aceleración se consiguen resolviendo la primera y la segunda derivada respectivamente de la ecuación del desplazamiento.

En primer lugar se analizarán la ecuación del movimiento vertical de la masa suspendida y su comportamiento dinámico, el proceso se realiza para los límites superior e inferior de las frecuencias naturales seleccionadas (figura 65).

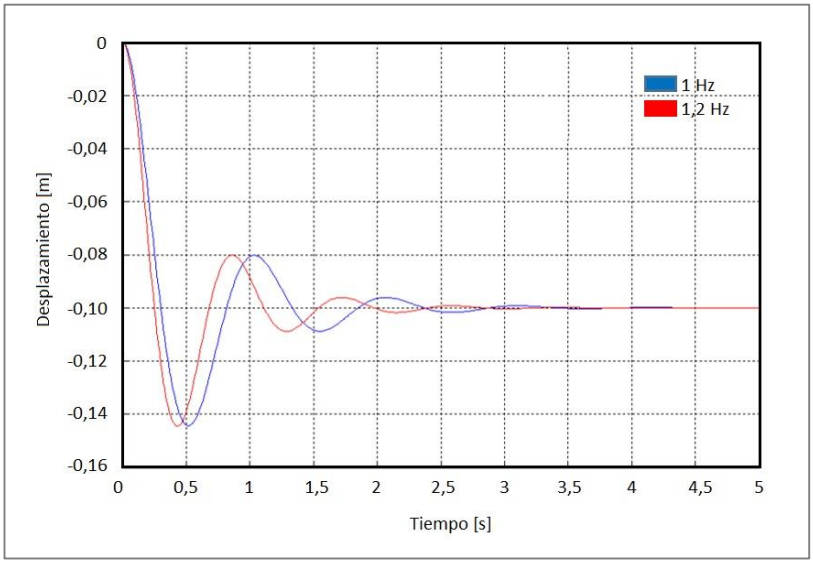


Figura 65: Desplazamiento de la masa suspendida. (El autor)

La figura 65 representa el desplazamiento vertical de la masa suspendida, suponiendo que la masa se deja caer desde el reposo (sin velocidad inicial), desde la posición correspondiente a la deformación nula del resorte (10 cm por encima del punto de equilibrio). Se analizan las dos situaciones descritas con anterioridad, de color azul un sistema de suspensión diseñado para lograr una frecuencia natural mínima de 1Hz, y de color rojo un sistema de suspensión diseñado para lograr una frecuencia natural máxima de 1,2Hz.

La respuesta en desplazamiento del sistema puede dividirse en dos partes: la transitoria y la permanente, la primera tiene una duración aproximada de 3 segundos con un valor de desplazamiento máximo de la masa suspendida de 0,145m a los 0,5 segundos, a partir de los 3 segundos no existe mayor movimiento de la masa suspendida y en consecuencia se considera que los valores son permanentes y el sistema ha alcanzado su punto de equilibrio

a 0,1m por debajo del punto de inicio del movimiento, sin importar de que altura se deje caer la masa suspendida, esta posición de equilibrio será constante, sin importar cuanto tarde, el sistema alcanzará el punto de equilibrio en algún momento, este desplazamiento es lógicamente la deformación estática de la suspensión debido al peso soportado.

En cuanto al límite máximo admisible de 1,2Hz, como se comentó en el apartado anterior, este sistema tiene una rigidez equivalente 44% y un coeficiente de amortiguamiento 20% superior, estos valores determinan el comportamiento del sistema como un sistema más rígido con amplitudes de desplazamiento similares al caso anterior, pero que alcanza el equilibrio en un tiempo menor (aproximadamente 2,6 segundos). Los resultados reflejan que: los valores de desplazamiento, velocidad, aceleración, y frecuencia natural en ambos casos se encuentran dentro de los límites establecidos.

El análisis de la velocidad del sistema se consigue aplicando la primera derivada con respecto al tiempo de la ecuación del desplazamiento, las funciones que determinan la velocidad de los sistemas en estudio se presentan en las ecuaciones 51 y 52 respectivamente.

$$\dot{x}_{inferior} = -0.000136e^{-1.57t}\cos(6.08t) - 0.6485e^{-1.57t}sen(6.08t) \quad \mathbf{51}$$

$$\dot{x}_{superior} = -0.00034e^{-1.88t}\cos(7.30t) - 0.7785e^{-1.88t}sen(7.30t) \quad \mathbf{52}$$

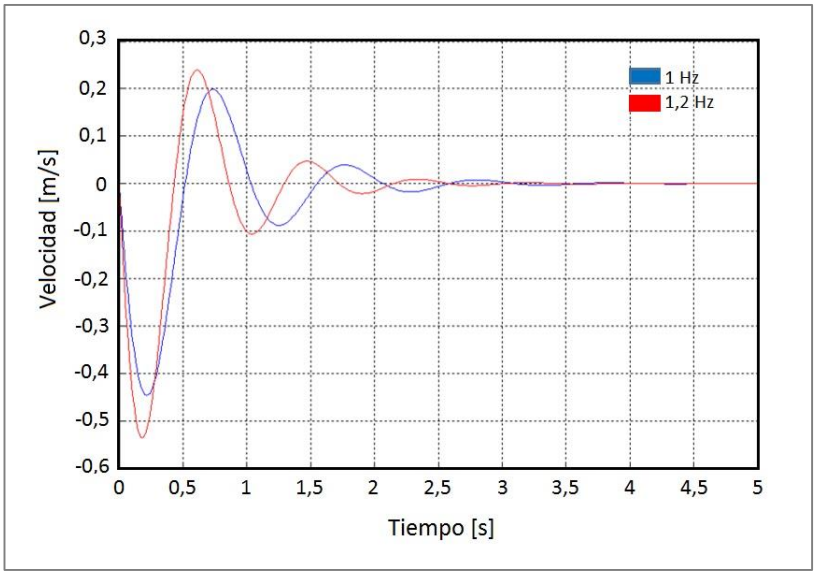


Figura 66: Velocidad de la masa suspendida. (El autor)

La velocidad máxima que alcanza la masa suspendida es de 0,53m/s (figura 66), esta velocidad máxima se presenta cuando el cuerpo cae en la primera etapa del movimiento, justo en el instante en que el cuerpo pasa por la posición de equilibrio, su comportamiento es muy

similar al del desplazamiento, el sistema alcanza el equilibrio (velocidad nula) aproximadamente a los tres segundos de iniciado el movimiento, el sistema diseñado para una frecuencia de 1,2Hz presenta velocidades de desplazamiento ligeramente mayores.

La aceleración que experimenta la masa suspendida durante su desplazamiento se puede obtener aplicando la segunda derivada con respecto al tiempo de la ecuación del desplazamiento, las funciones que determinan la aceleración de los sistemas en estudio se presentan en las ecuaciones 53 y 54 para un sistema de 1Hz y 1,2 Hz respectivamente.

$$\ddot{x}_{inferior} = \mathbf{1.019}e^{-1.57t}\,\mathbf{sen}(\mathbf{6.08}t) - \mathbf{3.943}e^{-1.57t}\cos(\mathbf{6.08}t) \quad \mathbf{53}$$

$$\ddot{x}_{superior} = \mathbf{1.461}e^{-1.88t}\,\mathbf{sen}(\mathbf{7.30}t) - \mathbf{5.684}e^{-1.88t}\cos(\mathbf{7.30}t) \quad \mathbf{54}$$

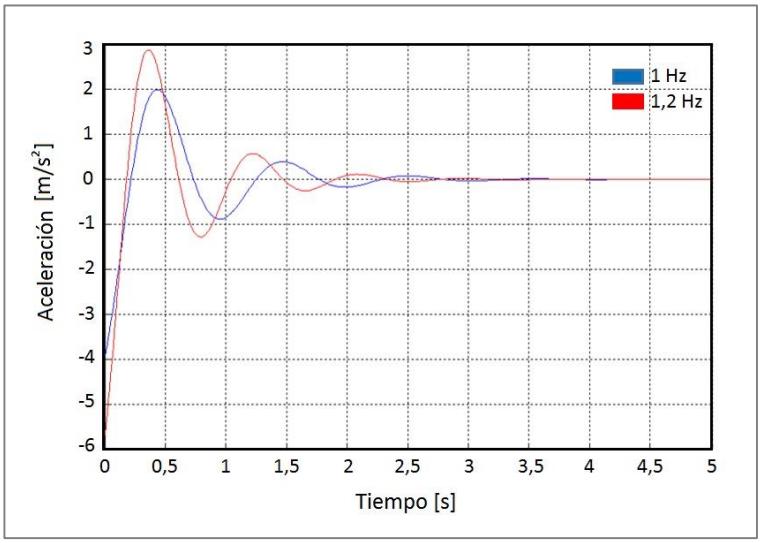


Figura 67: Aceleración de la masa suspendida. (El autor)

La aceleración de la masa suspendida del sistema diseñado alcanza en un primer instante un valor de $5.5\,m/s^2$ al iniciarse el movimiento (figura 67), luego de lo cual se reduce paulatinamente con un comportamiento similar el del desplazamiento, pero desfasado con respecto a la velocidad, cumpliéndose un principio de la física, cuando la aceleración es nula, la velocidad presenta su máximo valor y cuando la aceleración es máxima la velocidad es nula. El comportamiento dinámico logrado con el dimensionamiento del sistema de suspensión, es un comportamiento clásico en vehículos tipo turismo para transporte de personas, similar al mostrado en la bibliografía especializada en diseño automotriz y modelado dinámico, pero más aún sus valores de desplazamiento, velocidad y aceleración máximos son característicos de los sistemas de suspensión de vehículos destinados al transporte de pasajeros.

Los límites máximos y mínimos analizados representan el margen de selección para los componentes principales de la suspensión (muelles y amortiguadores), ideales para un vehículo con una masa de 120Kg en cada rueda, seleccionar componentes con características de rigidez y amortiguación diferentes a los sugeridos, generarían comportamientos de la suspensión no ideales, diferentes a los analizados, con frecuencias naturales que difieren de las seleccionadas, con inconvenientes en la comodidad tales como: nauseas, malestar, mareos, y problemas en la salud de toda índole.

5.2.5 OPTIMIZACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FRECUENCIA DE EXCITACIÓN.

En este apartado se examina un modelo de un grado de libertad sub-amortiguado excitado externamente por una fuerza armónica aplicada en la base del sistema, considerado el modelo más simple de aislador de vibraciones. Basados en el método de optimización por raíz cuadrada media (RMS) se desarrolla un diagrama de diseño que permita la selección del resorte y el amortiguador óptimos para el mejor aislamiento de las vibraciones y lograr el máximo confort de los ocupantes.

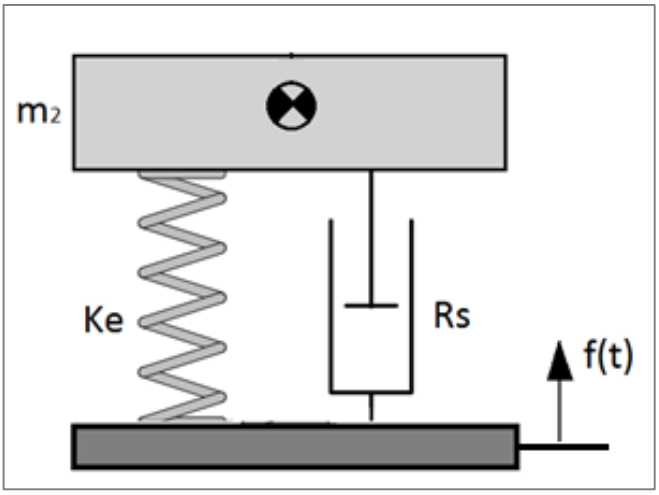


Figura 68: Modelo matemático de un grado de libertad para el análisis de la masa suspendida, sometida a una vibración armónica. (El autor)

El modelo matemático que se utiliza para el análisis del sistema sometido a vibración se presenta en la figura 68, dicho modelo representa la suspensión independiente de un cuarto del vehículo, para una masa suspendida m_2 soportada por un resorte con una rigidez K_e (considera la rigidez de la suspensión y del neumático) y un amortiguador viscoso con un coeficiente de amortiguación R_s, sobre la base del sistema se aplica una fuerza de excitación armónica $f(t)$.

Aplicando la segunda ley de Newton a la masa suspendida, se obtienen la ecuación diferencial lineal no homogénea de coeficientes constantes (ecuación 55), que modela el movimiento de la masa suspendida ante una excitación en la base.

$$\boldsymbol{m_2\ddot{x} + R_s\dot{x} + K_e x = R_s\dot{f} + K_e f(t)} \qquad \mathbf{55}$$

El comportamiento dinámico de la suspensión depende únicamente de tres variables, conocidas como las características principales del sistema de suspensión (m_2, R_s, K_e), conociendo las características fundamentales del sistema particular en estudio podemos determinar la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento y rescribir la ecuación diferencial 55 en función de estos parámetros (ecuación 56).

$$\boldsymbol{\ddot{x} + 2\xi W_n\dot{x} + {W_n}^2 x = 2\xi W_n\dot{f} + {W_n}^2 f(t)} \qquad \mathbf{56}$$

La respuesta en frecuencia de la ecuación diferencial, es la solución en estado estacionario de la ecuación del movimiento de un sistema armónicamente excitado en la base, por una función armónica (combinación de funciones sinusoidales), el estado estacionario se alcanza cuando los efectos de las condiciones iniciales son amortiguados, en otras palabras el estado estacionario se refiere a un movimiento armónico de amplitud constante.

Si el sistema es lineal (como el caso de los sistemas de suspensión), una excitación armónica genera una respuesta armónica con un desplazamiento de la masa suspendida dependiente de la frecuencia de la fuerza de excitación; el modelado dinámico en función de la frecuencia busca determinar la amplitud en estado estacionario del movimiento de la masa suspendida en función de la frecuencia de la fuerza que excita el sistema.

Las respuestas del sistema de suspensión a la frecuencia (cuando cesan los efectos de las condiciones iniciales) más importantes son: el desplazamiento absoluto, el desplazamiento relativo y la aceleración de la masa suspendida (ecuaciones 57, 58 y 59 respetivamente).

Si se conoce las características del sistema de amortiguación (rigidez, coeficiente de amortiguación y masa suspendida), se puede predecir su comportamiento dinámico (desplazamiento absoluto, relativo y aceleración) en función de la frecuencia de la fuerza de excitación armónica aplicada en la base.

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{\sqrt{1 + 4\xi^2 r)^2}}{\sqrt{1 + (4\xi^2 - 2)r^2 + r^4}} \quad 57$$

$$\frac{Z}{Y} = \frac{r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{r^2}{\sqrt{1 + (4\xi^2 - 2)r^2 + r^4}} \quad 58$$

$$\frac{\ddot{X}}{Y{W_n}^2} = \frac{r^2\sqrt{1 + (2\xi r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{r^2\sqrt{1 + 4\xi^2 r)^2}}{\sqrt{1 + (4\xi^2 - 2)r^2 + r^4}} \quad 59$$

Donde:

X= Desplazamiento absoluto total [m]

Z= Desplazamiento relativo total [m]

Y= Constante de proporcionalidad de la fuerza de excitación [m]

$r = \frac{W}{W_n}$= Variable de entrada en función de la frecuencia de excitación W [Hz]

$\xi = \frac{R_S}{2\sqrt{K_e m}}$= factor de amortiguamiento [-]

Este análisis permite optimizar la selección de los componentes de la suspensión de un vehículo, conociendo su respuesta a diferentes frecuencias de excitación, para este proceso se ha desarrollado un Script en MATLAB ®, el algoritmo utilizado se muestra a continuación.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
m=input ('ingrese la masa suspendida [Kg]')
Rs=input ('ingrese el coeficiente de amortiguamiento [Ns/m]')
ke=input ('ingrese la rigidez equivalente  [N/m]')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
E=Rs/(2*sqrt(Ke*m))                    %Razón de amortiguamiento
wn=sqrt(ke/m)                          %Frecuencia natural
x=0:0.1:5;                             %Creando una matriz de frecuencia
r=(1/wn).*x;                            %Calculando r en función de la frecuencia w
y=sqrt(1+4*E^2.*r.^2)./sqrt((1+((4*E^2)-2)*r.^2+r.^4));
plot(x,y)                              % Graficando los resultados
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

Ingresando las características fundamentales del sistema diseñado en el software desarrollado, se obtienen los desplazamientos absolutos y relativos de la masa suspendida en función de la frecuencia de excitación (figura 69), para un sistema con una frecuencia natural de 1Hz y una razón de amortiguamiento de 0,25. Los desplazamientos de mayor magnitud se obtienen a frecuencias de excitación cercanos a la frecuencia natural.

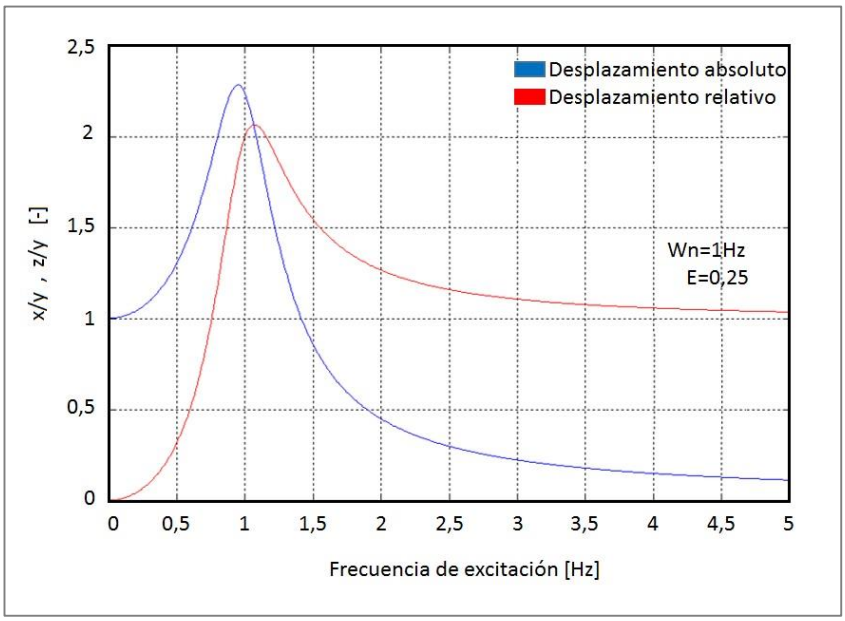


Figura 69: Desplazamiento absoluto y relativo de la masa suspendida en función de la frecuencia de excitación. (El autor)

Tomando los valores medios de la raíz cuadrada del desplazamiento relativo (ecuación 60) y la aceleración (ecuación 61), podemos graficar la curva de diseño ideal para diferentes valores de factor de amortiguamiento y frecuencia natural (figura 70), dicha gráfica se conoce como el diagrama de diseño, una herramienta muy útil para la selección de los parámetros óptimos del sistema de suspensión excitado en su base por una fuerza armónica.

$$S_z = RMS\left(\frac{Z}{Y}\right) \qquad 60$$

$$S_{\ddot{x}} = RMS\left(\frac{\ddot{X}}{YW_n{}^2}\right) \qquad 61$$

La curva señalada como curva de diseño ideal, indica los parámetros de suspensión óptimos para logara el mejor comportamiento dinámico de la suspensión ante excitaciones armónicas provenientes de la calzada, la curva de diseño se basa en una estrategia de minimización de

la aceleración absoluta en función del desplazamiento relativo para obtener el mejor aislamiento de las vibraciones mecánicas.

El proceso de optimización inicia tomando un valor de desplazamiento relativo de la suspensión (conocido en función de las características geométricas del diseño), trazando una línea recta que corte con la curva de diseño ideal y determinando los valores de la razón de amortiguamiento y la frecuencia natural ideales para esa frecuencia

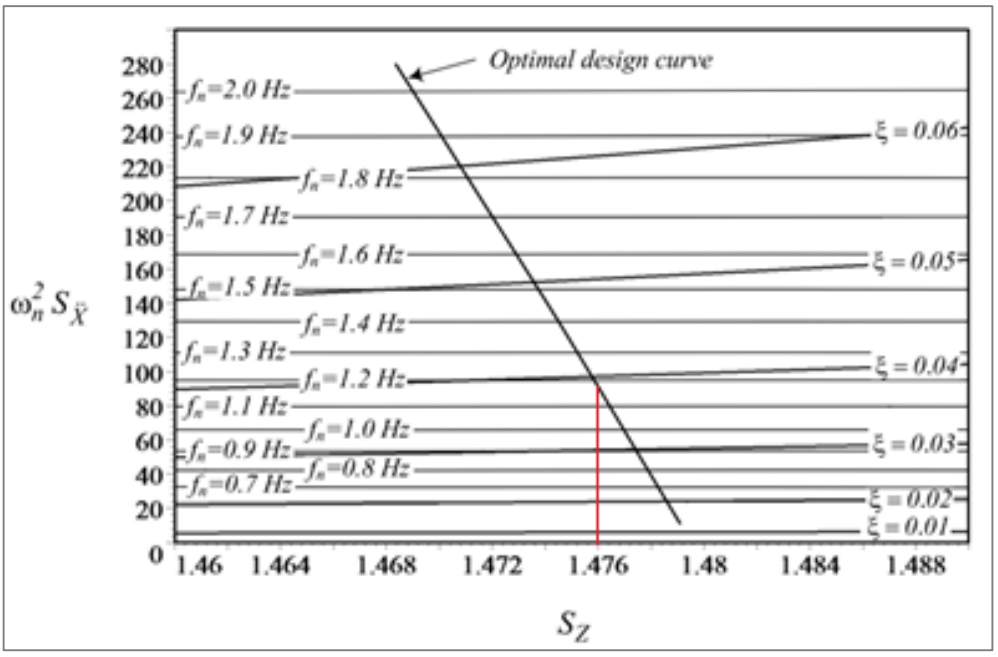


Figura 70: Diagrama de diseño de la suspensión, optimización para Sy=1.476. (Jazar)

Conocido el desplazamiento de la suspensión diseñada (14.76cm), y considerando que el vehículo circulará por una calzada irregular con un promedio de amplitud de $(F = 0{,}1m)$ (determinado en el apartado anterior), el desplazamiento relativo de la masa suspendida ante estas circunstancias es de:

$$S_z = \frac{Z}{Y} = \frac{d_s}{Y} = \frac{0.1476}{0.1} = 1.476$$

Trazando una línea vertical en el punto Sz calculado, que corte con la curva de diseño ideal (figura 70), considerando las características de la calzada y el desplazamiento vertical del sistema de suspensión diseñado, determinamos que la razón de amortiguamiento y la frecuencia natural ideales para que el sistema absorba de mejor manera las irregularidades de la calzada son:

$$W_n = 1.15Hz$$

$$\xi = 0.037$$

La frecuencia natural optimizada es muy similar a la frecuencia máxima admisible analizada en el apartado anterior, asumiendo una masa suspendida por rueda de 120Kg, los factores de diseño (rigidez y coeficiente de amortiguación) ideales para que el sistema logre el mayor aislamiento de las vibraciones mecánicas son:

$$K_e = (2\pi W_n)^2 * m = \ K_e = (2\pi * 1.15)^2 * 120 = 6265.22\ [N/m]$$

$$R_s = 2\xi\sqrt{K_e m} = 2 * 0.037\sqrt{6265.22 * 120} = 64\ [Ns/m]$$

Valores que difieren de los obtenidos por el método de dimensionamiento de dos grados de libertad (realizado en el apartado anterior), pero que sin embargo presentan un comportamiento dinámico superior ante vibraciones mecánicas de tipo armónicas aplicadas en la base del sistema. Sin embargo el comportamiento dinámico del sistema optimizado resulta ser inapropiado cuando el vehículo circula por una calzada regular, al ser excitado por su propio peso, dejando caer la masa suspendida desde una altura de 10 centímetros observamos que el sistema optimizado con un factor de amortiguamiento de 0.037 (excesivamente pobre), tarda más de 5 segundos en llegar al equilibrio estático.

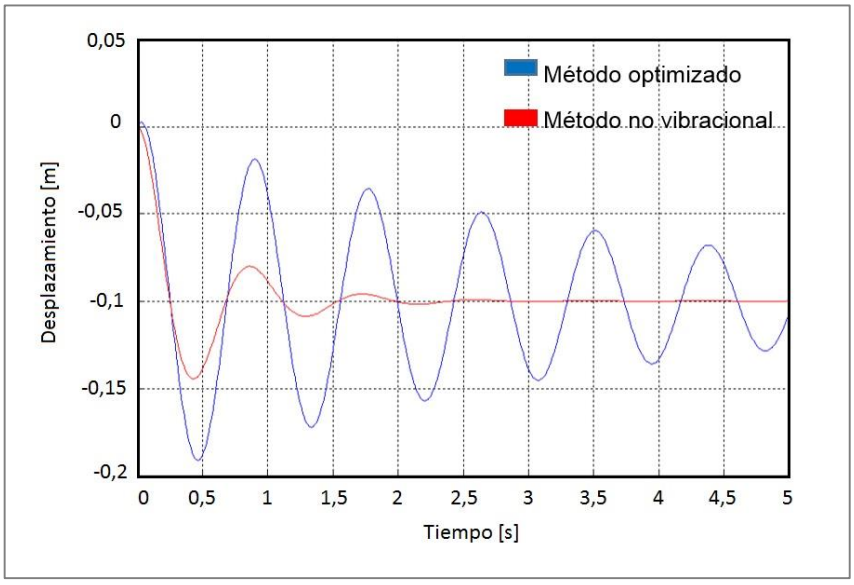


Figura 71: Comparativa del comportamiento dinámico del sistema dimensionado por métodos no vibracionales y el sistema optimizado. (El autor)

Sobre este principio se basan las suspensiones activas, que permiten variar el factor de amortiguamiento en función de las condiciones de la calzada, para obtener la máxima absorción de las oscilaciones en diversas circunstancias. En otras palabras los coeficientes ideales calculados respectivamente por el método no vibracional y por el método de optimización, permiten el mejor comportamiento del sistema en dos circunstancias extremas, el primero excitado por su propio peso y el segundo circulando por una calzada irregular.

Pero contar con un sistema de suspensión activo incrementaría sustancialmente los costos de fabricación del proyecto, por tal motivo a costa de perder cierta comodidad de los ocupantes durante la circulación por calzadas irregulares, utilizaremos la rigidez equivalente y el coeficiente de amortiguación calculados por el método no vibracional, y analizaremos su comportamiento ante una excitación de tipo armónica aplicada en su base, asegurando de esta manera que no sobrepase los límites de desplazamiento máximos establecidos.

Debemos tener presente que los valores de rigidez del muelle y coeficiente de amortiguación calculados son valores que se obtuvieron simulando un sistema reducido en el cual el muelle y el amortiguador se ubican en el centro de la rueda y en sentido perfectamente paralelo al eje vertical, en la práctica estos valores dependen de la geometría de la suspensión y del ángulo de inclinación formado por el eje de la pata telescópica y el eje vertical.

5.2.6 ANÁLISIS DEL SISTEMA SOMETIDO A VIBRACIÓN MECÁNICA.

El análisis del sistema sometido a una fuerza externa de tipo sinusoidal aplicada en su base se conoce como vibración armónica, en ecuaciones diferenciales lineales la respuesta a una excitación armónica es una función oscilatoria de amplitud constante.

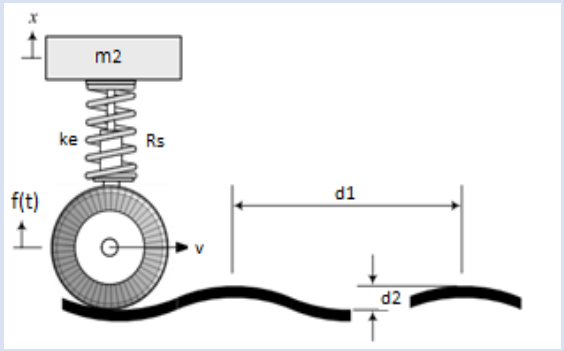
En el análisis anterior se consideró que la masa suspendida se sometía a una fuerza constante de magnitud igual al peso soportado por cada rueda, el análisis vibracional por el contrario considera que la masa suspendida se ve afectada por una fuerza variable en el tiempo de tipo armónica.

La masa soportada por el sistema, la constante de amortiguación y la rigidez equivalente fueron determinadas en el dimensionamiento del sistema de suspensión para una frecuencia específica de 1Hz, y optimizadas por medio de la teoría de frecuencias. Resta por determinar los factores relacionados con la fuerza de excitación, estos valores dependen de las características de la función de entrada, en otras palabras dependen de las características de la calzada sobre la cual circulará el vehículo.

El análisis vibracional del sistema de suspensión diseñado se realizará para una calzada que presente deformaciones o irregularidades con una longitud de onda de 2 metros (es decir la calzada presenta un pico y un valle cada dos metros de desplazamiento), con una amplitud pico a pico de 0,05 metros, cuando el vehículo circule a una velocidad de 30km/h.

Con esta información se calcula la función de excitación de la base del sistema por medio de la ecuación 40, obteniendo la ecuación 62 que describe el comportamiento de la calzada. Las constantes calculadas en el dimensionamiento del sistema de suspensión así como los valores característicos de la función osciladora de excitación se presentan en la tabla 30.

$$\boldsymbol{f(t) = 0.025\,\mathrm{sen}(26.17 * t)} \qquad \mathbf{62}$$



k_e	4737,41	[N/m]
R_s	377	[Ns/m]
m_2	120	[kg]
d_1	2	[m]
d_2	0.05	[m]
v	8.33	[m/s]

Tabla 30: Constantes y características del sistema vibracional modelado. (El autor)

Remplazando los valores conocidos y calculados presentados en la tabla 30, en la ecuación del movimiento vibracional armónicamente excitado en la base, se obtiene la ecuación diferencial lineal no homogénea de segundo grado con coeficientes constantes (ecuación 63), dicha ecuación representa el comportamiento dinámico de la masa suspendida para el sistema de suspensión modelado con dos grados de libertad, excitado por una fuerza externa variable de tipo armónica aplicada en su base.

$$\boldsymbol{120\ddot{x} + 377\dot{x} + 4737.41x = 246.65cos(26.17t) + 118.43sen(26.17t)} \qquad \mathbf{63}$$

Conocida la ecuación diferencial se procede a calcular las características del sistemas tales como: su frecuencia natural y la razón de amortiguamiento.

$$W_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_e}{m_2}} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{4737.41}{120}} = 1[hz]$$

$$\xi = \frac{R_s}{2m_2W_n} = \frac{377}{2 * 120 * 6.29} = 0.25[-]$$

Como se observa la frecuencia natural y la razón de amortiguamiento son las mismas características de diseño seleccionadas anteriormente, ni la frecuencia natural ni la razón de amortiguamiento se ven afectadas por la fuerza de excitación, en consecuencia la solución homogénea al sistema es la misma que se calculó en el análisis anterior, la parte homogénea de la ecuación diferencial del movimiento sigue representando un sistema sub-amortiguado, por lo que su solución general se representa como la suma de la solución homogénea y particular, la solución a la ecuación diferencial 63 es la ecuación 64. Por extensión máxima admisible del presente documento no se presenta la ecuación de la velocidad ni la aceleración de la masa suspendida, sin embargo fueron calculadas y analizadas a cabalidad.

$$x(t) = e^{-1.57t}\big(Acos(6.08t) + Bsen(6.08t)\big) + Ccos(26.17t) + Dsen(26.17t) \qquad 64$$

Teniendo presente que la solución particular debe satisfacer a la ecuación diferencial, en consecuencia las constantes C y D pueden determinarse remplazando la solución particular y sus derivadas en la ecuación diferencial 63, agrupando los factores comunes e igualando los coeficientes, se obtienen las constantes de proporcionalidad buscadas, en consecuencia la solución general se reduce a:

$$x(t) = e^{-1.57t}\big(Acos(6.08t) + Bsen(6.08t)\big) - 0.0033cos(26.17t) - 0.0011sen(26.17t)$$

La solución general presentada pertenece a una familia de curvas, determinar la solución específica requiere establecer las constantes (A, B, C y D), de manera que la solución refleje el comportamiento del sistema analizado en particular. Con lo cual obtenemos la ecuación del movimiento de la masas suspendida excitada por una fuerza armónica en su base, que modela el comportamiento de la masa suspendida en un sistema de suspensión cuando circula por un terreno irregular con características específicas, a una velocidad de 30km/h (ecuación 65).

$$x(t) = e^{-1.57t}\left(0.0033cos(6.08t) + 0.0056sen(6.08t)\right) - 0.0033cos(26.17t) - 0.0011sen(26.17t) \quad (65)$$

La ecuación presentada revela mucha información del sistema, facilita planificar acciones y modificaciones de diseño que permitan mejorar su comportamiento dinámico y vibracional. El sistema se puede analizar desde dos perspectivas, la primera considera una fuente de excitación, una fuerza externa aplicada en el centro de gravedad de la masa suspendida con una magnitud igual al su peso, la masa suspendida se deja caer desde el reposo en una posición inicial a 0.1m por encima del punto de equilibrio, este modelo es esencial para el dimensionamiento del sistema de suspensión pero ineficaz para el análisis vibracional.

El segundo análisis considera una fuerza armónica de excitación aplicada en la base del sistema (rueda), que refleja el comportamiento de la calzada si se suponen irregularidades de forma sinusoidal con una amplitud pico a pico de 0.05m y una longitud de onda de 2m cuando el vehículo circula a una velocidad de 30km/h sobre dicha calzada, este análisis permite visualizar el comportamiento del sistema (desplazamiento de la masa suspendida) al someterlo a una vibración armónica.

Bajo estas condiciones el comportamiento de la masa suspendida se presenta en la figura 72. El sistema diseñado permite reducir la amplitud del desplazamiento en una proporción cercana al 70%, en otras palabras la masa suspendida tiene un desplazamiento máximo 70% menor que la amplitud de la cresta máxima de la calzada.

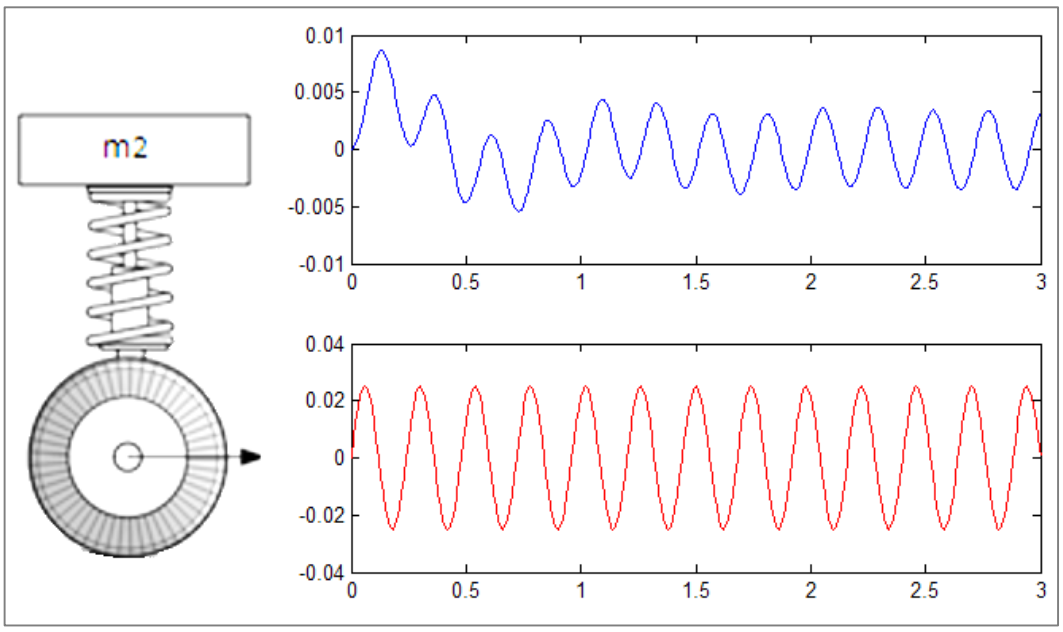


Figura 72: Desplazamiento de la masa suspendida ante una fuerza de excitación armónica aplicada en la base del sistema. (El autor)

Las condiciones bajo las cuales se desarrolló el modelado representan situaciones críticas con el vehículo circulando a la mitad de su máxima velocidad, sobre calzadas muy irregulares con crestas pronunciadas, manteniendo el desplazamiento de la masa suspendida en un umbral menor a 0,01m, en ambos casos la frecuencia natural de oscilación es de 1Hz.

El sistema en estudio alcanza el equilibrio en apenas 1,5 segundos (cesan los efectos de las condiciones iniciales), transcurrido este tiempo la masa suspendida presenta desplazamiento pico a pico de apenas 0,005 m un valor 10 veces menor que la amplitud máxima pico a pico de las irregularidades de la calzada.

El sistema mecánico de la suspensión dimensionado, seleccionado y modelado bajos criterios de frecuencia de oscilación natural, desplazamiento, velocidad y aceleración máximos admisible, presenta un comportamiento dinámico muy similar a vehículos comerciales de gama media-alta, con una frecuencia natural de oscilación de 1Hz y un desplazamiento máximo de 0,0075m bajo condiciones extremas de circulación.

5.2.7 AJUSTE EN FUNCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA.

Es este apartado se determinan las características principales de los componentes mecánicos del sistema de suspensión, en función del tipo de suspensión utilizados en el eje delantero y posterior, la carga dinámica soportada por cada uno de los ejes, la frecuencia natural de diseño, la geometría de la suspensión (específicamente el ángulo formado por la pata telescópica y el plano vertical).

5.2.7.1 DIFERENTES MODELOS DE SUSPENSIÓN SEGÚN LA CARGA SOPORTADA POR CADA EJE.

El dimensionamiento de la suspensión del vehículo diseñado se basó en el modelado dinámico de un cuarto del vehículo, suponiendo una distribución de carga ideal (50% en el eje delantero y 50% en el eje posterior), se utilizó esta suposición debido a que resulta imposible determinar con precisión la posición exacta del centro de gravedad de un vehículo en etapa de diseño. Sin embargo cuando los primeros prototipos estén construidos o en caso de desear analizar el comportamiento dinámico del sistema de suspensión de un vehículo particular, conociendo la posición exacta de su centro de gravedad y en consecuencia la distribución de carga (peso soportado por cada eje), se debe utilizar un modelo matemático y un procedimiento idénticos al aquí mostrado pero considerando una masa diferente para cada uno de los ejes, para lo cual se recomienda utilizar las ecuaciones 66 y 67.

$$m_2 d = \frac{Fzd}{Fzd + Fzt} * (m - 4m_1) \quad 66$$

$$m_2 t = \frac{Fzt}{Fzd + Fzt} * (m - 4m_1) \quad 67$$

Donde:

$m_2 d$=masa suspendida en el eje delantero [Kg]

$m_2 t$ = masa suspendida en el eje posterior [Kg]

Fzd= Carga soportada por el eje delantero [N]

Fzt= Carga soportada por el eje posterior [N]

m = masa total del vehículo [Kg]

m_1 = masa no suspendida en cada eje [Kg]

5.2.7.2 CÁLCULO DE LA RIGIDEZ REAL DEL SISTEMA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE LA SUSPENSIÓN.

Los resultados dinámicos presentados y el dimensionamiento de la suspensión se realizaron para un valor de rigidez específico, suponiendo que el muelle actuaba en sentido vertical sin ningún ángulo de inclinación, conectado directamente en el centro de la rueda. El cálculo de la rigidez y el coeficiente de amortiguamiento real requieren que se analice el comportamiento del muelle cuando actúa inclinado en relación con el plano vertical del vehículo y desfasado una distancia específica del centro de la rueda.

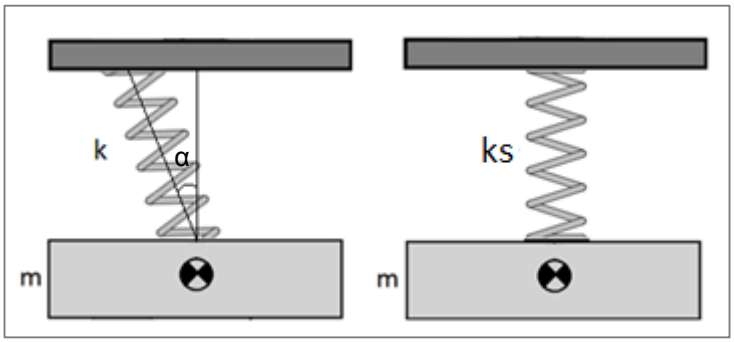


Figura 73: Modelo de resorte equivalente para remplazar un resorte inclinado. (El autor)

La figura 73 representa en comparativa la configuración de un resorte colocado en posición vertical frente a uno colocado formando un cierto ángulo con el eje vertical, físicamente podemos sustituir la rigidez de un resorte inclinado con uno equivalente que actúa en el mismo eje de desplazamiento de la masa (ecuación 68), ignorando las variaciones mínimas en el ángulo por el movimiento de la masa debido a que resultan insignificantes.

$$\boldsymbol{K = \frac{k_s}{\cos^2(\alpha)}} \qquad \mathbf{68}$$

La importancia de remplazar la rigidez calculada con una rigidez equivalente real radica en la selección de los componentes principales de la suspensión, el mismo principio se aplica al factor de amortiguamiento.

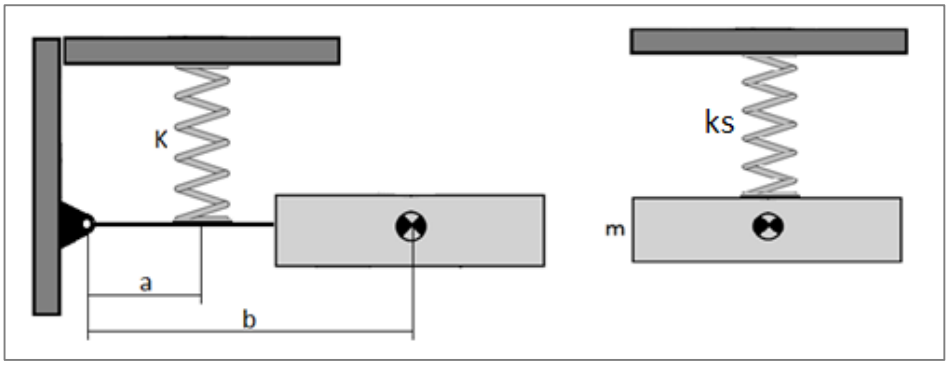


Figura 74: Modelo de resorte equivalente para remplazar un resorte desfasado. (El autor)

Si consideramos además que el punto de fijación inferior del resorte de la suspensión en un vehículo está sujeto a uno de los brazos (suspensión independiente de doble brazo en "A") y no apoyado directamente en la rueda, como se supuso para el cálculo (figura 74), físicamente se genera una reducción de la magnitud del desplazamiento del muelle en comparación con el desplazamiento de la masa suspendida (el muelle sufre un desplazamiento menor proporcional a las características geométricas de la suspensión), en consecuencia la fuerza producida por el muelle varía de manera directamente proporcional a la variación del desplazamiento, el desplazamiento (x_2) real del resorte en función del desplazamiento (x) de la masa suspendida, se puede calcular por medio de la ecuación 69.

$$\boldsymbol{x_2 = \frac{a}{b}x} \qquad \mathbf{69}$$

Si combinamos ambas situaciones (resorte inclinado y desfasado) y analizamos sus características podremos calcular el coeficiente de amortiguación, y la rigidez del sistema equivalentes, basándonos en los resultados obtenidos en el modelado dinámico, aplicando el modelo presentado en la figura 75.

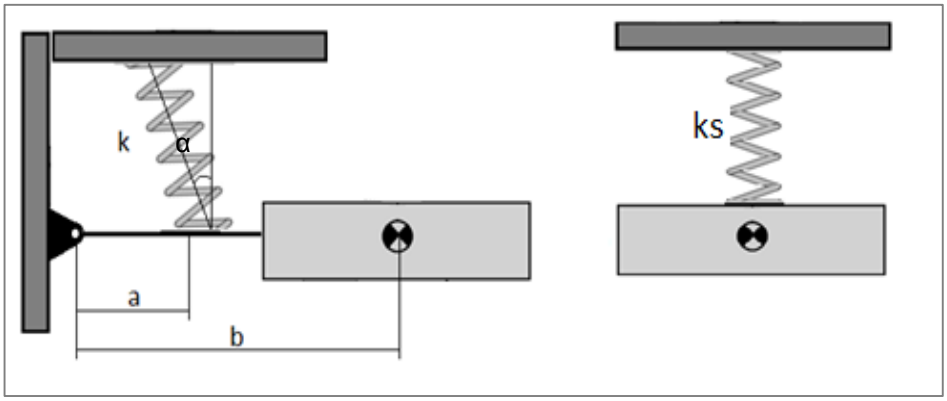


Figura 75: Modelo de resorte equivalente para un resorte inclinado y desfasado. (El autor)

En consecuencia la fuerza generada por el resorte (proporcional a su desplazamiento) se ve afectada por la posición de sujeción del muelle al brazo de la suspensión y el ángulo de inclinación de la pata telescópica, si consideramos ambos efectos combinados (inclinación y desplazamiento del muelle) podemos calcular una rigidez y un coeficiente de amortiguación real en función de las características geométricas de la suspensión, siempre que los valores equivalentes (calculados en el modelado y dimensionamiento) sean conocidos, utilizando las ecuaciones 70 y 71.

	Delantera	**Posterior**	**Unidades**
Distancia sujeción del muelle (a)	0.1	0.348	[m]
Distancia al centro de la rueda (b)	0.2	0.370	[m]
Angulo inclinación del muelle (α)	21.5	21.8	[°]
Rigidez del muelle calculada (k_s)	4756.08	4756.08	[N/m]
Coeficiente amortiguación calculado (R_s)	377	377	[Ns/m]
Rigidez del muelle real (k)	21976.24	6236.53	[N/m]
Coeficiente amortiguación real (R)	1742	494.35	[Ns/m]

Tabla 31: Valores reales de la rigidez del muelle y el coeficiente de amortiguación para la suspensión delantera y posterior diseñada. (El autor)

Se ha realizado el cálculo pertinente para los componentes de la suspensión diseñada, en función de la posición estimada de la sujeción del muelle al brazo superior y el ángulo de inclinación específico diseñado, los resultados obtenidos se presentan en la tabla 31.

$$\boldsymbol{k = \frac{k_s}{\left(\frac{a}{b}\cos(\alpha)\right)^2}} \quad \textbf{70}$$

$$\boldsymbol{R = \frac{Rs}{\left(\frac{a}{b}\cos(\alpha)\right)^2}} \quad \textbf{71}$$

Donde:

k= Rigidez real del muelle [N/m]

k_s= Rigidez calculada del muelle [N/m]

R= Coeficiente de amortiguación real [Ns/m]

R_s= Coeficiente de amortiguación calculado [Ns/m]

a= Distancia al punto de sujeción de la pata telescópica [m]

b = Distancia del punto de pivote del brazo de suspensión al centro de la rueda [m]

α= Ángulo de la pata telescópica con respecto al eje vertical.

5.3 GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN Y ÁNGULOS DE RUEDA.

En este apartado se analizan a profundidad las características geométricas del sistema de suspensión diseñado, se presentan los conceptos fundamentales referidos a los ángulos de rueda, recomendaciones bibliográficas y criterios de validación presentados en la bibliografía especializada, que permitan seleccionar los ángulos de ruedas más apropiados para el correcto dimensionamiento de la suspensión, asegurando en todo momento la integridad física de los ocupantes, confort y estabilidad de marcha.

El posicionamiento de los componentes del sistema de suspensión guarda estrecha relación con los del sistema de dirección, podemos afirmar que el sistema de suspensión forma parte integral del sistema de dirección ya que su correcto dimensionamiento asegura una fácil maniobrabilidad del vehículo.

La disposición de los componentes de la suspensión en combinación con los elementos del tren de rodaje y la dirección, deben asegurar el contacto permanente de las ruedas con la calzada, y ofrecer un comportamiento direccional correcto (que el vehículo siga la dirección exacta que el conductor desea), la geometría de los sistemas descritos comprenden varias cotas y ángulos, de ser correctamente seleccionados contribuyen a tener una estabilidad direccional y seguridad de marcha relacionada directamente con la posición de la rueda sobre la calzada.

5.3.1 ÁNGULO DE SALIDA DE PIVOTE.

El ángulo de pivote es el ángulo formado entre el eje vertical o eje de simetría de la rueda y el eje de simetría de las rótulas (en el caso de la suspensión independiente de doble brazo articulado), su principal objetivo es reducir al mínimo posible la fuerza necesaria para orientar las ruedas delanteras, en el supuesto caso que el eje de simetría de las rótulas fuese perpendicular al plano de rodadura (ángulo de pivote igual a cero), sería preciso un esfuerzo proporcional al rozamiento del neumático y la longitud del brazo de la mangueta (par resistivo), eliminar esta resistencia o por lo menos reducirla en gran medida se consigue acortando el brazo de pivote a un valor lo menor posible, si la longitud de este brazo llegase a ser cero solamente sería necesario vencer la resistencia debida al rozamiento del neumático.

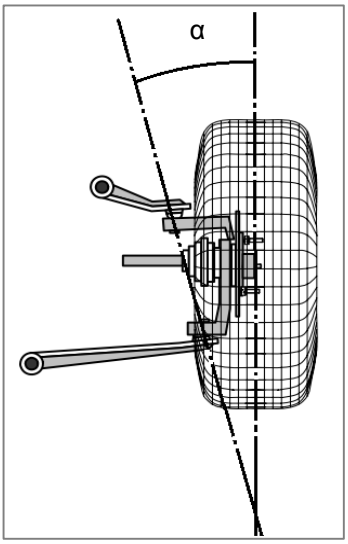


Figura 76: Angulo de pivote de una suspensión de doble brazo articulado. (El autor)

Para lograr anular por completo la longitud de dicho brazo, basta con seleccionar un ángulo de pivote tal que su prolongación pase por el centro de la superficie de contacto del neumático con la calzada, en teoría el punto de intersección óptimo para lograr reducir la fuerza

necesaria para guiar las ruedas directrices es el centro de la huella de contacto del neumático con la calzada.

En la práctica a costa de incrementar levemente la fuerza de guiado, se utilizan ángulos de pivote tales que el centro de intersección de la prolongación del pivote y el plano transversal de la rueda se sitúe levemente por encima (ángulo de salida negativo) o por debajo (ángulo de salida positivo) del punto ideal. Con un ángulo de salida positivo se crea un par resistente auto-alineante que tiende a mantener la trayectoria del vehículo en línea recta, en vehículos modernos dotados de suspensión independiente en el eje delantero, el ángulo de salida toma valores muy cercanos a cero e incluso valores negativos, que mejoran la estabilidad del vehículo en procesos de frenado sobre calzadas irregulares. (Jazar)

$$\boldsymbol{y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} * (x - x_{1)}} \qquad \mathbf{72}$$

El análisis del ángulo de salida del pivote se basa en la geometría analítica, específicamente en la ecuación de la recta conociendo dos puntos en el plano cartesiano (ecuación 72), sea cual fuese el ángulo de salida seleccionado, el eje de prolongación de las rótulas deberá pasar por dos puntos específicos del vehículo. Estos puntos son el punto de corte del eje de simetría de las rótulas con el plano transversal (punto A), y el centro de giro de la mangueta (punto B), ambos puntos son seleccionados por el diseñador y son conocidos de ante mano, en la figura 77 podemos observar la posición de dichos puntos y sus coordenadas cartesianas, tomando como origen de los ejes cartesianos el centro de la huella de contacto del neumático con la calzada.

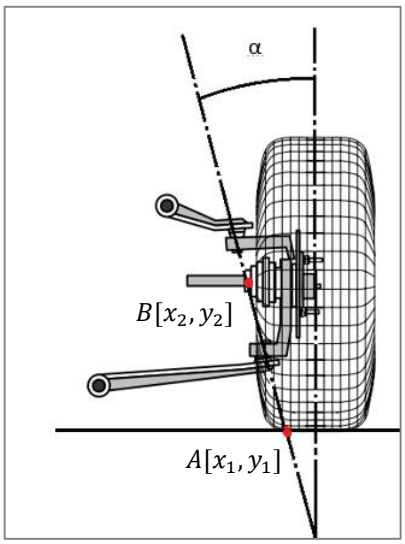


Figura 77: Puntos conocidos de la geometría para el análisis del ángulo de salida. (El autor)

Las coordenadas del punto $\boldsymbol{A}\ [\boldsymbol{x_1}, \boldsymbol{y_1}]$, se definen teniendo presente que la coordenada $[\boldsymbol{y_1}]$ al pasar por la línea de la calzada será siempre nula, mientras que la bibliografía especializada recomienda que la coordenada $[\boldsymbol{x_1}]$, sea lo menor posible cercana incluso a cero, en función de esta cota se designa el tipo de ángulo, si toma valores positivos estaríamos hablando de un ángulo de salida negativo, si toma valores negativos estaríamos hablando de un ángulo de salida positivo, si toma el valor de cero estaríamos hablando de un ángulo de salida neutro.

Por su parte las coordenadas del punto $B\ [x_2, y_2]$, son características de las dimensiones de la rueda montada ($y_2 = radio\ bajo\ carga\ del\ neumatico$) y del centro de giro de las rótulas. Las coordenadas del punto A y B utilizadas para obtener la ecuación de la recta de simetría de los pivotes y por lo tanto el ángulo de salida se presentan en la tabla 32.

Coordenadas	Salida positiva	Salida neutra	Salida negativa	Unidades
$\boldsymbol{x_1}$	-0.025	0	0.025	[m]
$\boldsymbol{y_1}$	0	0	0	[m]
$\boldsymbol{x_2}$	-0.05	-0.05	-0.05	[m]
$\boldsymbol{y_2}$	0.230	0.230	0.230	[m]

Tabla 32: Coordenadas cartesianas utilizadas para determinar el ángulo de salida. (El autor)

Remplazando los valores conocidos, presentados en la tabla 32, propios de las características geométricas del vehículo diseñado, obtenemos las ecuaciones 73, 74 y 75 que describen la recta de simetría de las rótulas para un ángulo de salida positivo, neutro y negativo, respectivamente, dicha recta pasa por los centro de los pivotes de dirección y cortan el plano de la calzada en la posición seleccionada por el diseñador.

$$\boldsymbol{y = -9.2x - 0.23} \quad \textbf{73}$$

$$\boldsymbol{y = -4.6x} \quad \textbf{74}$$

$$\boldsymbol{y = -3.006x + 0.0765} \quad \textbf{75}$$

En la figura 78 podemos apreciar las gráficas de las rectas de simetría de las rótulas, a dicha figura se ha añadido la geometría de la rueda montada de color verde, se presenta además el punto de intersección de la recta de simetría con el plano de la calzada y los ángulos de pivote seleccionados para cada caso.

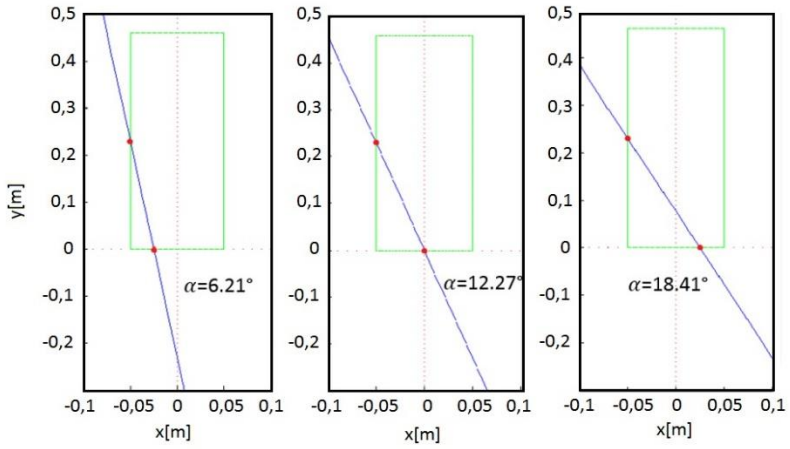


Figura 78: Ángulos de pivote posibles para el diseño realizado. (El autor)

Si se conoce la ecuación de la recta que pasa por los centros de las rótulas, podemos diseñar el cubo de rueda de tal manera que las manguetas se articulen en un punto específico para cada brazo de suspensión, logrando que los puntos de articulación pasen por la recta de simetría. En otras palabras una vez seleccionado el ángulo de pivote podemos estimar los puntos de articulación de la suspensión que satisfagan la ecuación de la recta de simetría seleccionada.

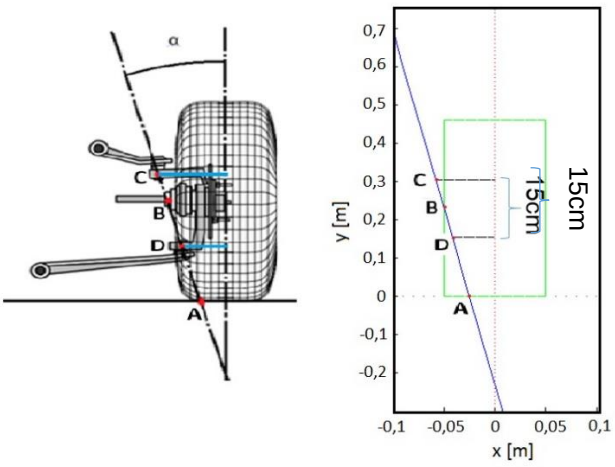


Figura 79: Modelo utilizado y resultados obtenidos en el cálculo del ángulo de pivote y los puntos de articulación de los brazos de suspensión. (El autor)

Con la finalidad de seleccionar el ángulo óptimo de pivote y poder realizar un análisis de los tres sistemas descritos (positivo, neutro y negativo), se ha desarrollado un software en MATLAB ® que calcula la ecuación de la recta de simetría, el ángulo de pivote y presenta la posición de los puntos de articulación (rótulas) de los brazos de suspensión, para valores

característicos ingresados por el diseñador, por cuestiones de extensión no se presenta el algoritmo de programación desarrollado, el modelo utilizado se puede apreciar en la figura 79. Los resultados obtenidos (coordenadas de los puntos de intersección con la calzada, ángulo de pivote, y las coordenadas de los puntos de articulación de la suspensión calculados, para un ángulo de pivote positivo de 6.21° y una distancia entre rótulas de 15cm, se presenta en la tabla número 33.

Puntos	Coordenada [x]	Coordenada [y]	Unidades
A	-0.025	0	[m]
B	-0.05	0.230	[m]
C	-0.0582	0.305	[m]
D	-0.0418	0.155	[m]

Tabla 33: Resultados obtenidos para un ángulo de pivote positivo de 6.21°. (El autor)

5.3.2 ÁNGULO DE CAÍDA DE LA MANGUETA.

El ángulo de caída de la mangueta es una inclinación leve que se da a la mangueta de las ruedas delanteras y posteriores con respecto al eje horizontal, con la finalidad de desplazar y disminuir el empuje lateral de los cojinetes del pivote, esta cota genera que el eje de simetría del neumático guarde un cierto ángulo (proporcional) con el eje vertical.

Inclinando la rueda un cierto ángulo con respecto a la vertical se consigue descomponer el peso soportado por el eje en dos vectores, uno que actúa paralelo al plano de simetría de la rueda y otro dirigido en el sentido del eje de la mangueta, reduciendo el momento de flexión de la mangueta, producido por el peso que descansa sobre ella, mejorando su estabilidad direccional y reduciendo las solicitaciones mecánicas sobre esta pieza del vehículo.

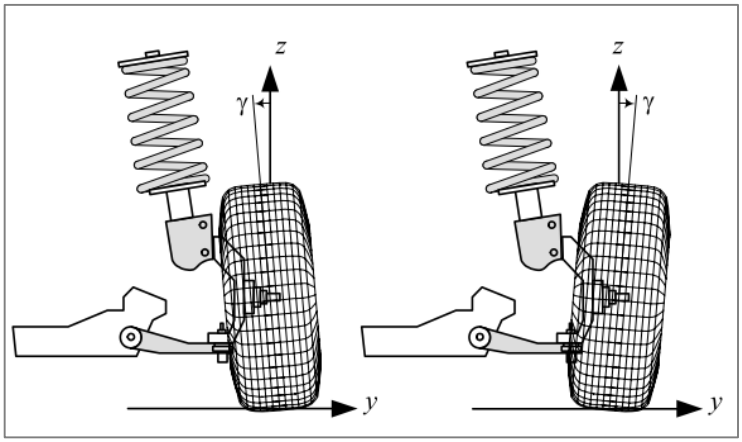


Figura 80: Ángulos de inclinación de la mangueta positivo y negativo. (Jazar)

Un ángulo de caída bien dimensionado alivia la carga de los cojinetes y aumenta la superficie de contacto del neumático sobre la calzada, sin embargo inclinar la rueda genera: una reducción en el ángulo de salida o de pivote, un desgaste irregular de los neumáticos, afecta negativamente al comportamiento direccional y perturba al proceso de frenado y la aceleración; por lo que se debe prestar atención a sus efectos negativos, trabajar conjuntamente con ambos ángulos y mantenerlos dentro de los valores aceptables mínimos posibles.

La caída de la rueda puede tomar valores positivos y negativos, si la rueda se inclina hacia el chasis la caída es positiva, por el contrario si la rueda se inclina fuera del chasis se denomina caída negativa. La fuerza que un neumático pude desarrollar depende en gran medida del área de contacto con la calzada y de su inclinación con respecto al eje vertical a la calzada, por lo que el ángulo de caída tiene un efecto importante sobre el comportamiento del automóvil.

No existe un número mágico para seleccionar el ángulo de inclinación, en realidad no existe un número mágico para ningunos de los ángulos de la rueda, pero se ha comprobado que un neumático desarrolla su fuerza lateral máxima con un ángulo pequeño de inclinación, para mejorar el comportamiento de los neumáticos durante el giro, la suspensión debe ofrecer un ángulo de caída ligero (menor a 5°) en la dirección de rotación. (Jazar)

La bibliografía especializada recomienda mantener el ángulo de caída lo menor posible, un ángulo excesivo genera problemas de desgaste irregular en el neumático y la reducción de las habilidades de aceleración y frenado, aunque favorece a la toma de curvas, en vehículos modernos el ángulo de inclinación de la rueda toma valores muy cercanos a cero.

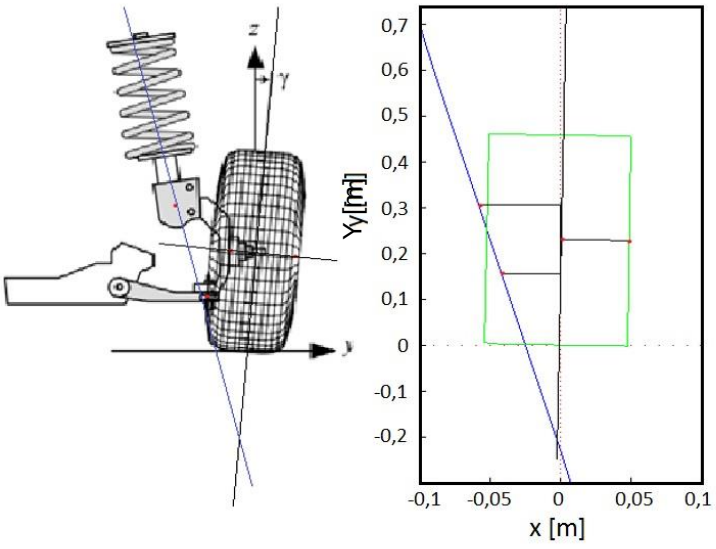


Figura 81: Ejes de simetría de la mangueta, putos de pivote y periferia del neumático, en función del ángulo de caída seleccionado 2,5°. (El autor)

Atendiendo a estas recomendaciones hemos seleccionado un ángulo de caída negativo de apenas 2.5° (figura 81), un ángulo ideal que permite reducir la carga sobre la mangueta a un valor de 1176.07N y generar una fuerza en el eje de la mangueta con dirección hacia el interior del vehículo con una magnitud de 51.35N, sin generar una deformación excesiva de los neumáticos, consiguiendo un desgaste casi simétrico.

5.3.3 ÁNGULO DE AVANCE.

Se denomina ángulo de avance de la rueda a la inclinación que se le da al pivote para lograr que la prolongación del eje de simetría de las rótulas corte el plano de la superficie de rodadura una distancia especifica por delante del centro de la huella de contacto del neumático con la calzada, es decir se forme un ángulo especifico entre el eje de pivote y el eje vertical (perpendicular al plano de rodadura).

El principio físico en el que se basa el ángulo de avance de la rueda, se fundamenta en una acción de remolque de las ruedas delanteras, que busca mantener las ruedas orientadas en el sentido de marcha del vehículo (línea recta), en la mayoría de vehículos destinados al transporte de pasajeros, se construyen con un ángulo de avance negativo de 4° a 6°, este ángulo tiende a enderezar la rueda cuando el vehículo se desplaza hacia adelante, favoreciendo la estabilidad de la marcha y mejorando la sensación de la dirección. (Jazar).

No se recomienda utilizar ángulos de avance mayores a 6°, un ángulo de avance excesivamente elevado genera una acción de alineamiento de las ruedas enérgico al momento de salir de una curva, un efecto peligroso e indeseable, en igual proporción se incrementa la fuerza necesaria para orientar las ruedas; por el contrario un ángulo de avance inferior a 4° genera una fuerza de remolque muy pobre y en consecuencia un sistema de dirección que se siente lento referente al tiempo requerido para la alineación. (Jazar)

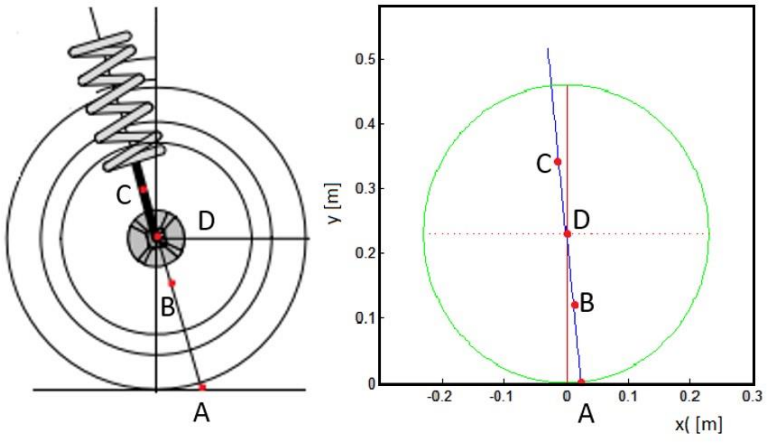


Figura 82: Eje de pivote en función del ángulo de avance seleccionado 5°. (El autor)

El modelo utilizado para la selección del ángulo de avance y el cálculo de las coordenadas de los puntos de articulación de las suspensión se muestra en la figura 82, en donde los puntos mostrados (A, B, C, D) son respectivamente: el punto de corte del eje de simetría de la pata telescópica con el plano horizontal de la calzada, el punto de articulación del brazo inferior de la suspensión, el punto de articulación del brazo superior de la suspensión, y el centro de la rueda.

Las coordenadas cartesianas de los puntos principales de la geometría de la suspensión para un ángulo de avance de 5°, y una distancia vertical de 0.15m entre los puntos de articulación de los brazos de suspensión se presentan en la tabla 34.

Puntos	Coordenada [x]	Coordenada [y]	Unidades
A	0.0241	0	[m]
B	0.0079	0.305	[m]
C	0	0.230	[m]
D	-0.0079	0.155	[m]

Tabla 34: Coordenadas de los puntos principales del eje de avance. (El autor)

5.3.4 CONVERGENCIA, DIVERGENCIA Y ÁNGULO DE CONFIANZA.

Durante la marcha del vehículo la rueda inclinada longitudinal y transversalmente, describe un cono con su vértice ubicado en el exterior del vehículo (caída negativa) o en el interior (caída positiva), lo que a su vez genera que la rueda trate de seguir la trayectoria curva dibujada por el cono, para eliminar este efecto negativo que afecta la estabilidad de marcha, se suele cerrar o abrir las rueda en la parte delantera.

Se denomina convergencia o divergencia a la distancia medida entre la parte delantera y trasera de las ruedas de un mismo eje, en dos puntos diametralmente opuestos de las ruedas a la altura de su centro; cuando un par de ruedas se fija de modo que su eje de simetría apunta una hacia la otra y tienden a cortarse por delante del vehículo, se denomina una convergencia positiva, por el contrario cuando su eje de simetría tiende a cortarse en la parte trasera del vehículo se denomina convergencia negativa o divergencia.

La convergencia o divergencia de un vehículo se puede expresar en grados, como el ángulo formado entre el eje longitudinal y el plano de simetría de las ruedas, pero de manera general suele expresarse como la diferencia del ancho de vía entre los bordes delantero y trasero de las ruedas delanteras del vehículo. El ajuste adecuado de la convergencia afecta

directamente a tres situaciones: el desgaste de los neumáticos, la estabilidad de marcha en línea recta y al tomar una curva.

El ajuste de la convergencia de un vehículo en particular, se establece como un compromiso entre la estabilidad en línea recta, proporcionada por la convergencia y la rápida respuesta de la dirección proporcionada por la divergencia, en vehículos de calle suele preferirse la convergencia. (Jazar)

Analizar los efectos de la convergencia y la divergencia referidos a la estabilidad de la marcha, pérdida de potencia y desgaste de los neumáticos, permite establecer la convergencia óptima para el vehículo diseñado, se ha seleccionado un valor tal que en condiciones de circulación normales se logre alcanzar un valor próximo a cero, una convergencia de cero genera una respuesta de la conducción aceptable, mínima pérdida de potencia y el menor desgaste de los neumáticos.

Por su parte el ángulo de confianza no es más que el ángulo formado por la línea central del vehículo y el eje perpendicular al eje trasero, este ángulo no es calculable, no debe tomar otro valor diferente de cero, en otras palabras este ángulo no debe existir, asegurando de esta manera el paralelismo total de los ejes delantero y posterior y la igualdad exacta entre la distancia de ejes de ambos lados del vehículo. En vehículos afectados por accidentes o golpes fuertes o que presenten fallas de construcción aparece este ángulo tan indeseable.

5.3.4.1 VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN DE LA RUEDA CON EL COMPORTAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN.

Los valores de los ángulos de caída y de pivote conjuntos, determinan la posición relativa de la rueda con respecto al plano transversal de la suspensión, dichos ángulos se determinan por el constructor con la finalidad de conseguir un posicionamiento correcto del neumático contra la calzada.

El ángulo de inclinación de la rueda se ha calculado de tal manera que se consigue el mejor apoyo del neumático con la calzada, sin generar un desgaste irregular excesivo del neumático, sin embargo este ángulo no es invariable, en condiciones de carga diferentes a las calculadas y durante el accionamiento de la suspensión, el ángulo de inclinación de la rueda se ve gravemente afectado por la deformación de la geometría de la suspensión necesaria para absorber las irregularidades de la calzada.

Este comportamiento compromete de sobremanera la estabilidad de marcha del vehículo pero escapa del control de los diseñadores, no se puede determinar un ángulo de inclinación que permanezca invariable al accionar la suspensión, sin embargo si se puede estudiar los efectos de la suspensión, conociendo su desplazamiento máximo y determinando el comportamiento extremo del ángulo de inclinación de la rueda.

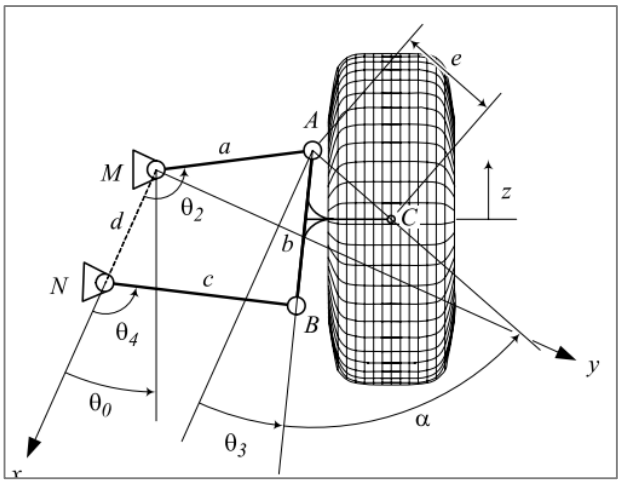


Figura 83: Modelo utilizado para el análisis de la variación del ángulo de inclinación. (Jazar)

En una suspensión independiente de doble trapecio articulado, la variación de la inclinación de la rueda es una función de las dimensiones de los brazos de suspensión, cuando la rueda se mueve hacia arriba o hacia abajo con respecto a la carrocería del vehículo, se genera una variación del ángulo de inclinación; el modelo utilizado para el análisis se puede apreciar en la figura 83.

La relación de las longitudes de los brazos de suspensión (c/a) determina la amplitud de la variación angular en la inclinación de la rueda, la distancia horizontal entre los puntos de anclaje al chasis (M, N) es una función de la longitud de los brazos, ya que la posición de los puntos de pivote fueron determinados en el apartado anterior, la inclinación positiva de la rueda queda determinada por las distancias b y d. En vehículos modernos esta distancia es igual cuando el vehículo se encuentra en posición de equilibrio, el comportamiento dinámico de la suspensión seleccionada y la variación del ángulo de inclinación de la rueda en función del desplazamiento de la suspensión se puede calcular de manera visual utilizando modelos tridimensionales del mecanismo diseñado y manipulándolos virtualmente.

Realizando este procedimiento se concluye que el ángulo de inclinación del vehículo diseñado no supera el límite de 5° impuesto por el diseñador, incluso durante la máxima deformación de la suspensión positiva y negativa 0.14 metros, asegurando de esta manera un correcto comportamiento dinámico y un óptimo apoyo de las ruedas sobre la calzada en toda la interface del desplazamiento admisible de la suspensión.

En algunos tipos de suspensión, con recorridos pronunciados, al oscilar producen variaciones lo bastante grandes como para afectar el valor de la convergencia al variar la longitud de los brazos de acoplamiento de la cremallera, los efectos producidos por el movimiento de la suspensión y la variación de la convergencia, de igual manera se pueden estimar visualmente utilizando modelos tridimensionales del mecanismo diseñado y manipulándolos virtualmente.

Realizando este procedimiento se determinó que el ángulo de convergencia no se ve afectado en más de 1° durante el máximo desplazamiento de la suspensión diseñada.

Este comportamiento casi estático (variaciones mínimas) de los ángulos de la rueda, se debe a las características propias del vehículo diseñado, con desplazamientos de la suspensión pequeños y longitudes de los brazos relativamente cortas 0,15 m, la variación de las características geométricas del conjunto formado por los mecanismos de la suspensión y la dirección se ven muy poco afectadas por el desplazamiento de la suspensión.

5.4 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN.

El mecanismo de dirección es el encargado de girar las ruedas delanteras de manera que sigan una orientación determinada, para que el vehículo se desplace por una trayectoria establecida por el conductor, el diseño de la geometría de la dirección plantea una serie de requerimientos y desafíos que se presentarán en este capítulo, aplicados al vehículo diseñado.

5.4.1 CINEMÁTICA DE LA DIRECCIÓN.

El modelo utilizado para el análisis de la cinemática del sistema de dirección se presenta en la figura 84. La formulación matemática y los conceptos presentados se han tomado de la bibliografía especializada, correctamente citada en sus respectivos apartados.

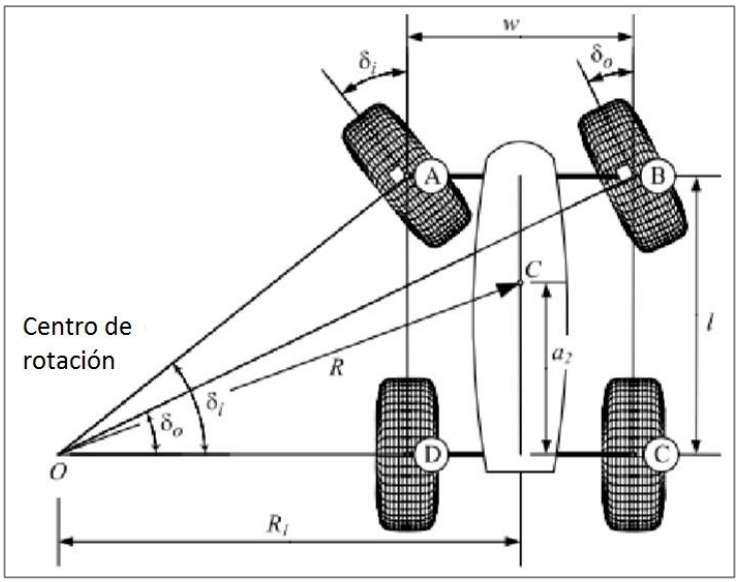


Figura 84: Modelo utilizado para el análisis cinemático de la dirección. (Jazar)

Cuando un vehículo de dos ejes con dirección delantera toma una curva, existe una condición dinámica que permite su movimiento de rotación sin generar arrastre de la rueda interior, esta condición es conocida con el nombre de la condición o el teorema de Ackerman, la relación entre los ángulos de giro de las ruedas interior y exterior a la curva se define matemáticamente por medio de la ecuación 76:

$$\boldsymbol{\cot(\delta_0) - \cot(\delta_i) = \frac{w}{l}} \qquad \mathbf{76}$$

Donde:

δ_0= Ángulo de dirección de la rueda exterior [°]

δ_i= Ángulo de dirección de la rueda interior [°]

w= Distancia entre los planos de simetría de las ruedas [m]

l= Distancia entre ejes [m]

Claramente el valor de (w/l) es una constante ya que ni la distancia entre los planos de simetría de las ruedas, ni la distancia entre los ejes del vehículo cambia durante una acción de giro, por tal razón los ángulos de las ruedas delanteras son directamente proporcionales, La posición del centro de masa del vehículo queda definido en coordenadas polares, por el vector que define su radio de giro con respecto al centro de giro del vehículo y su ángulo de inclinación, que se calculan por medio de las ecuaciones 77 y 78 respectivamente.

$$\boldsymbol{R = \sqrt{a_2{}^2 + l^2 cot^2(\delta)}} \qquad \mathbf{77}$$

$$\boldsymbol{\cot(\delta) = \frac{\cot(\delta_0) + \cot(\delta_i)}{2}} \qquad \mathbf{78}$$

Donde:

R= Radio de giro del centro de gravedad del vehículo [m]

δ= Ángulo de giro del centro de gravedad del vehículo [m]

a_2= Posición longitudinal del centro de gravedad del vehículo [m]

l = Distancia entre ejes [m]

δ_0= Ángulo de dirección de la rueda exterior [°]

δ_i= Ángulo de dirección de la rueda interior [°]

Conociendo las características geométricas del vehículo en estudio, se puede determinar la relación correcta entre los ángulos de las ruedas interior y exterior al tomar una curva, para cumplir con el teorema de Ackerman, la intersección de los ejes de giro dispuestos por las ruedas interna y externa debe ubicarse en un punto de la prolongación del eje posterior. La relación óptima entre los ángulos de las ruedas para nuestro vehículo en particular se presenta en la figura 85.

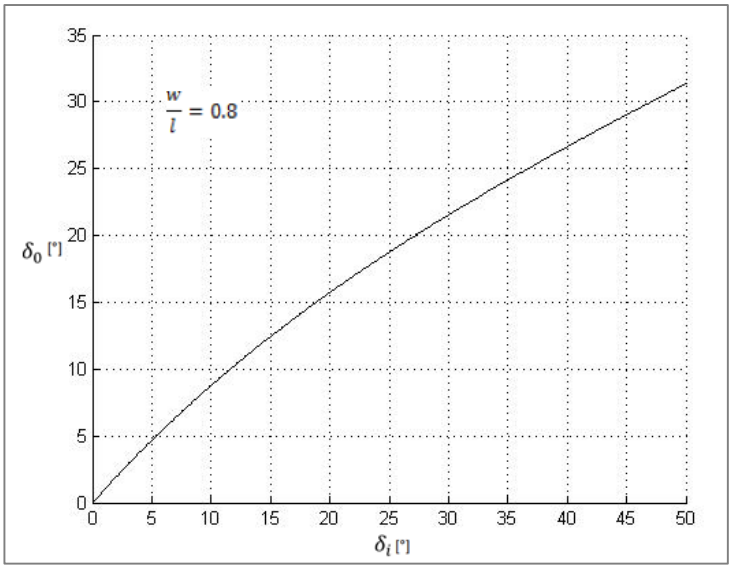


Figura 85: Relación óptima de los ángulos de giro de las ruedas para cumplir con el teorema de Ackerman. (El autor)

La distancia sobre la prolongación del eje posterior donde se intersectan las rectas perpendiculares al plano de simetría de las ruedas interior y exterior (punto 0), se puede calcular por medio de la ecuación número 79.

$$\boldsymbol{R_1 = lcot(\delta_i) + \frac{w}{2}} \qquad \textbf{79}$$

Donde:

R_1= Distancia del punto de intersección al eje longitudinal del vehículo [m]

l= Distancia entre ejes [m]

δ_i= Ángulo de dirección de la rueda interior [°]

w= Distancia entre los planos de simetría de las ruedas [m]

Una característica importante que permite validar el diseño del sistema de dirección de un vehículo en particular, es la distancia requerida para completar una acción de giro completa de 360°, claro está que el radio del círculo descrito por el vehículo depende de manera directa de la inclinación que se dé a la dirección, una inclinación leve genera un círculo de giro con un radio amplio. Para determinar el radio de giro mínimo que el vehículo requiere para desarrollar un giro completo de 360°, se puede utilizar la ecuación 79 considerando el máximo ángulo de giro posible de la rueda interior.

Basado en este principio se ha determinado que el espacio mínimo requerido por nuestro vehículo para completar una acción de giro completo de 360° es de 4,62 m. Estas y otras características propias de la dirección diseñada se pueden evaluar para una serie de condiciones de operación (giros completos, giros parciales, giros en reversa) en función del ángulo de giro de la rueda interior, utilizando las fórmulas presentadas anteriormente.

5.4.2 MECANISMO DE ACCIONAMIENTO DE LA DIRECCIÓN.

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras con la finalidad de obligar al vehículo a seguir una trayectoria deseada por el conductor; deberá ser un sistema preciso, de fácil accionamiento y no transmitir vibraciones al volante.

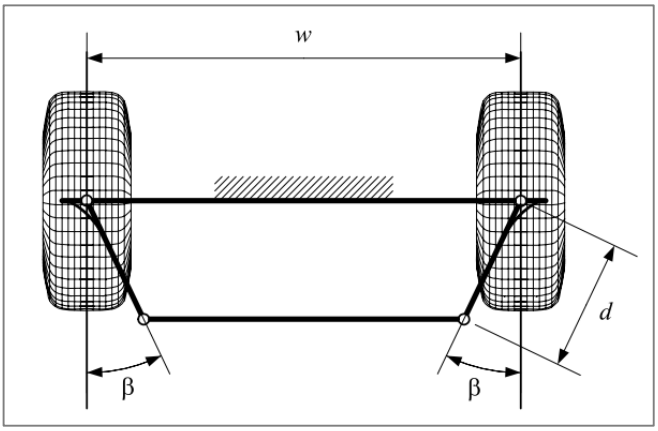


Figura 86: Mecanismo de dirección trapezoidal. (Jazar)

El la figura 86 se muestra un sistema de dirección con cuatro barras simétricas, este sistema se conoce como mecanismo de dirección trapezoidal, es uno de los más usados en vehículos de dirección delantera ya que cumplen con un mínimo error con el teorema de Ackerman, durante décadas se ha utilizado con éxito en vehículos de todo tipo.

El sistema de trapecio tiene dos parámetros característicos de los cuales depende su comportamiento dinámico, dichos parámetros son: el ángulo formado por los brazos (β), y la longitud del brazo Pitman (b). La relación entre los ángulos de dirección interior y exterior de un mecanismo trapezoidal se puede calcular utilizando la ecuación 80.

$$\boldsymbol{sen(\beta + \delta_i) + sen(\beta - \delta_0) = \frac{w}{d} + s\sqrt{\left(\frac{w}{d} - 2sen(\beta)\right)^2 - (cos(\beta - \delta_0) - cos(\beta + \delta_i))^2}} \qquad \mathbf{80}$$

Donde:

β = Ángulo del brazo Pitman. [°]

δ_i= Ángulo de dirección de la rueda interior [°]

δ_0= Ángulo de dirección de la rueda exterior [°]

w= Distancia entre los planos de simetría de las ruedas [m]

d= Longitud del brazo Pitman [m]

El la figura 87 se presenta en comparativa el comportamiento del sistema de dirección ideal (cumple con el teorema de Ackerman) del vehículo diseñado y el comportamiento de un sistema de dirección trapezoidal, la relación entre los ángulos de giro de las ruedas interna y externa se han calculado para valores específicos propios del diseño realizado, con un ancho de vía del eje delantero de 1.25m y una distancia entre ejes de 1.56 m, para diversos valores del ángulo del brazo Pitman.

Analizando la figura 87 podemos determinar que el ángulo (β) ideal para una longitud de 0,15m de los brazos Pitman es de 25°, dicho ángulo permite tener un comportamiento casi ideal del sistema, es el ángulo que más se acerca al comportamiento ideal (Ackerman) de la dirección hasta los 45°de giro, un valor muy cercano al máximo ángulo de giro de la rueda interna. Del análisis anterior se concluye que la longitud y el ángulo ideal de los brazos de dirección son 0,15 m y 25° respectivamente, un sistema con estas características es el mejor simulador del mecanismo de Ackerman, específicamente para las características geométricas del vehículo diseñado.

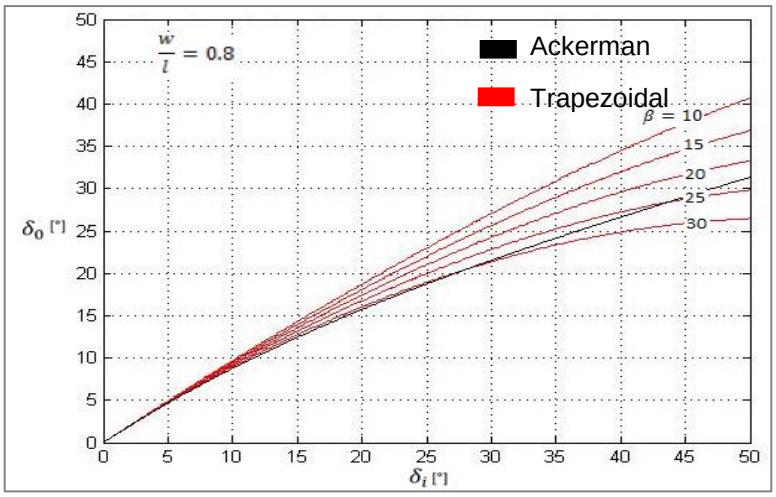


Figura 87: Comportamiento del mecanismo de dirección trapezoidal en comparación con el mecanismo de Ackerman ideal. (El autor)

El mecanismo de la dirección inicia con la entrada de comando del conductor, mediante un volante, el movimiento circular del volante se transmite mediante un eje y articulaciones de tipo cruceta a una caja reductora de engranajes, por lo regular de piñón y cremallera en donde el movimiento circular se transforma en movimiento lineal, la salida de la cremallera se conecta a las ruedas delanteras, mediante unos brazos de dirección llamados brazos Pitman, dichos brazos están unidos al cubo de rueda mediante pernos y en algunos casos constituyen una pieza única.

Para lograr cumplir con el teorema de Ackerman, dotar al vehículo de un ángulo de giro mínimo de 35° y permitir ángulos de dirección diferentes entre la rueda interior y exterior, se utiliza una configuración de tipo paralelogramo, la relación de desmultiplicación entre el movimiento de giro del volante y el ángulo de giro de la rueda por lo general es de 10:1, este valor es diferente para las ruedas interior y exterior, tiene un comportamiento no lineal y es una función del ángulo de la rueda. (Jazar)

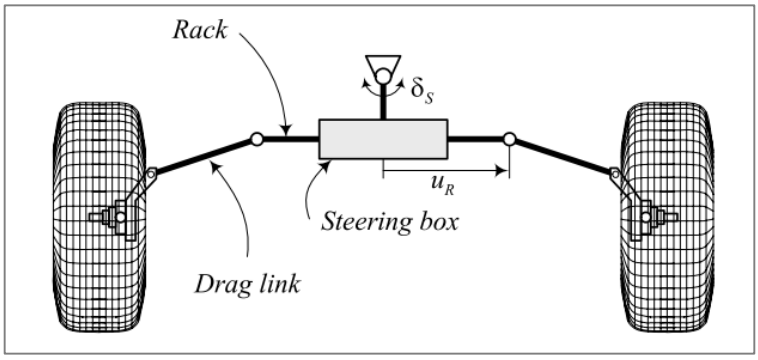


Figura 88: Mecanismo de dirección de piñón y cremallera. (Jazar)

En el sistema de dirección accionado por un mecanismo de piñón y cremallera, el cuerpo de la cremallera se puede colocar por delante o por detrás del eje delantero, sin que esto afecte su comportamiento. El comando de dirección aplicado en forma angular por el conductor se transforma en un desplazamiento lineal proporcional a la razón de desmultiplicación del mecanismo reductor, este movimiento lineal llega a los brazos Pitman por mediación de las barras de acoplamiento (figura 106). El ángulo de dirección adoptado por las ruedas interior y exterior en función del comando dado por el conductor se puede calcular mediante las fórmulas 81, 82 y 83.

$$\boldsymbol{u_R = u_R(\delta_s)} \quad \textbf{81}$$

$$\boldsymbol{\delta_i = \delta_i(u_R)} \quad \textbf{82}$$

$$\boldsymbol{\delta_0 = \delta_0(u_R)} \quad \textbf{83}$$

Donde:

u_R= Desplazamiento lineal de la cremallera. [m]

δ_s= Ángulo de giro aplicado en el volante [°]

δ_i= Ángulo de dirección de la rueda interior [°]

δ_0= Ángulo de dirección de la rueda exterior [°]

CAPÍTULO VI.

6. ANÁLISIS ESTRUCTURAL ESTÁTICO DEL CHASIS Y LA JAULA DE SEGURIDAD.

El proceso de diseño del chasis y la jaula de seguridad inicia con el modelado de sus componentes, asumiendo una geometría ya definida de la carrocería y la posición de los elementos mecánicos principales, el diseño del chasis y la carrocería deberán acoplarse perfectamente a los deseos del diseñador, cumplir con las exigencias mecánicas y de seguridad establecidas, resultar liviano y fácil de construir. Lograr cumplir a cabalidad con estas exigencias plantea una serie de desafíos técnicos cuya solución se analiza en este apartado.

Una vez que la geometría del chasis y la carrocería se han definido, respetando formas y espacios predefinidos en la etapa de diseño, se procede a analizar una serie de alternativas en cuanto a materiales y perfiles de construcción; en este aspecto resulta imprescindible el uso de software de modelado especializado, que permita realizar cambios de diseño rápidos y observar los resultados obtenidos en tiempo real. Se priorizarán aquellos elementos estructurales cuyo material y perfil sea económico, fácil de conseguir y sencillo de construir, asegurando de esta manera el éxito del proyecto.

Para certificar el rendimiento mecánico del chasis y la jaula de seguridad se realizarán una serie de análisis estructurales estáticos, establecidos en las normativas nacionales e internacionales pertinentes. Por el método de elementos finitos se determinarán deformaciones y tensiones de los elementos mecánicos principales, puntos críticos que requieran rediseño y zonas propensas al fallo que requieran ser reforzadas, todo esto basados en los criterios de análisis y validación emitidos por las normativas respectivas.

Finalmente se realizará un estudio de optimización del peso en función de la rigidez, que consiste en analizar el comportamiento de la estructura al suprimir elementos estructurales que no soportan cargas importantes (elementos de fuerza cero) encontrando el punto de equilibrio donde se alcance una rigidez estructural aceptable con el menor peso posible, favoreciendo enormemente a la dinámica vehicular.

6.1 ELEMENTOS ESTRUCTURALES QUE CONFORMAN EL CHASIS.

El diseño del chasis responde a las necesidades propias del vehículo en estudio, para su optimización y análisis estructural se han considerado las recomendaciones de la normativa nacional NTE INEN 1323, durante su desarrollo se han analizado una serie de alternativas

estructurales y se han seleccionado las más adecuadas a nuestras especificaciones, basados en el análisis estructural estático que se desarrolla más adelante.

El chasis de nuestro vehículo está conformado básicamente de dos elementos estructurales diferentes, con funciones mecánicas específicas: el primero de los elementos estructurales que conforman el chasis son los largueros, dos barras de sección rectangular de 50x30 mm y un espesor de 2 mm, dichas barras proporcionan la base de la estructura y son el punto de anclaje de los demás elementos estructurales como: la jaula de seguridad y las torres de suspensión. Los largueros son solidarios mediante una barra de las mismas dimensiones colocada en la parte frontal y cuatro barras transversales de sección rectangular de 30x30 mm y un espesor de 2 mm.

A manera de sub-chasis a la estructura principal se le añade una estructura secundaria cuya misión es soportar el peso del conductor y proporcionar una base sólida para el piso, el pivote de la rampa posterior y el mecanismo de anclaje de la silla, está compuesto de cuatro barras longitudinales y dos transversales, de acero estructural de sección rectangular de 30x30mm con un espesor de 2mm, el conjunto del chasis y sub-chasis modelados se presentan en la figura 89.

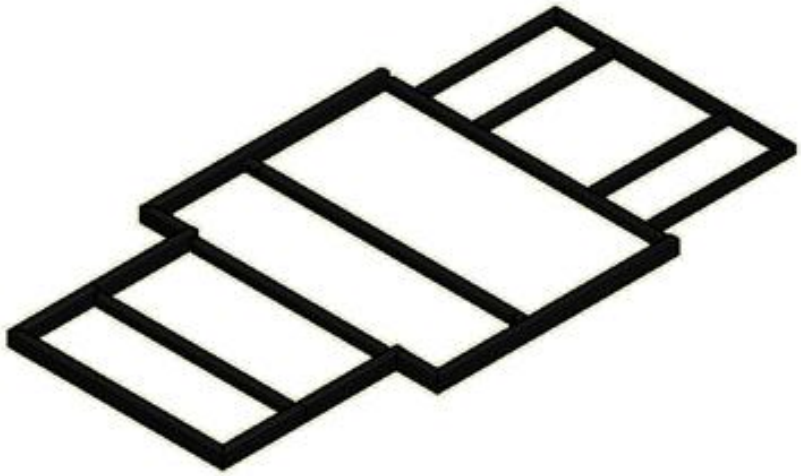


Figura 89: Chasis y sub-chasis del vehículo diseñado. (El autor)

6.2 ELEMENTOS ESTRUCTURALES QUE CONFORMAN LA JAULA DE SEGURIDAD.

Siguiendo las recomendaciones proporcionadas por la Federación Internacional de Automovilismo (FIA) en su reglamento de homologación, específicamente el anexo J: la jaula de seguridad deberá estar dotada de una serie de elementos estructurales cuya función será preservar en todo momento la integridad del conductor, tanto los elementos estructurales como los materiales, el tipo de soldadura y demás recomendaciones emitidas por la FIA fueron atendidas para el desarrollo de este capítulo.

La jaula de seguridad está conformada por una estructura multitubular, instalada en el habitáculo, cerca de la carrocería, con la finalidad de proporcionar seguridad a los ocupantes y evitar una deformación importante de la carrocería en caso de accidentes, está formado por una serie de arcos de seguridad (Estructura tubular con forma de arco y dos bases de anclaje), y elementos estructurales de refuerzo, soldados firmemente al chasis.

La estructura básica de una jaula de seguridad homologada, constará al menos de un arco principal, dos arcos laterales, dos miembros transversales, y dos tirantes longitudinales más los elementos de refuerzo obligatorios, todo esto firmemente soldado al chasis en al menos seis puntos de anclaje, la totalidad de los miembros usados en la estructura principal deberán tener una sección circular de 45 mm de diámetro y 2,5 mm de espesor. (Federación Internacional de Automovilismo)

El arco principal es una estructura prácticamente vertical, constituida por un arco tubular de una sola pieza, con una inclinación máxima de 10°, situado en el plano transversal del vehículo e inmediatamente detrás del conductor. El arco lateral es una estructura casi longitudinal y prácticamente vertical constituida por un arco tubular de una sola pieza, situado a lo largo de la parte derecha o izquierda del vehículo, siguiendo el pilar delantero del mismo, el montante del parabrisas, y los montantes traseros, siendo casi verticales y estando justo detrás del conductor. Tanto los arcos principales como los laterales están unidos mediante tirantes longitudinales y transversales de la misma sección y material. La unión soldada de estos elementos forma la estructura básica de la jaula de seguridad.

Una vez que la estructura básica fue definida, deberá ser completada con miembros y refuerzos obligatorios, a los cuales se podrá añadir miembros y refuerzos opcionales, según los resultados del análisis estático a realizar. No todos los miembros estructurales de refuerzo obligatorios que señala la FIA pudieron ser aplicados al vehículo diseñado, dos tirantes diagonales colocados en la parte posterior del vehículo que por cuestiones de funcionamiento específicamente el embarque del conductor, no se pueden colocar en la parte posterior, por esta razón se ha decidido prescindir de ellos, sin afectar la rigidez estructural.

Aunque en la construcción de los refuerzos se permite el uso de un perfil estructural más delgado, hemos decidido utilizar el mismo perfil de la estructura principal, con el único afán de asegurar la integridad física del pasajero, a costa de incrementar ínfimamente la masa del vehículo.

Longitudinalmente la estructura de seguridad deberá estar contenida en su totalidad entre los anclajes de los elementos de la suspensión delantera y posterior, que soportan las cargas verticales (muelles y amortiguadores). Además de las recomendaciones dadas por la FIA se debe considerar que el anclaje de la jaula responde a las necesidades propias del diseño, tanto los elementos estructurales principales como los refuerzos fueron diseñados de tal manera que quedasen contenidos dentro de los paneles de la carrocería.

El diseño de la jaula de seguridad realizado en respuesta a las recomendaciones establecidas por la FIA, se presenta en la figura número 90, dicha geometría se debe tomar como orientativa ya que refleja únicamente el cumplimiento de las exigencias mínimas emitidas por la normativa antes citada. La geometría final del chasis y la jaula de seguridad representa un compromiso entre los resultados obtenidos en el análisis estructural estático y la dinámica vehicular, el resultado final se presenta a cabalidad en el respectivo apartado o en los anexos que se señalarán más adelante.

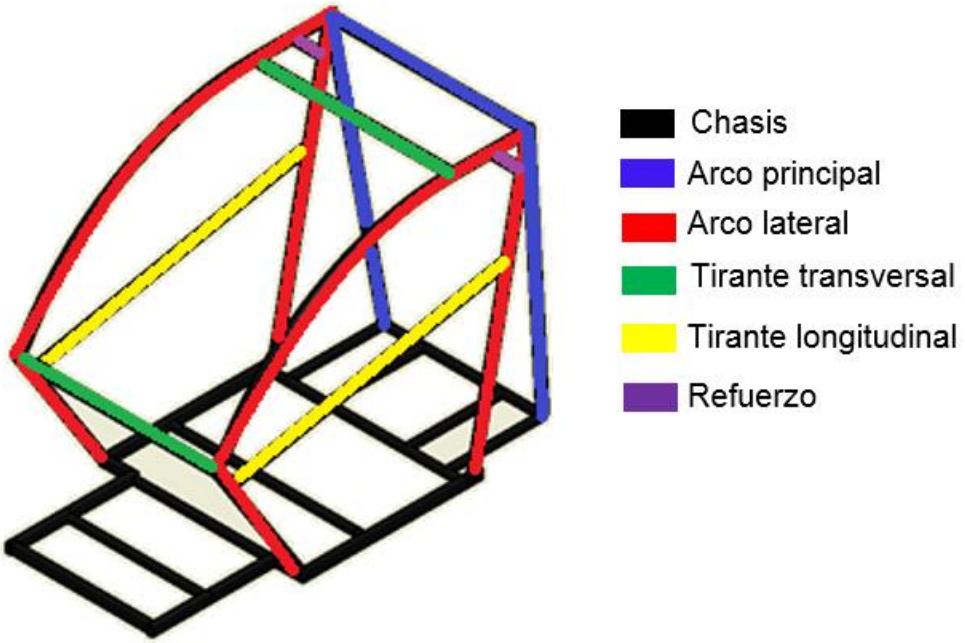


Figura 90: Estructura básica del chasis y la jaula de seguridad. (El autor)

6.3 MATERIALES QUE CONSTITUYEN EL CHASIS Y LA JAULA.

En su totalidad los elementos estructurales que conforman el chasis, son perfiles estructurales de acero, el acero es una aleación o combinación de hierro y carbono, comercialmente existe en una enorme cantidad de aleaciones con otros metales. La FIA recomienda utilizar acero al carbono, no aleado, conformado en frío sin soldadura, con un contenido máximo de 0.3% de carbono, con una resistencia mínima a la tracción de 350 Mpa, al momento de la selección se prestará además atención a la obtención de buenas propiedades a la elongación y adecuadas características de soldabilidad, se priorizarán materiales y perfiles económicos.

En el mercado encontramos una considerable cantidad de aceros estructurales que cumplen con las características establecidas, siendo uno de los más utilizados en la construcción de jaulas de seguridad el acero estructural ASTM A36. Este tipo de acero se produce industrialmente en una amplia variedad de formas que incluyen: planchas, perfiles

rectangulares, perfiles tubulares, barras, láminas, platinas y ángulos; es un material eficiente, económico, fácil de construir con buenas propiedades físicas, mecánicas y de soldabilidad.

ACERO ESTRUCTURAL AL CARBONO A36

	Hasta 20mm	Hasta 40mm	Hasta 100mm	Más de 100mm
Carbono %	0.26	0.27	0.28	0.29
Manganeso %	…..	0.60-0.90	0.60-0.90	0.60-0.90
Fósforo %	0.04	0.04	0.04	0.04
Azufre %	0.05	0.05	0.05	0.05
Silicio %	0.40	0.40	0.40	0.40
Cobre%	0.20	0.20	0.20	0.20

Tabla 35: Composición química del acero A36. (American Society for Testing Materials)

Aunque existen muchos otros aceros estructurales a base de carbono con características mecánicas superiores, las propiedades de elongación, facilidad de producción, y sus excelentes características de soldabilidad lo convierte en el preferido para la construcción de estructuras y armazones metálicos, jaulas de seguridad y barras antivuelco. Las características químicas, físicas y mecánicas del acero estructural al carbono A36 se presentan en la tabla número 35 y 36 respectivamente.

Al tratarse de una estructura de acero soldada, debemos realizar algunas recomendaciones referentes al proceso de construcción, específicamente la soldadura y la protección anticorrosiva, recomendaciones tomadas del documento de homologación de la FIA, puntos críticos que permiten asegurar el comportamiento dinámico de la estructura y su duración.

ACERO ESTRUCTURAL AL CARBONO A36

Resistencia a la tracción	420 Mpa
Resistencia a la fluencia mínima	350Mpa
Elongación en 8”	20%
Elongación en 2”	23%
Módulo de elasticidad	200Gpa
Módulo de rigidez	77Gpa
Densidad	7860 Kg/m3

Tabla 36: Propiedades físicas y mecánicas del acero A36.

(American Society for Testing Materials)

Los cordones de soldadura deberán cubrir todo el perímetro del tubo, todas las soldaduras deberán tener una elevada calidad y una penetración total, se recomienda utilizar soldadura de arco en atmósfera de gas inerte, tanto los cordones como los puntos de soldadura deberán tener una apariencia de calidad, realizadas por un profesional.

El tratamiento superficial recomendado para asegurar la integridad de la estructura frente a la corrosión, consiste en una capa de esmalte de alta adherencia. En los lugares donde el cuerpo del conductor pueda entrar en contacto con la estructura se recomienda instalar un revestimiento protector no inflamable.

6.4 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO POR EL MEF.

En la figura 91 se muestra a breves rasgos el procedimiento general utilizado para el modelado numérico, destinado al análisis estructural de elementos mecánicos. El procedimiento inicia con la creación de la geometría (modelado), utilizando generalmente un software de diseño asistido por ordenador (CAD), a continuación se define la discretizacion seleccionando el tamaño y la forma de los elementos usados, en un tercer paso se procede al mallado de la estructura, en esta etapa de manera visual se puede corroborar el correcto ajuste del sistema utilizado, además de observar zonas que requieren refinamiento, posteriormente se definen propiedades y condiciones de contorno (cargas y soportes), finalmente se realiza el cálculo, se analizan los resultados y se verifica que el sistema haya convergido.

En el apartado siguientes se describen brevemente cada uno de los pasos seguidos para el desarrollo del análisis estructural estático de la carrocería y el chasis diseñados, referido al ingreso de la geometría, la forma y número de elementos seleccionados, el procedimiento de discretización o mallado, zonas de refinamiento, y los criterios de convergencia utilizados. Estos proceso se repitieron para cada uno de los análisis estructurales estáticos desarrollados pero los criterios y los principios utilizados permanecieron inalterados dado que la geometría analizada es siempre la misma.

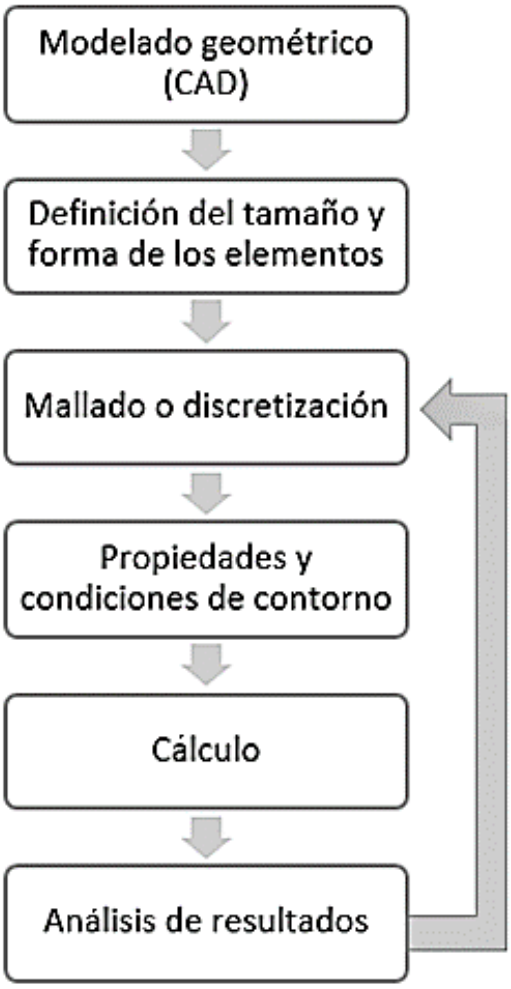


Figura 91: Procedimiento de cálculo por el método de elementos finitos. (El autor)

6.4.1 MODELADO DE LA GEOMETRÍA.

La descripción completa de la geometría que constituye el chasis y la carrocería fue analizada a cabalidad en los apartados anteriores; en este apartado se analizan cuestiones referidas a la presentación del modelo geométrico, y a la importancia de lograr un buen acabado asegurando en todo momento el correcto acople entre piezas y la inexistencia de aristas externas o internas que afecten a los resultados obtenidos.

El primer paso que se debe desarrollar en el proceso de cálculo por el método de elementos finitos es la introducción o creación de la geometría (en nuestro caso el chasis y la jaula de seguridad). Afortunadamente cada vez es más común el uso de software de modelado asistido por ordenador (CAD), herramientas de diseño gráfico que permiten modelar a cabalidad la geometría a analizar.

Se debe prestar especial atención a la geometría desarrollada ya que se requiere de un modelo preciso en todos los sentidos, eliminando todo tipo de aristas o partes que no pertenezcan al modelo, manteniendo la compatibilidad entre la totalidad de segmentos utilizados para describir dos superficies adyacentes, asegurando también un contacto preciso entre todos los elementos que conforman el modelo. Tener un modelo depurado de la geometría asegura un correcto mallado del sistema y por consiguiente resultados más rápidos y precisos.

En este contexto resulta de gran ayuda el uso de software de modelado de elementos estructurales, en donde se ingresa una especie de armazón conformado únicamente de bocetos o líneas sólidas, con ayuda de la herramienta de creación de estructuras incluido en el paquete de INVENTOR PROFESSIONAL 2015® se ingresan los elementos estructurales que componen el modelo y siguen la trayectoria definida por las líneas de boceto. En un proceso posterior se utilizan herramientas de acabado virtual (corte y doblado) que aseguran el correcto acople de cada una de las piezas que conforman la estructura.

En la figura 92 se puede apreciar la geometría depurada del chasis y la jaula de seguridad, utilizada para el análisis estructural estático por el método de elementos finitos, se presenta la geometría final resultado del análisis estructural, con cambios significativos en comparación con el modelo básico presentado en la figura 90, más adelante se justificarán dichos cambios.

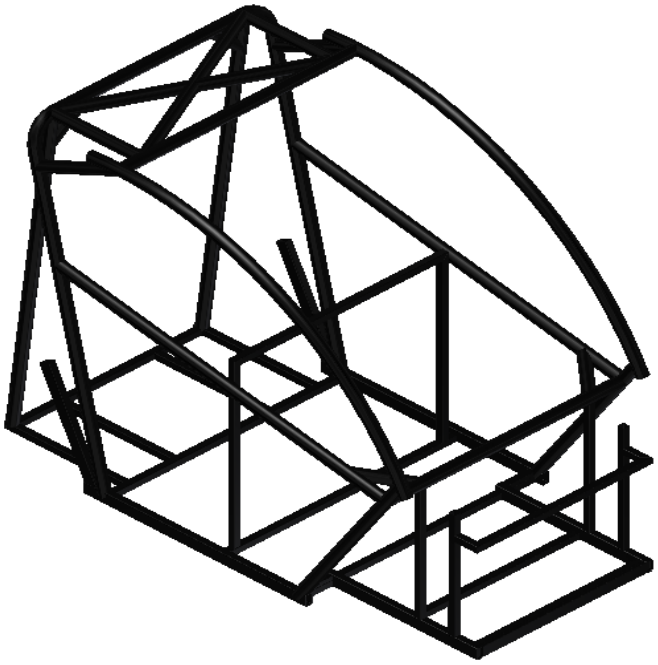


Figura 92: Geometría final del chasis y la jaula de seguridad. El autor

6.4.2 DEFINICIÓN DEL TAMAÑO Y LA FORMA DE LOS ELEMENTOS.

Al generar una discretización o mallado de un componente es indispensable especificar el tamaño y la forma de los elementos utilizados, existen varias metodologías que permiten determinar el tamaño y la forma más adecuados a un análisis estructural específico, todas teóricas ideales; en la práctica el tamaño y forma de los elementos estarán definidos por el nivel de precisión deseado y por el poder de cálculo de la unidad central de procesamiento (CPU) al que se tenga acceso. (Fornóns)

La metodología más aceptada para definir el tamaño de los elementos que conforman la malla de un sistema es el método de interpolación, que consiste en definir una función diámetro del elemento en un número finito de puntos y extenderla a todo el dominio mediante interpolación. Este método es especialmente útil para realizar remallados adaptativos en donde se crea una malla base y se la refina en función de un error estimado, tantas veces como el nivel de precisión establecido lo requiera.

Existen cuatro criterios fundamentales que describen la discretización apropiada de un sistema, estos criterios son: los tipos de elementos, la forma de los elementos, la densidad de la malla y la eficiencia del tiempo. Todos estos criterios son analizados y seleccionados en el desarrollo de este proyecto, buscando obtener resultados confiables que permitan validar el diseño realizado.

En cuanto a la forma de los elementos, existen dos formas principales de elementos finitos superficiales y dos formas principales de elementos finitos de volumen, estos son: cuadriláteros, bloques, triángulos y tetraedros. Si un generador de malla produce únicamente un tipo de elemento, este se puede convertir fácilmente en el elemento deseado, es así que los cuadriláteros se convierten en triángulos y los cubos en tetraedros (figura 93)

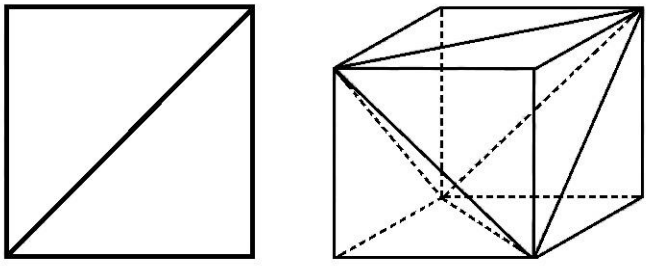


Figura 93: Conversión de formas de los elementos finitos. (Hole)

Se ha comprobado que los elementos triangulares y tetraédricos dan buenos resultados en el análisis de estructuras tubulares, el triángulo y el tetraedro son formas fáciles de crear y todos los enfoques matemáticos analizados los definen como la salida primaria, la mayoría de

programas de generación automática de malla como el que utiliza INVENTOR® crea mallas basadas en elementos triangulares y tetraédricos por defecto, ya que se basa en el método de mallado conocido como “Triangulación Delaunay”, que crea en primera instancia todos los nodos de la estructura y luego los conecta para formar triángulos o tetraedros. El método Delaunay es el más usado para generar mallas. (Venere)

En cuanto a la forma de los elementos, según el método de generación de mallas los elementos generados tendrán formas variables, ya que la forma del elemento son determinados por la topología de la pieza analizada y por lo tanto no pueden ser controlados con precisión, el método de generación de mallas utilizado en INVENTOR ®, genera elementos con una forma muy regular incluso en los contornos de la pieza, por lo que los resultados que se obtengan serán muy cercanos al real ya que no estarán influenciados por elementos amorfos resultado de un método inadecuado de mallado.

Por su parte el tamaño de los elementos seleccionados está directamente relacionado con la densidad de la malla, la cual a su vez responde a los criterios de convergencia planteados y al número de refinamientos establecidos. Mientras más pequeños sean los elementos, la malla será más densa, en consecuencia los resultados obtenidos serán más cercanos a los reales. En la práctica utilizar elementos demasiado pequeños genera mallas súper densas que en muchas ocasiones sobrepasa las capacidades de cómputo del CPU utilizado. El tamaño de los elementos, la densidad de malla y el número de refinamientos utilizado se presentan en el siguiente apartado.

En la figura 94 puede apreciarse la forma de los elementos utilizados en el análisis estructural estático del chasis y la jaula de seguridad, como se observa se utilizaron elementos triangulares y tetraédricos para generar la malla, con formas y tamaños de buena calidad que se ajustan al tamaño de los elementos dentro de los límites máximos establecidos por el diseñador en las distintas zonas de los componentes, es así que se aprecian elementos más pequeños en zonas de la pieza más estrecha como los chaflanes y curvaturas de los perfiles estructurales.

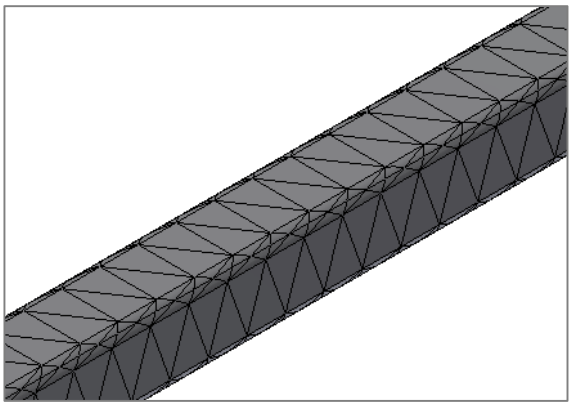


Figura 94: Detalle del mallado utilizado para el MEF. (El autor)

6.4.3 DISCRETIZACIÓN Y ZONAS DE REFINAMIENTO.

El conjunto de elementos finitos en los que se divide una estructura recibe el nombre de malla, el procedimiento de discretización consiste básicamente en generar la malla de elementos finitos sobre la geometría diseñada, su representación gráfica resulta de suma importancia para conocer el tipo y la forma de los elementos, su distribución, su nivel de densidad y determinar zonas que podrían requerir refinamientos.

Existe en la actualidad varios métodos aplicados a la generación automática de mallas tridimensionales. No es el objetivo de este capítulo presentar cada uno de los procedimientos utilizados por los programas de cómputo destinados al análisis por el método de elementos finitos, pero si presentar características propias de la malla generada, referidas al número de elementos, calidad de la forma de los elementos, densidad de la malla y zonas de refinamiento.

La técnica de mallado que utiliza INVENTOR® requiere únicamente del ingreso de las características de los elementos seleccionados tales como: el tipo de elementos y su tamaño máximo, medio y mínimo, con esta información el programa realiza automáticamente el cálculo de la malla de la estructura y presenta resultados visuales tales como: el modelo representado gráficamente con la malla realizada, acompañado de información valiosa referida al número total de nodos y elementos que conforman el modelo.

En la figura 95 se presenta una vista isométrica del modelo tridimensional del chasis y la carrocería sobre el que se ha desarrollado un procedimiento de mallado, por cuestiones de densidad de la malla no se visualiza de manera correcta el mallado realizado, razón por la cual se ha acompañado a la figura de un detalle o acercamiento que permite visualizar de mejor manera la estructura de la malla. La malla aquí mostrada constituye la base para el primer análisis estructural, pero no representa la malla final utilizada en el cálculo, esto se debe a procesos subsecuentes de refinamiento adaptativo que responden a criterios de convergencia que se analizaran más adelanté.

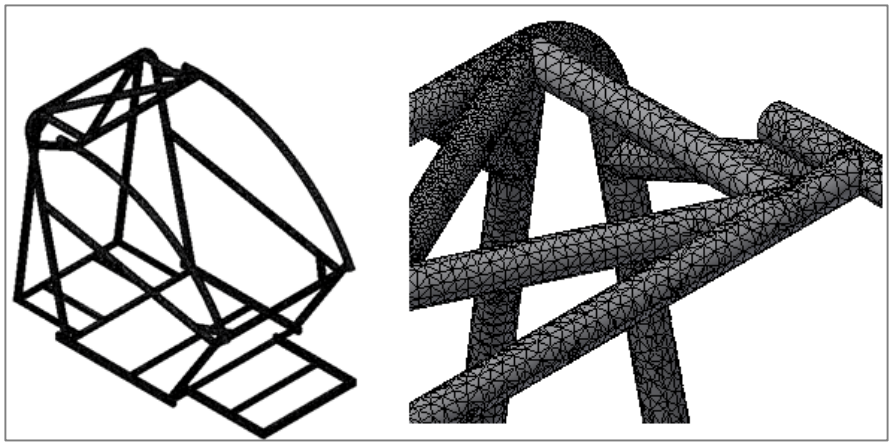


Figura 95: Vista isométrica del mallado realizado sobre la estructura. (El autor)

La malla base presentada en la figura 95 está formada por 512.533 nodos y 256.075 elementos tetraédricos con un tamaño promedio de 0.1mm, con esta configuración se consigue una densidad de malla elevada, en procesos de refinamiento posteriores basados en criterios de convergencia se aumentara aún más la densidad de la malla y por consiguiente el número de elementos.

En ciertas geometrías existen zonas de discontinuidad como puntos de unión entre sólidos, curvaturas con ángulos pronunciados, puntos de aplicación de carga o condiciones de frontera, donde se requiera utilizar refinamiento local de la malla para obtener elementos más pequeños y por consiguiente resultados más precisos. El análisis de las zonas de refinamiento responde a las necesidades de cálculo del diseñador, en cuanto a la información referida a zonas específicas de la geometría, permitiendo en zonas sin interés aplicar una malla más grosera favoreciendo al tiempo de cálculo. Dado que la malla creada tiene una densidad alta que aumentara mediante criterios de convergencia y refinamiento adaptativo y dado que no se detectaron zonas que requieran de una malla aún más densa, no se refinaron zonas específicas del modelo realizado, manteniendo los resultados obtenidos en un nivel satisfactorio.

6.4.4 CRITERIOS DE CONVERGENCIA.

Una importante propiedad del método de elementos finitos es la convergencia, si se consideran particiones de elementos sucesivamente más finas, la solución numérica converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones, los software de refinamiento automáticos adaptativo realizan la tarea de refinamiento de malla hasta lograr que la solución converja.

Se dice que un análisis de elementos finitos (MEF) es convergente cuando al disminuir el tamaño de sus elementos y por lo consiguiente aumentar el número de nodos y elementos, la solución obtenida tiende hacia la solución exacta. (Celigüeta). Al refinar una malla la solución tiende a ser exacta, pero como no se conoce en realidad cual es la solución exacta, se deben interponer condiciones o criterios a las funciones de interpolación para garantizar la convergencia, dichos criterios no permiten conocer la solución exacta al problema planteado o el error cometido, pero si garantizan la tendencia hacia una solución general. En otras palabras el refinamiento adaptativo se base en la diferencia entre los resultados obtenidos con refinamientos sucesivos de la malla y emiten criterios de convergencia cuando dicho error se acerca al nivel de precisión deseado.

Tres son los criterios básicos que explican la convergencia usando el método de elementos finitos, el programa AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2015 ® permite de manera automática visualizar el estado de los criterios de convergencia y ajustarlos o modificarlos a los requerimientos de precisión establecidos, en la ventana de herramientas podemos

seleccionar tres criterios de convergencia, estos son: el número de refinamientos máximo, los criterios de parada (error entre refinamientos) y el umbral de refinamiento, en función de la tensión de Von-Mises o el desplazamiento.

Un criterio de convergencia más práctico que teórico, enfocado a optimizar el resultado obtenido no en función del error, más bien en función del tiempo requerido para el análisis por ordenador, nos presenta una perspectiva diferente que nos permite enfocarnos en las posibilidades reales del sistema, todo análisis o cálculo que se realice con ayuda de un ordenador debe tener presente las limitaciones del mismo. Resultaría utópico creer que el método de elementos finitos es exacto ya que en gran medida su nivel de exactitud depende de la capacidad de la unidad central de procesamiento.

Pensar en un nivel de refinamiento adaptativo que nos permita obtener un nivel de exactitud o tasa de convergencia del 99% requeriría de al menos 10 refinamientos, dependiendo de la geometría del modelo analizado, el tiempo estimado para realizar el análisis de este elemento bajo estas condiciones sería excesivamente alto.

Hasta la fecha no existen estudios que presenten fórmulas para la determinación del tiempo requerido para realizar un análisis estructural estático por el método de elementos finitos, esto se debe a que dicho tiempo depende de variables difíciles de estimar propias de cada estructura tales como: densidad de la malla, número de refinamientos, geometría del modelo, y poder de cálculo del CPU utilizado. Pero sí se ha determinado el comportamiento del tiempo requerido para realizar un refinamiento de malla adaptativo, según (Hole) el tiempo requerido para refinar una malla se comporta de manera cuadrática proporcional al número de nodos requeridos en la nueva malla, en otras palabras duplicar la densidad de una malla requiere cuadriplicar el tiempo requerido para realizar el análisis de la nueva malla.

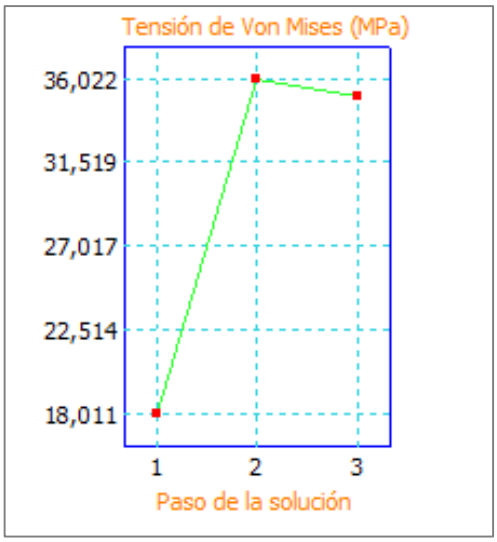


Figura 96: Convergencia con tres refinamientos consecutivos, una tasa de convergencia del 97.4% y un error estimado de 2.6%. (El autor)

En la figura 96 se presenta la curva de convergencia obtenida en el primer análisis estructural estático del chasis y la jaula de seguridad, se observa que con tres refinamientos de malla consecutivos se obtiene una tasa de convergencia del 97.4% y un diferencia de apenas 2,6% referido a la tensión de Von-Mises, con un tiempo de cálculo aproximado de cuatro horas por cada análisis, utilizando un procesador INTEL® I5 de última generación. Un procedimiento similar con tres refinamientos consecutivos, un nivel de convergencia, error y tiempo de cálculo muy similares, se utilizó para la totalidad de los análisis estructurales desarrollados, teniendo presente que la geometría permanece inalterada.

6.5 DISEÑO BAJO LAS TEORÍAS DE FALLA DE CARGA ESTÁTICA.

La resistencia es una propiedad o característica de un elemento mecánico, depende de la composición química del material, el tratamiento superficial, los procesos seguidos para crear su geometría y la identidad de la carga que actúa sobre el cuerpo. Existen diversas tipos de cargas a los que puede estar sometido una estructura, el análisis de carga estática se centra en los efectos producidos por fuerzas o pares de torsión estacionarios (tanto su magnitud como su punto de aplicación y dirección no deben cambiar).

El análisis estructural bajo las teorías de falla busca la relación entre la resistencia y la carga estática, con la finalidad de tomar decisiones respecto a: su material, su tratamiento superficial, y su geometría, para lograr satisfacer los requerimientos de: funcionalidad, seguridad, confiabilidad, manufacturabilidad y comerciablilidad, siempre respondiendo a las necesidades específicas del diseño.

El primer paso para comprender la teoría de fallas y poder analizar los resultados obtenidos, es determinar el concepto de falla. La falla de un elemento mecánico puede significar: su rotura o separación en dos a más partes, una distorsión permanente que arruina considerablemente su geometría, la degradación de su confiabilidad, o el compromiso de su funcionalidad, siempre la definición de falla responderá a las necesidades del diseñador.

6.5.1 TEORÍAS DE FALLA.

Desafortunadamente no existe una teoría universal de falla para un caso general o especifico, las propiedades del material y el estado del esfuerzo. A través de los años se han formulado y probado varias hipótesis, su desarrollo ha conducido a prácticas aceptadas en la actualidad que se han caracterizado como teorías.

Se considera material dúctil a aquellos que pueden deformarse considerablemente antes de llegar a la rotura, para este tipo de materiales las teorías de falla aceptadas y probadas en el diseño mecánico son:

- Teoría del esfuerzo cortante máximo
- Teoría de energía de distorsión (Von-Mises)
- Teoría de Mohr-Coulomb dúctil

Tanto la hipótesis de esfuerzo cortante máximo como la teoría de distorsión son aceptables para el diseño y análisis de materiales de tipo dúctil, la selección entre una de las dos teorías es algo que el diseñador deberá asumir, para propósitos de diseño la teoría de esfuerzo cortante máximo es sencilla y rápida de usar, además de conservadora. Pero si el problema consiste en determinar por qué fallo una pieza, entonces se recomienda usar la teoría de energía de distorsión.

6.5.2 FACTOR DE SEGURIDAD.

El factor de seguridad en la teoría de falla es una relación entre la carga permisible frente a la carga de pérdida de función, deben analizarse todos los modos de pérdida de función, el modo que conduzca al factor de seguridad más pequeño será el dominante. En situaciones en las que el esfuerzo no varié linealmente con la carga, el uso de la carga como el parámetro de pérdida de función (falla), puede resultar inaceptable. En todo caso los términos involucrados deben ser del mismo tipo y tener las mismas unidades. El factor de seguridad es un número mayor a la unidad que indica la capacidad en exceso que tiene el sistema por sobre sus requerimientos.

El factor de seguridad adecuado para un diseño específico, será criterio del diseñador o responderá a una normativa o exigencia específica, siempre teniendo presente la responsabilidad y los efectos que se pueden provocar en caso de falla; los elementos estructurales que en caso de falla puedan ocasionar riesgos que involucren vidas humanas, deberán tener un factor de seguridad alto, que permita asegurar su funcionalidad incluso en los casos más extremos, pero a la ves el diseño realizado deberá ser económicamente competitivo sin sobredimensionamientos excesivos que incrementen notablemente su masa.

6.6 CONDICIONES DE FRONTERA, CARGAS DE DISEÑO Y ESPECIFICACIONES.

En este apartado se abordan los temas referidos a las cargas estáticas de diseño, las condiciones de frontera y otras especificaciones emitidas por las normativas nacionales e internacionales, necesarias para realizar el análisis estructural estático del chasis y la jaula de seguridad.

Se analizan y calculan cada una de las fuerzas aplicadas al chasis y la jaula de seguridad, su magnitud, dirección y sentido quedan definidas en este apartado, también se analizan las condiciones de frontera o soportes de la estructura aplicados a cada uno de los casos, se describen además los criterios de validación y recomendaciones de esfuerzo tensor y deformación máximos emitidos por las normativas pertinentes.

6.6.1 CARGAS DE DISEÑO QUE SOPORTA EL CHASIS.

Para el análisis estático de la estructura del chasis se aplican básicamente tres tipos de cargas, las cargas muertas, las cargas vivas y las cargas dinámicas (fuerzas inerciales generadas durante los procesos de aceleración, frenado y giro), dichas cargas se analizan de manera individual y bajo combinaciones de cargas básicas exigencias establecidas por la normativa nacional NTE INEN 1323.

CARGAS MUERTAS (M).

Las cargas muertas corresponden al peso total de la estructura del chasis, incluido todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes, incluyen los elementos estructurales del chasis, la silla de ruedas, el motor y la transmisión.

CARGAS VIVAS (V).

Las cargas vivas corresponden al peso de los ocupantes y su equipaje, se las llama vivas por tener libertad de movimiento dentro del vehículo, se las considera como distribuidas uniformemente en los respectivos elementos estructurales del chasis. Al tratarse de un vehículo monoplaza que además no cuenta con espacio de almacenamiento solo existe una carga viva (el conductor).

CARGA DE GIRO (G).

Las cargas inerciales se generan cuando las cargas vivas y muertas experimentan un proceso de aceleración, frenado o giro bruscos. La carga de giro debe calcularse en función de la fuerza de giro que se genera al entrar el vehículo en una curva de determinado radio y a cierta velocidad, la velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 Km/h, en vehículos urbanos cuya velocidad máxima es inferior a la velocidad crítica la carga de giro puede ser ignorada.

CARGA DE FRENADO (F).

La carga de frenado corresponde a la inercia producida en las cargas muertas y vivas durante el proceso de frenado del vehículo, se asume una desaceleración de $4\,m/s^2$.

CARGA DE ACELERACIÓN BRUSCA (Ab).

La carga de aceleración brusca corresponde a la inercia producida en las cargas muertas y vivas durante el proceso de aceleración del vehículo, se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario, se asume una aceleración de $4\,m/s^2$.

CARGA POR RESISTENCIA DEL AIRE FRONTAL (Raf).

La carga por resistencia del aire frontal corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del vehículo en el plano perpendicular a su eje longitudinal, y se aplica como una fuerza sobre el área frontal del vehículo, la velocidad mínima a la cual dicha carga es importante son los 90Km/h, aunque nuestro vehículo no alcanza dicha velocidad máxima si incluiremos esta carga en el análisis estático.

6.6.2 COMBINACIONES DE CARGAS BÁSICAS.

La estructura del chasis debe ser diseñada de tal manera que resista los esfuerzos determinados en base al menos de las siguientes combinaciones de cargas básicas, según el método ASD (Diseño por Resistencia Máxima Admisible), las combinaciones básicas presentadas por la NTE INEN 1323 son las siguientes.

1. M
2. M+V
3. M+V+G

4. M+V+F
5. M+V+F+Raf
6. M+V+Raf
7. M+V+Ab
8. M+V+Ab+Raf

El principal criterio de validación emitido por la normativa nacional NTE INEN 1323 señala que: las cargas combinadas deben alcanzar una deformación elástica de todos los componentes de la estructura del chasis igual o menor a 1/240 veces su longitud total (Instituto Ecuatoriano De Normalización 1323).

CARGAS DE DISEÑO DEL CHASIS.

	Masa [Kg]	Aceleración [m/s2]	Carga [N]
CARGAS VIVAS			
Conductor	70	9.81	686.7
CARGAS MUERTAS			
Estructura	-----	------	Automática
Silla de ruedas	15.4	9.81	151.07
Motor	50	9.81	490.5
Transmisión	10	9.81	98.1
CARGAS INERCIALES			
Giro	----	------	No aplica
Frenado	145.4	4	581.6
Aceleración brusca	145.4	4	581.6
Resistencia aerodinámica (60Km/h)	--	---	96

Tabla 37: Cargas que debe soportar el chasis. (El autor)

6.6.3 CARGAS DE DISEÑO QUE SOPORTA LA JAULA DE SEGURIDAD.

El análisis de la jaula de seguridad se realizará mediante las recomendaciones de homologación de la FIA, tanto las cargas como el análisis de los resultados estarán basados en dicha normativa. Para lograr homologar una jaula de seguridad, la estructura deberá resistir las siguientes solicitaciones

- Un carga vertical de 8P
- Una carga longitudinal de 6P
- Una carga lateral de 2P.

Siendo P el peso total del vehículo en condiciones de carretera, al cual se adicionan 75Kg. La estructura deberá soportar dichas cargas, sin presentar falla de rotura en ninguno de los tres casos, ni deformaciones superiores a los valores mostrados en la tabla número 41.

Siendo el arco principal y el arco delantero los elementos estructurales más importantes para la seguridad del conductor, se realiza un análisis adicional a dichos elementos. El arco principal deberá resistir una carga estática vertical de 7.5P (donde P es el peso del vehículo más 150 Kg), aplicado en la parte superior del arco principal, bajo esta carga la estructura completa no debe presentar rotura ni deformación superior a 50mm.

Por su parte el arco frontal deberá resistir una carga de 3.5P (donde P es el peso del vehículo más 150 Kg), aplicado en la parte superior del arco delantero, en el lado del piloto y en la intersección con el miembro transversal delantero, bajo esta carga sobre la estructura total no deben producirse roturas ni deformaciones superiores a los 100mm. (Federación Internacional de Automovilismo)

CARGAS DE DISEÑO DE LA JAULA DE SEGURIDAD.

	Masa [Kg]	Aceleración [m/s^2]	Carga [N]	Deformación [mm]
Vertical 8p	425	9.81	33354	50
Longitudinal 6p	425	9.81	25015.5	100
Lateral 2p	425	9.81	8338.5	50
Arco principal 7.5p	500	9.81	36787.5	50
Arco frontal 3.5p	500	9.81	17167.5	100

Tabla 38: Cargas que debe soportar la jaula de seguridad. (El autor)

6.6.4 ANÁLISIS ESTRUCTURAL REALIZADOS Y CRITERIOS DE SELECCIÓN.

Sobre el chasis se realizarán siete análisis estructurales, se simularán los esfuerzos y deformaciones producidas por las cargas muertas, vivas, e inerciales, de manera individual y bajo las combinaciones de cargas exigidas por el método ASD, señaladas por la normativa nacional NTE INEN 1323.

La magnitud de las cargas fueron determinadas en el apartado anterior, su dirección está determinada según al análisis estructural específico (deberán seguir la dirección de la aceleración que las provoca), su punto de aplicación estará colocado sobre el miembro estructural que soporta el mecanismo de anclaje, las restricciones para las cargas verticales, longitudinales y transversales, serán restricciones fijas sobre los miembros estructurales que soportan las columnas de la suspensión.

Mientras que sobre la jaula de seguridad se desarrollarán seis análisis estructurales, dándonos un total de trece análisis estructurales estáticos, la magnitud de las cargas también fueron establecidas en el aparatado anterior, su punto de aplicación responde a las exigencias de la normativa FIA, las restricciones de movilidad serán todas de tipo fijas, colocadas en los miembros estructurales opuestos a la dirección de la carga.

Los resultados que arroje el análisis estructural serán comparados con las exigencias establecidas en la normativa ecuatoriana NTE INEN 1323 y la normativa FIA. La designación del análisis, las cargas que intervienen, el tipo de restricciones y sus elementos de aplicación así como las exigencias o criterios de validación se presentan en la tabla número 39.

	CARGAS	**RESTRICCIONES FIJAS**	**EXIGENCIAS**
Estático1	M	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático2	M+V	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático3	M+V+F	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático4	M+V+F+Raf	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático5	M+V+Raf	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático6	M+V+Ab	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático7	M+V+Ab+Raf	Soportes de la suspensión	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 1/240
Estático8	Vertical 8p	Chasis	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 50mm.
Estático9	Longitudinal frontal 6p	Barras posteriores	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 100mm
Estático10	Longitudinal posterior 6p	Barras frontales	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 100mm
Estático11	Lateral 2p	Barras laterales opuestas	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 50mm
Estático12	Arco principal 7.5p	Chasis	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 50mm
Estático13	Arco frontal 3.5p	Chasis	Sin fallo de rotura. Deformación máxima 100mm

Tabla 39: Especificaciones de los análisis estructurales estáticos a realizar. (El autor)

6.7 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS.

El último paso del proceso de análisis estructural estático del chasis y la jaula de seguridad, consiste en realizar el cálculo y presentar los resultados, teniendo presente que el proceso de cálculo o retroalimentación esta implícitamente desarrollado por los criterios de convergencia y refinamiento adaptativo de la malla.

Este eslabón del proceso se considera uno de los más importantes y requiere de conocimiento y experiencia que permitan emitir criterios referentes a la validez de los resultados obtenidos y la correcta aplicación de los criterios de convergencia. El hecho de haber realizado correctamente los pasos previos al cálculo no garantiza que los resultados obtenidos sean reales, pero un análisis a profundidad de los resultados obtenidos en comparación con los resultados esperados si permite concluir que los resultados emitidos por el método de elementos finitos sean aceptables.

En este apartado se presentan los resultados obtenidos en los trece análisis estructurales estáticos del chasis y la jaula de seguridad realizados, se utiliza el método gráfico para mostrar los resultados obtenidos, en un contexto sencillo de entender que permita visualizar la tensión y los desplazamientos de cada uno de los miembros estructurales analizados, además a manera de resumen se presenta una tabla en donde se señalan las tensiones, los desplazamientos y el factor de seguridad máximos obtenidos en cada uno de los análisis realizados.

Se compara los resultados obtenidos con los criterios de validación emitidos por las normativas respectivas y se concluye para cada caso si se cumple o no con los criterios exigidos, finalmente se analizan las modificaciones realizadas sobre la jaula de seguridad y el chasis, para lograr cumplir con desahogo las exigencias de la normativa nacional NTE INEN 1323 y la normativa internacional de homologación de la FIA.

Existen varias maneras o posibilidades de mostrar los resultados obtenidos en un análisis estructural estático, uno de los más utilizados, debido a: su sencillez, gran cantidad de información presentada en un espacio relativamente pequeño, posibilidades de uso para análisis posteriores, entre otros, es el método gráfico. Dicho método consiste en mostrar de manera visual mediante una gráfica y un arreglo de colores las tensiones y desplazamientos de cada uno de los elementos estructurales que conforman el chasis y la jaula de seguridad.

Se presentan de manera gráfica mediante una vista isométrica y un arreglo a colores de los resultados obtenidos referentes a la tensión de Von-Mises, y desplazamiento de cada uno de los trece análisis estructurales estáticos realizados, acompañado de un breve análisis o descripción de los resultados, en la tabla 43 se presenta un resumen de los resultados obtenidos.

6.7.1 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #1.

En el primer análisis la estructura es sometida únicamente a cargas muertas, colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión y la silla de ruedas, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 24,8 MPa ubicada en el soporte delantero del motor, y un desplazamiento máximo de 0.10 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas, ambos valores son despreciables y no comprometen la integridad estructural del diseño. Los resultados obtenidos en el primer análisis estructural estático se presentan en la figura 97.

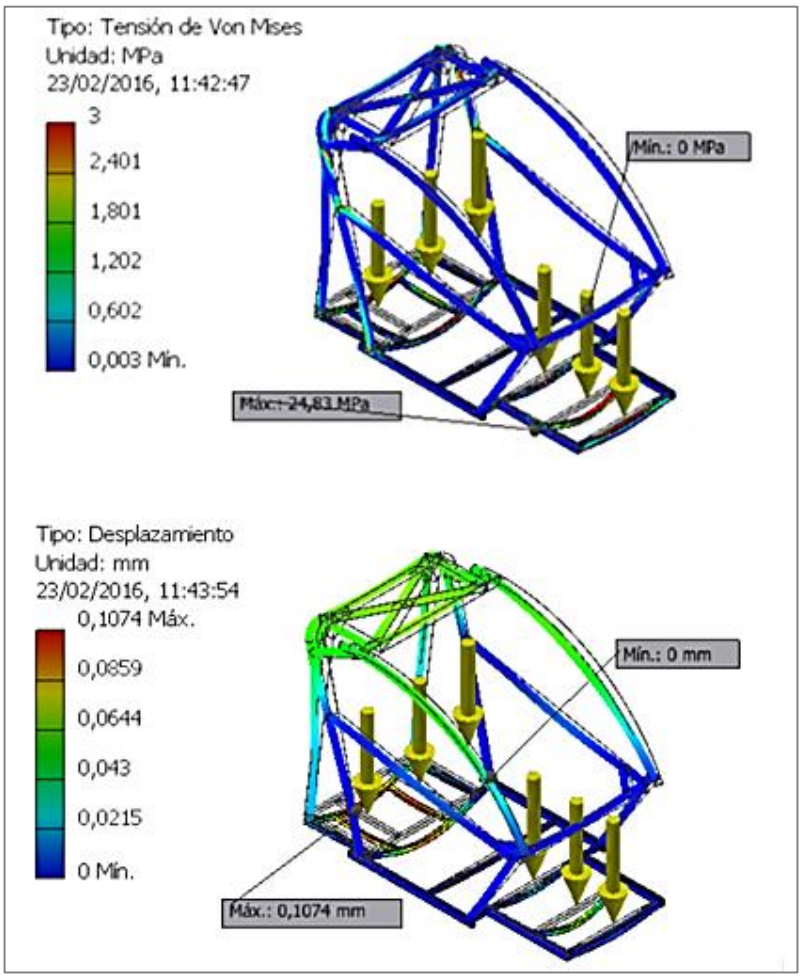


Figura 97: Resultados obtenidos en el primer análisis estructural estático. (El autor)

6.7.2 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #2.

En el segundo análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas y vivas, se ha añadido una sola carga al análisis anterior, esta carga es la carga del conductor colocado sobre los soportes de la silla de ruedas, las demás cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor y la transmisión, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 90.5 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.45 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas. Este resultado era esperado debido al incremento notable de la carga colocada en los perfiles longitudinales del sub-chasis, conocida como carga viva (peso del conductor), que representa una de las cargas principales aplicadas en la estructura. Ambos valores (tensión y desplazamiento) resultan pequeños, se mantienen dentro del límite admisible y no comprometen la integridad estructural del diseño. Los resultados obtenidos en el segundo análisis estructural estático se presentan en la figura 98.

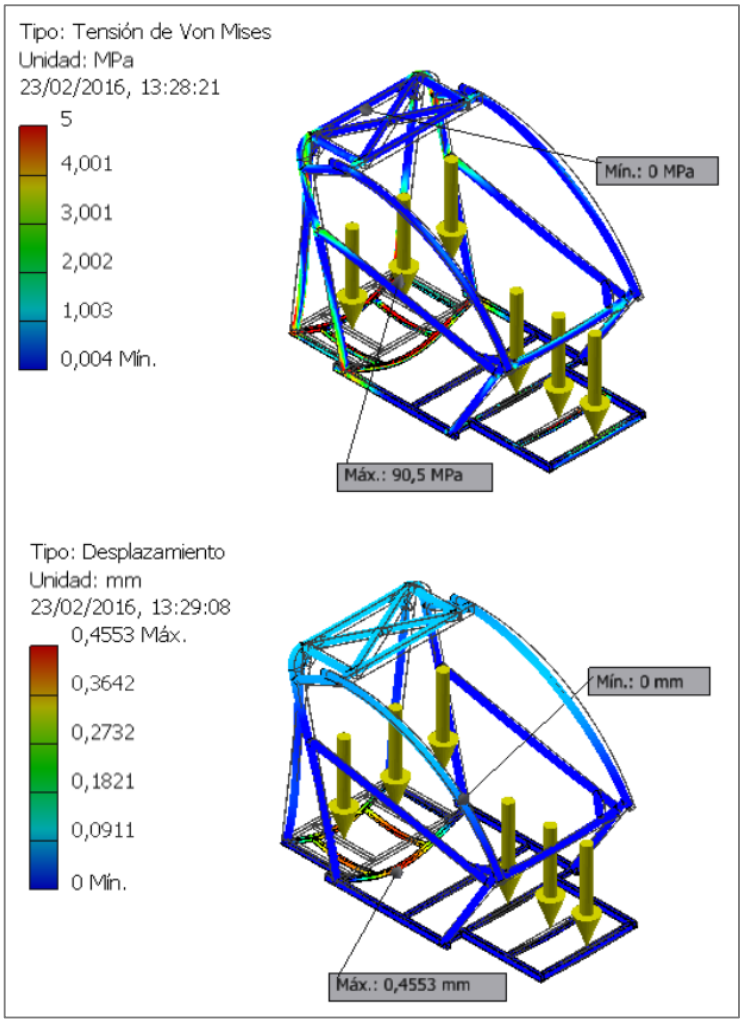


Figura 98: Resultados obtenidos en el segundo análisis estructural estático. (El autor)

6.7.3 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #3

En el tercer análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas, vivas y a la carga de frenado máxima que actúa en el sentido longitudinal del vehículo, las cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión y la silla de ruedas, en el sentido vertical y longitudinal ya señalados, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 88.62 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.44 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas. Ambos valores resultan pequeños, se mantienen dentro del límite admisible y no comprometen la integridad estructural del diseño. Los resultados obtenidos en el tercer análisis estructural estático se presentan en la figura 99.

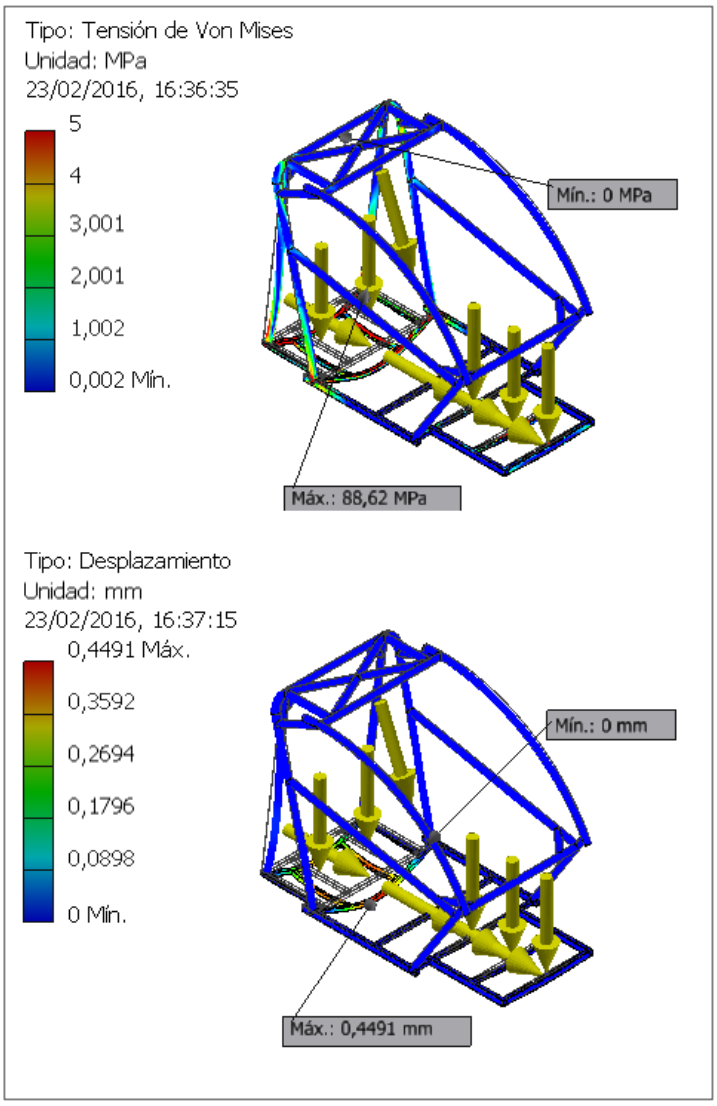


Figura 99: Resultados obtenidos en el tercer análisis estructural estático. (El autor)

6.7.4 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #4.

En el cuarto análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas, vivas, cargas de frenado máxima y a la resistencia del aire frontal que actúa en sentido longitudinal opuesta al movimiento, las cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión, la silla de ruedas y en los elementos estructurales que soportan los paneles frontales, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 88.56 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.45 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas, claramente los resultados obtenidos son idénticos a los del análisis anterior, esto nos demuestra la poca incidencia que presenta la resistencia del aire en el comportamiento mecánico de la estructura. Los resultados obtenidos en el cuarto análisis estructural estático se presentan en la figura 100.

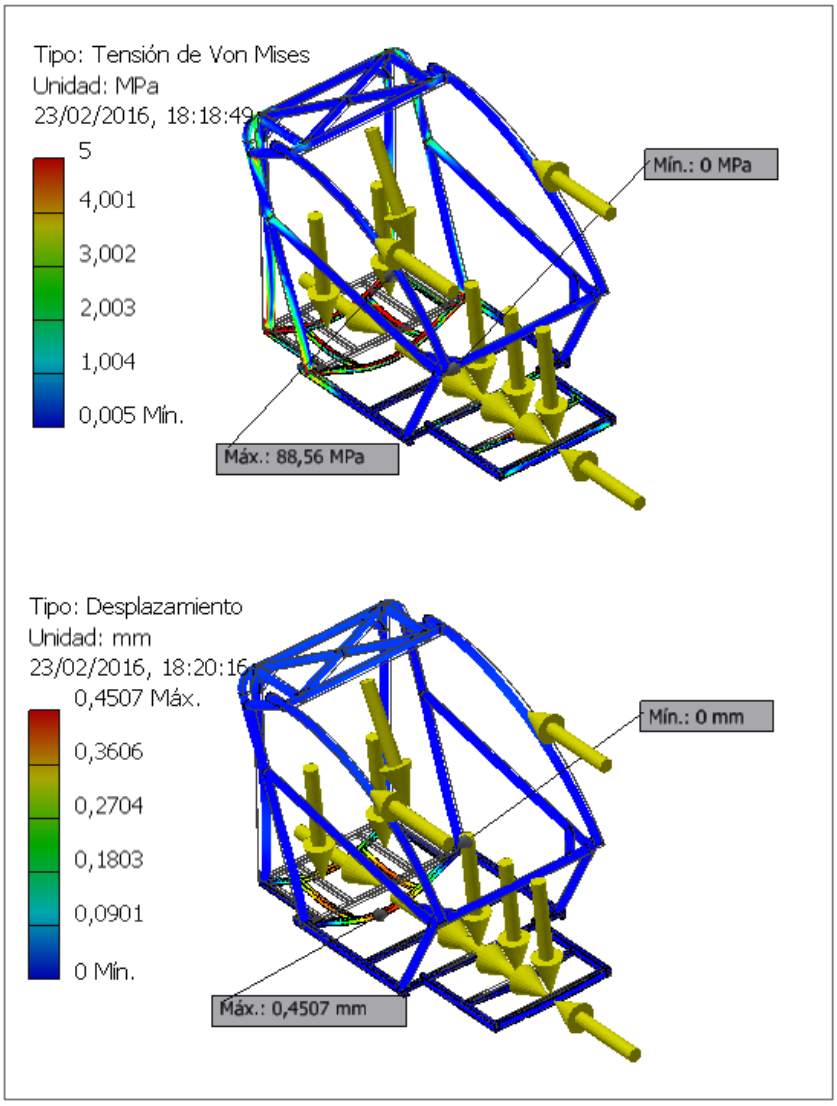


Figura 100: Resultados obtenidos en el cuarto análisis estructural estático. (El autor)

6.7.5 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #5.

En el quinto análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas, vivas y a la resistencia del aire frontal que actúa en sentido longitudinal opuesta al movimiento, las cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión, la silla de ruedas, y en los elementos estructurales que soportan los paneles frontales del vehículo, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 87.16 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.44 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas, resultados esperados considerando que el análisis realizado es menos exigente que el análisis anterior, ninguno de los factores presentados (tensión y desplazamiento) sobrepasan los valores máximos establecidos ni comprometen la integridad estructural. Los resultados obtenidos en el quinto análisis estructural estático se presentan en la figura 101.

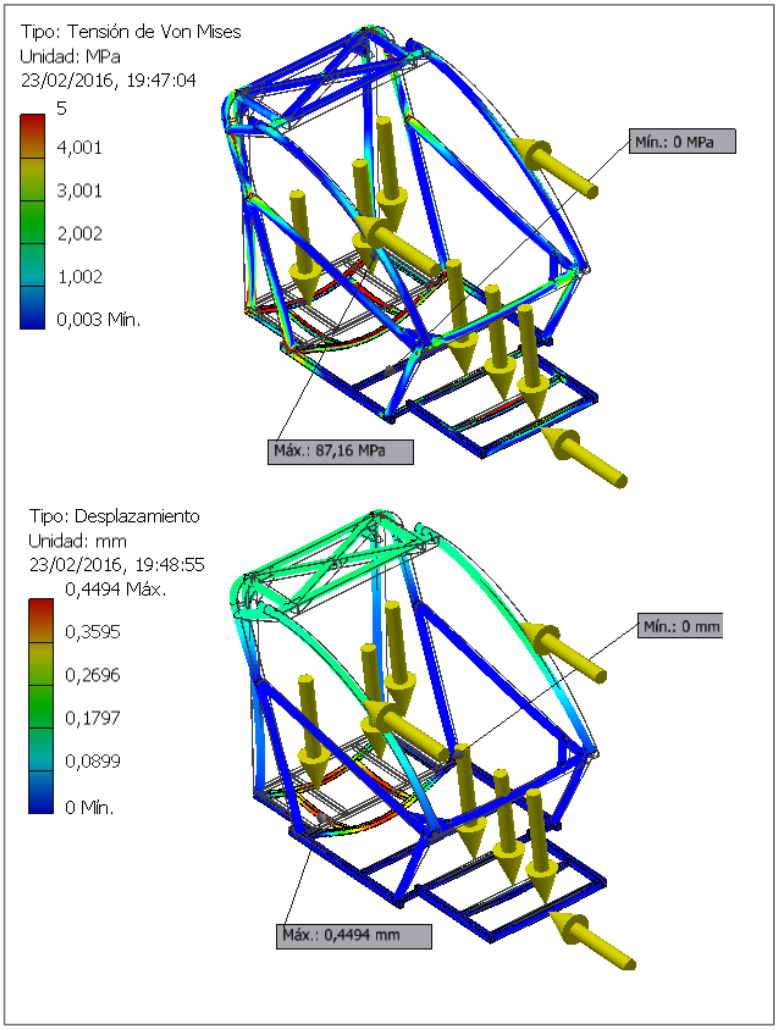


Figura 101: Resultados obtenidos en el quinto análisis estructural estático. (El autor)

6.7.6 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #6.

En el sexto análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas, vivas y de aceleración brusca, las cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión y la silla de ruedas, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 85.63 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.45 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas, resultados muy cercanos a los anteriores, que no sobrepasan los valores máximos establecidos ni comprometen la integridad estructural. Los resultados obtenidos en el sexto análisis estructural estático se presentan en la figura 102.

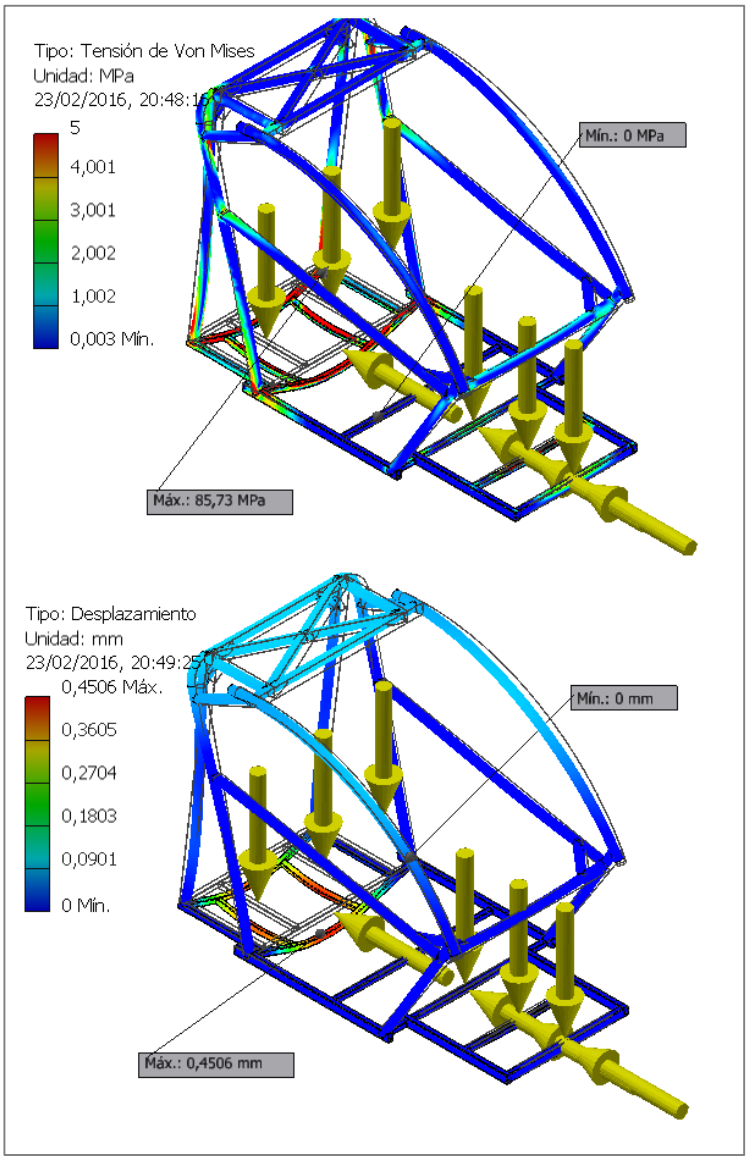


Figura 102: Resultados obtenidos en el sexto análisis estructural estático. (El autor)

6.7.7 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #7.

En el séptimo análisis, la estructura es sometida a cargas: muertas, vivas, cargas de aceleración brusca y a la resistencia del aire frontal, las cargas fueron colocadas en los puntos de anclaje del motor, la transmisión, la silla de ruedas y en los elementos estructurales que soportan los paneles frontales, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de los soportes de la suspensión. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 101.3 MPa ubicada en la unión del sub-chasis con la jaula de seguridad, y un desplazamiento máximo de 0.476 mm ubicado en el sub-chasis que soporta el peso de la silla de ruedas, ambos valores representan los valores máximos exigidos a la estructura del chasis, resultados esperados considerando que el análisis número siete es el más exigente emitido por la normativa nacional NTE INEN 1323, sin embargo los valores obtenidos no comprometen la integridad estructural del diseño. Los resultados obtenidos en el séptimo análisis estructural estático se presentan en la figura 103.

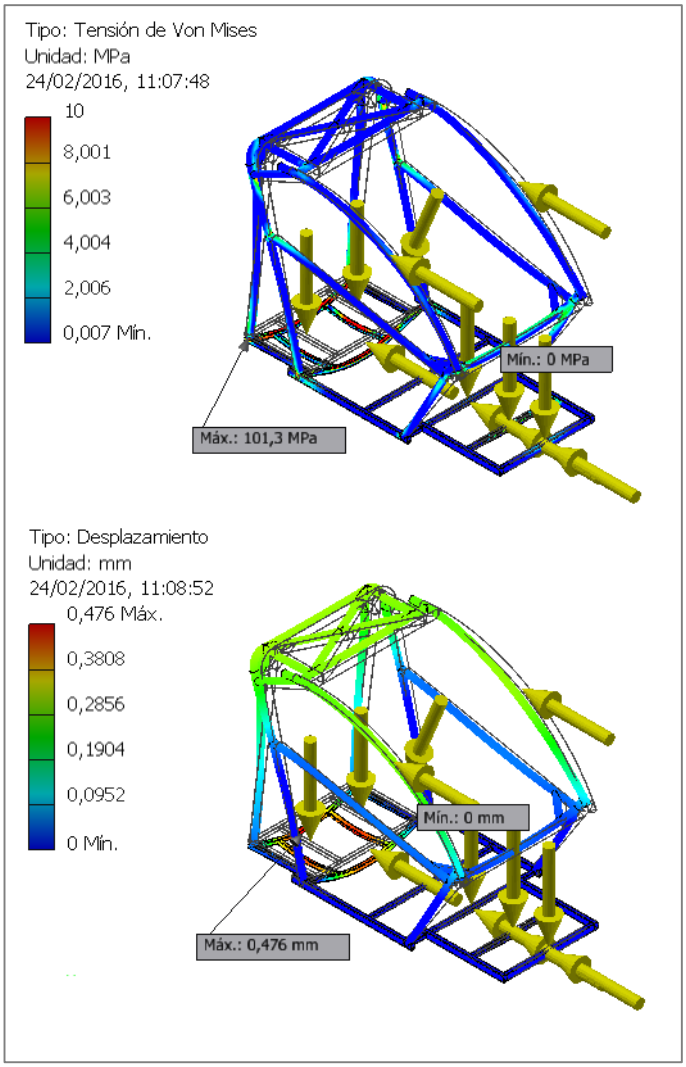


Figura 103: Resultados obtenidos en el séptimo análisis estructural estático. (El autor)

6.7.8 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #8.

A partir del octavo análisis las cargas aplicados a la estructura son aquellas recomendadas por la FIA, cargas mucho mayores a las anteriores que buscan preservar la integridad estructural incluso en condiciones extremas, se esperan resultados mucho más comprometedores en la estructura, tensiones superiores a los 100Mpa y desplazamientos mayores a 5mm.

En el octavo análisis la estructura es sometida a una carga vertical aplicada en la estructura del techo, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de la estructura del piso. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 182.6 Mpa y un desplazamiento máximo de 6.99 mm ambos ubicados en la estructura del techo y en la barra transversal superior, aunque son valores significativos, no comprometen la integridad estructural, no invaden el espacio de supervivencia del conductor, no superan el límite de desplazamiento máximo admitido. Los resultados obtenidos en el octavo análisis estructural estático se presentan en la figura 104.

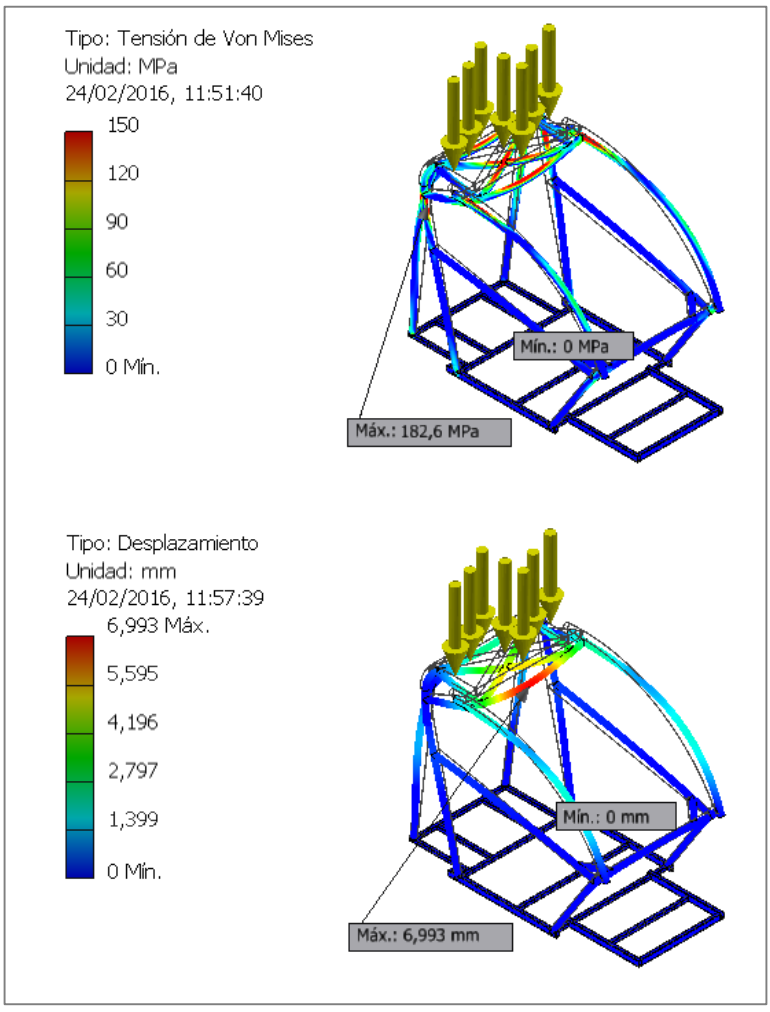


Figura 104: Resultados obtenidos en el octavo análisis estructural estático. (El autor)

6.7.9 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #9.

En el noveno análisis, la estructura es sometida a una carga longitudinal aplicada en la estructura frontal, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de la estructura posterior. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 156 Mpa y un desplazamiento máximo de 10.57 mm, ambos ubicados en la barra transversal frontal, aunque son valores significativos, no comprometen la integridad estructural, no invaden el espacio de supervivencia del conductor, ni superan el límite de desplazamiento establecido. Los resultados obtenidos en el noveno análisis estructural estático se presentan en la figura 105.

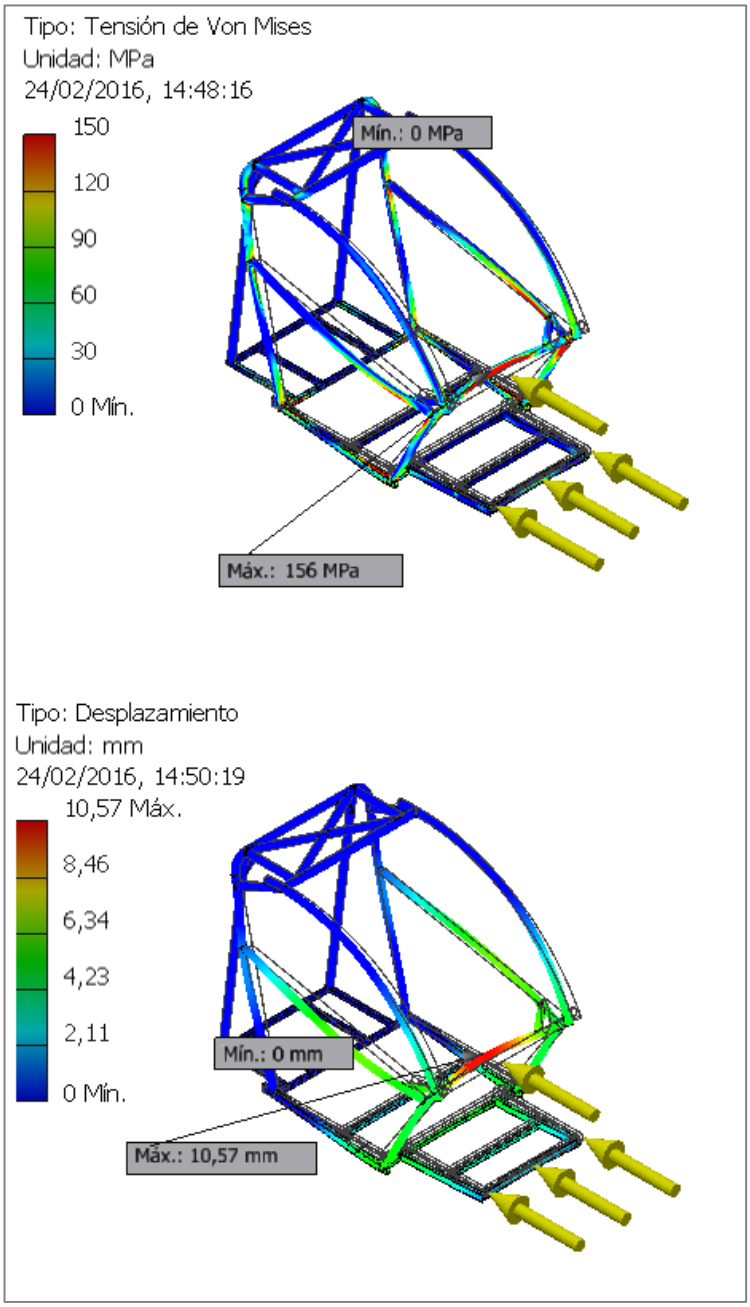


Figura 105: Resultados obtenidos en el noveno análisis estructural estático. (El autor)

6.7.10 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #10.

En el décimo análisis, la estructura es sometida a una carga longitudinal aplicada en la parte posterior, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de la estructura frontal. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 171 Mpa y un desplazamiento máximo de 14.17 mm ambos ubicados en la barra vertical posterior del arco principal, aunque son valores significativos y representan el desplazamiento máximo de la jaula de seguridad obtenido en los trece análisis, no comprometen la integridad estructural, no invaden el espacio de supervivencia del conductor, ni superan el límite de desplazamiento. Los resultados obtenidos en el décimo análisis estructural estático se presentan en la figura 106.

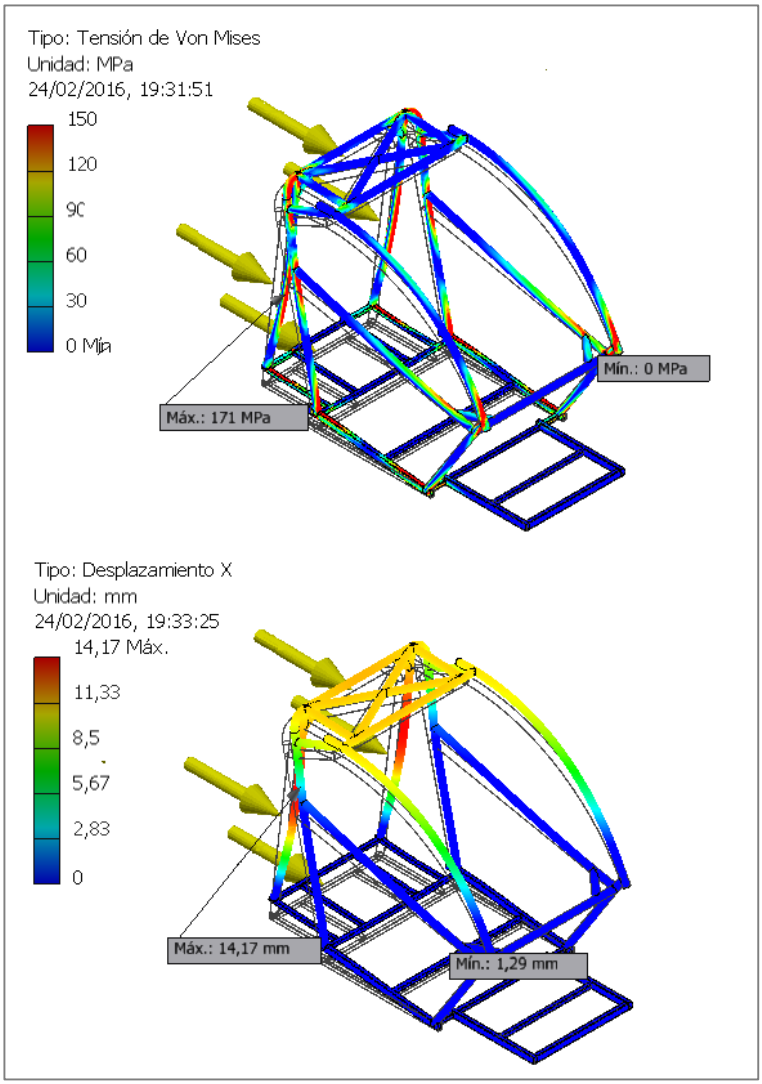


Figura 106: Resultados obtenidos en el décimo análisis estructural estático. (El autor)

6.7.11 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #11.

En el décimo primer análisis, la estructura es sometida a una carga lateral aplicada en el lado derecho del vehículo, tomando como condiciones de frontera puntos fijos de la estructura lateral izquierda. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 67.2 Mpa ubicado en la barra vertical derecha del arco principal, y un desplazamiento máximo de 3.61 mm ubicado en la barra longitudinal derecha, estos valores resultan pequeños y no comprometen la integridad estructural, no invaden el espacio de supervivencia del conductor, ni superan el linte de desplazamiento pre-establecido. Además debido a la simetría de la estructura se supone un comportamiento idéntico del lado izquierdo, los resultados obtenidos en el décimo primer análisis estructural estático se presentan en la figura 107.

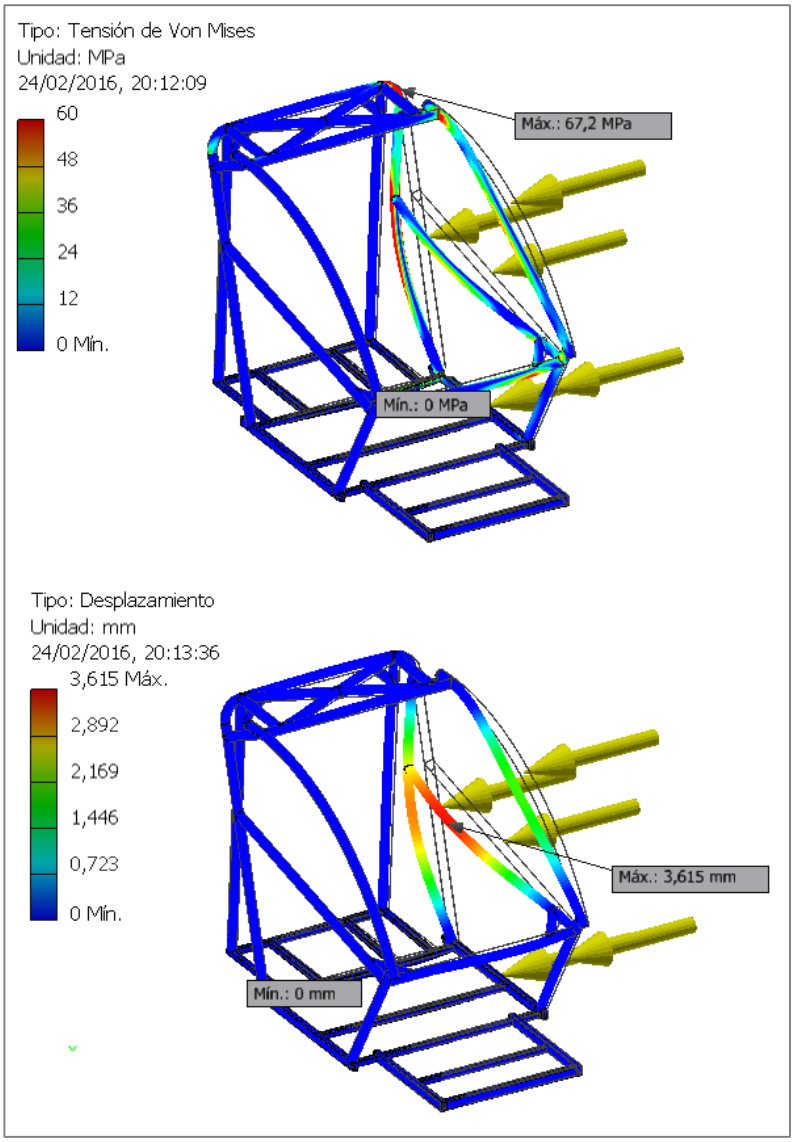


Figura 107: Resultados obtenidos en el décimo primer análisis estructural estático.

(El autor)

6.7.12 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #12.

En el décimo segundo análisis, la estructura es sometida a una carga vertical aplicada en el arco principal, tomando como condiciones de frontera puntos fijos del piso de la estructura. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 316 Mpa y un desplazamiento máximo de 3.61 mm, ubicados en la barra superior del arco principal , ambos resultados eran esperados considerando la magnitud de la carga aplicada sobre el arco principal (la mayor carga analizada), sin embargo aunque los valores obtenidos son considerablemente superiores a los anteriores, siguen ubicados en un umbral inferior al límite de falla establecido, no comprometen la integridad estructural y no invaden el espacio de supervivencia del conductor. Los resultados obtenidos en el décimo segundo análisis estructural estático se presentan en la figura 108.

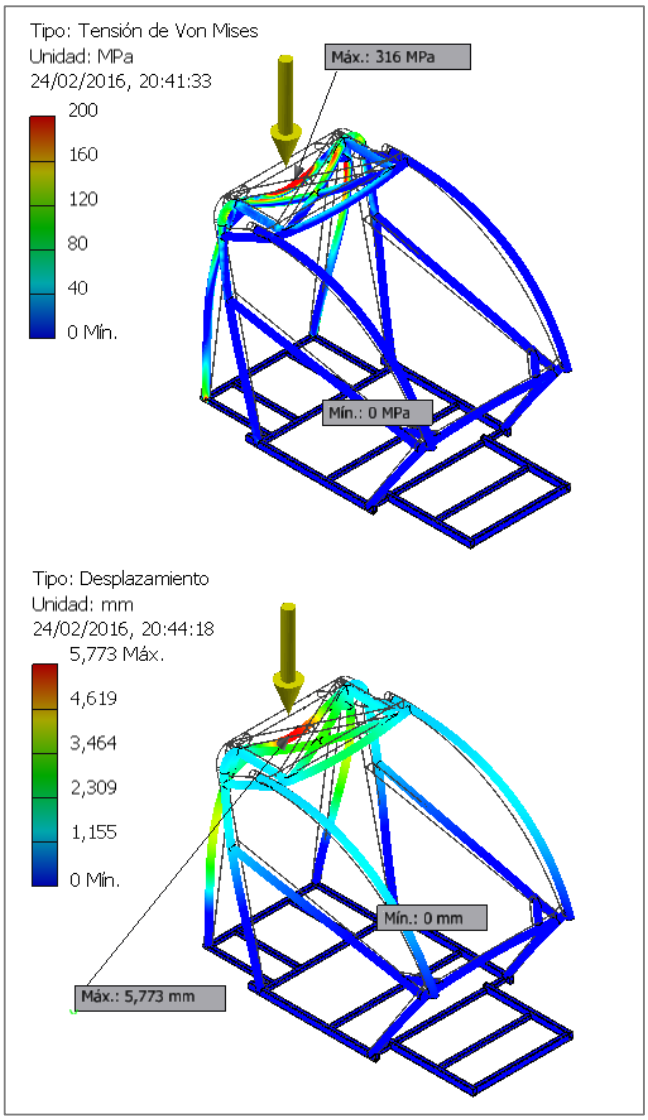


Figura 108: Resultados obtenidos en el décimo segundo análisis estructural estático.

(El autor)

6.7.13 RESULTADOS OBTENIDOS EN EL ANÁLISIS ESTRUCTURAL #13.

En el décimo tercer análisis, la estructura es sometida a una carga vertical aplicada en el punto de soldadura del arco lateral y la barra transversal superior del techo, tomando como condiciones de frontera puntos fijos del piso. En este análisis la estructura presenta una tensión máxima de 263.8 Mpa y un desplazamiento máximo de 5.31 mm ambos ubicados en la zona superior del arco lateral, estos valores resultan pequeños y no comprometen la integridad estructural, no invaden el espacio de supervivencia del conductor, ni superan el límite máximo de deformación. Los resultados obtenidos en el décimo tercer análisis estructural estático se presentan en la figura 109.

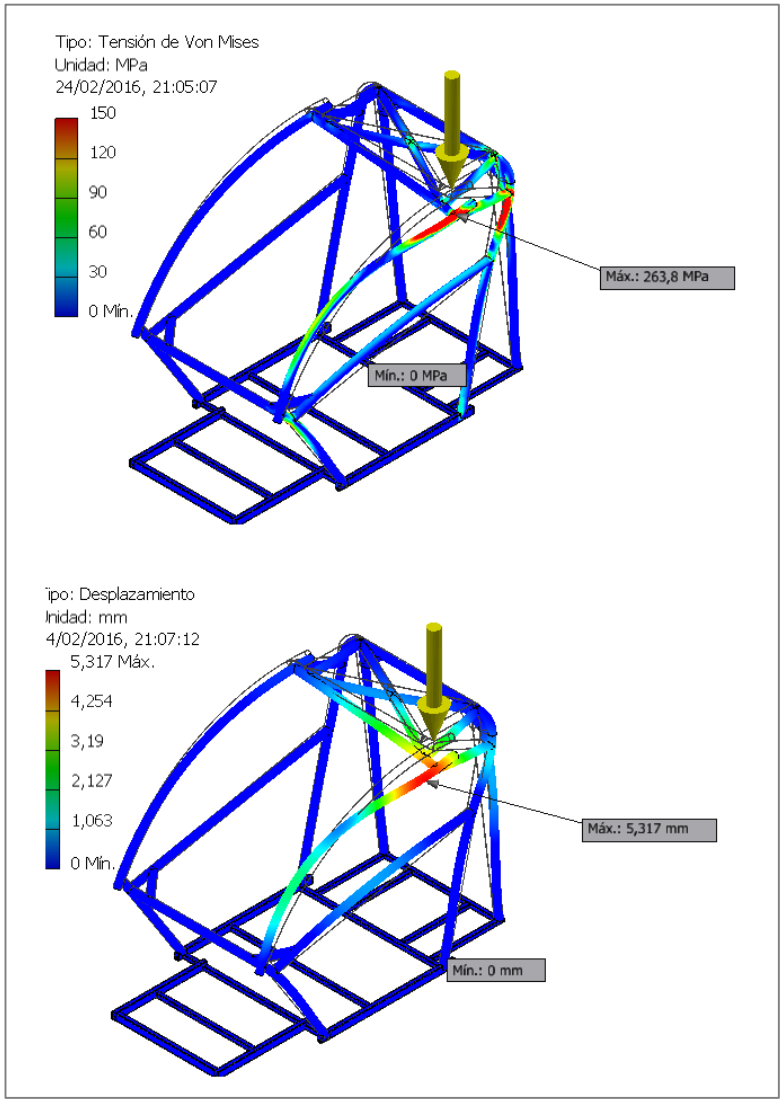


Figura 109: Resultados obtenidos en el décimo tercer análisis estructural estático. (El autor)

6.8 PRINCIPALES MODIFICACIONES Y CUMPLIMIENTO DE LA NORMATIVA.

El desarrollo del análisis estructural nos llevó a realizar varias modificaciones en la geometría de la estructura, con el afán de cumplir con las exigencias establecidas por la normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 1323 y la reglamentación de la FIA sobre jaulas de seguridad, buscando en todo momento la máxima eficiencia del sistema. El uso adecuado de la información obtenida, acompañado de un correcto criterio de validación, nos permitió diseñar una estructura eficiente, capaz de soportar las cargas estáticas más exigentes y a la vez resultar liviano con un peso máximo de 85 Kg.

En este contexto se realizó un análisis de rigidez en función del peso, que busca obtener la máxima rigidez estructural con el menor peso posible. Este estudio inicia con una geometría básica establecida por la FIA y mostrada en la figura 109, sobre esta geometría básica se realiza un estudio estructural estático a fin de determinar zonas propensas al fallo que requieren refuerzos estructurales o incremento de la sección transversal, las zonas identificadas como propensas a fallar se refuerzan con elementos estructurales de idéntico perfil y sección, se repite el análisis estructural estático y se analizan los nuevos resultados.

Este proceso se repite hasta obtener una geometría optimizada, liviana y eficiente, que presenta la máxima rigidez estructural con el menor peso posible, el resultado de este proceso se muestra en la figura 111. En palabras más sencillas cada uno de los elementos estructurales que conforman la geometría optimizada son indispensables para el correcto funcionamiento del sistema, si uno solo de ellos llegase a faltar, la integridad de la estructura y por tanto la seguridad del conductor se vería gravemente comprometida ante un evento de choque o vuelco.

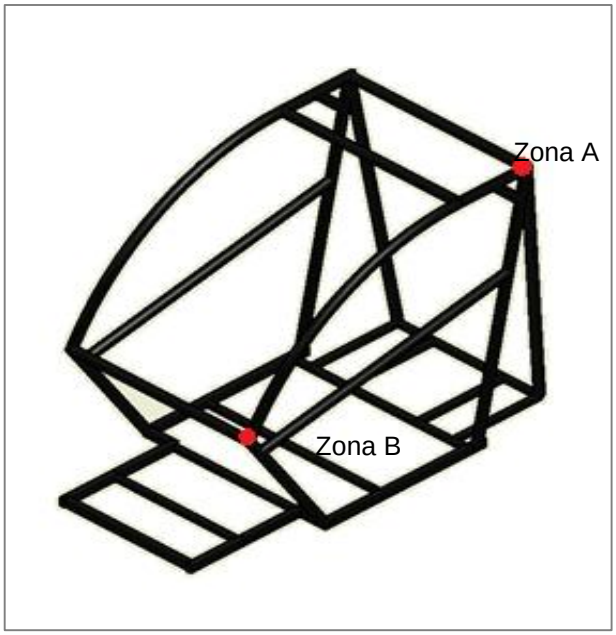


Figura 110: Zonas de interés propensas a fallar. (El autor)

Los análisis estructurales desarrollados permitieron determinar que la mayor concentración de tensión de Von Mises se ubicaba en los puntos de unión de los perfiles estructurales y las aristas vivas del arco principal (zona A), otra zona de especial interés sobre todo ante cargas estáticas aplicadas en el frente del vehículo son las intersecciones entre el arco lateral y la barra trasversal delantera (zona B). Dichas zonas resultan tendientes a fallar ya que la tensión presente supera el límite de fluencia del material, incrementando el riesgo de rotura. Para evitar esta concentración de tensión se recomienda no utilizar configuraciones que generen aristas vivas, la FIA recomienda utilizar elementos de refuerzo estructural opcionales para liberar la tensión de las aristas, en la figura 110 se han señalado la posición exacta de las zonas de interés que requieren ser analizadas.

Con el afán de cumplir con las exigencias de seguridad establecidas por la FIA se realizaron una serie de modificaciones sobre el chasis, dichas modificaciones están sustentadas por los análisis estáticos estructurales y responden a las necesidades del diseño y a los requerimientos de seguridad, buscan reducir la tensión de las zonas principales ya determinadas. Las principales modificaciones que se realizaron en el chasis son: se eliminaron las aristas vivas del arco principal, en su lugar se colocaron dos perfiles circulares con forma curva a 90°, se reforzó la estructura del techo con dos perfiles en forma de X, tal como se especifica en el reglamento de la FIA al menos una de las barras es continua y finalmente se añadieron cuatro refuerzos en las esquinas más comprometidas de la estructura. Estas modificaciones se presentan en la figura 111, sobre el chasis y la jaula modificados se realizó un último análisis estructural estático, los resultados obtenidos y un análisis de su comportamiento se presentó en el aparatado anterior.

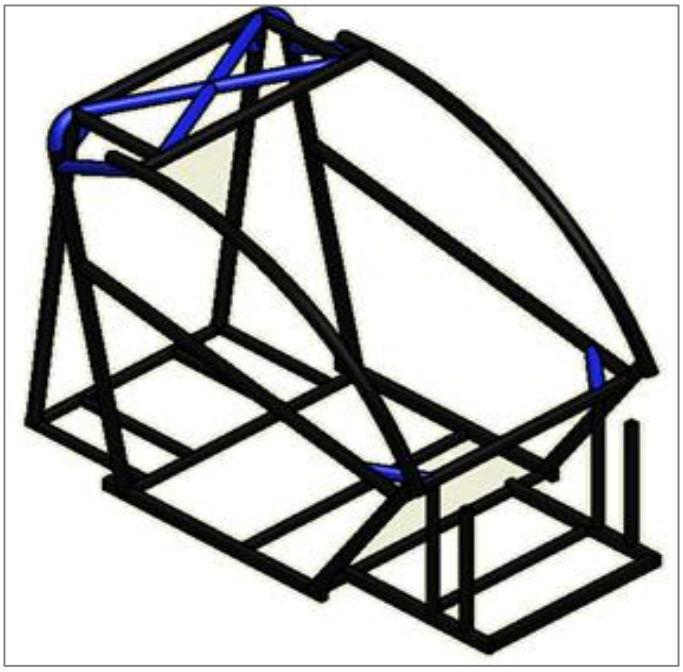


Figura 111: Modificaciones realizadas en el chasis y la jaula de seguridad. (El autor)

Gracias a la correcta aplicación del método de diseño basado en el análisis estructural estático, se logró cumplir con los requerimientos de: tensión máxima antes del fallo (rotura), desplazamiento máximo (deformación máxima) y factor de seguridad mínimo, todo esto basados en los criterios de diseño emitidos en las normativas nacionales e internacionales NTE INEN 1323 y FIA respectivamente. Los resultados obtenidos en el análisis estructural de la geometría modificada que sustentan dichas modificaciones se presentan en la tabla 40, acompañados del factor de seguridad mínimo calculado y del criterio de cumplimiento de las normas antes citadas.

RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTRUCTURAL ESTÁTICO

Análisis	Tensión de Von Mises [Mpa]	Desplazamiento máximo [mm]	Factor de seguridad mínimo	Cumplimiento.
Análisis 1	24.83	0.1074	14.09	SI
Análisis 2	90.5	0.45	3.87	SI
Análisis 3	88.62	0.449	3.95	SI
Análisis 4	88.56	0.45	3.95	SI
Análisis 5	87.16	0.449	4.01	SI
Análisis 6	85.63	0.45	4.08	SI
Análisis 7	101.3	0.476	3.45	SI
Análisis 8	182.6	6.99	1.92	SI
Análisis 9	156	10.57	2.24	SI
Análisis 10	171	14.17	2.04	SI
Análisis 11	118	4.04	2.97	SI
Análisis 12	316	5.77	1.10	SI
Análisis 13	263.8	5.32	1.33	SI

Tabla 40: Compendio de resultados obtenidos en el análisis estructural estático. (El autor)

6.9 ANÁLISIS DE VIDA A FATIGA DE LA ESTRUCTURA DEL CHASIS Y LA JAULA.

En el apartado anterior se consideró el análisis y diseño del chasis y la carrocería sometidas a cargas estáticas y se determinó los materiales, perfiles, refuerzos y la configuración ideal para soportar dichas cargas sin llegar al fallo ni superar el límite de deformación máximo admisible. Sin embargo el comportamiento estructural es completamente diferente cuando la estructura es sometida a cargas fluctuantes que varían con el tiempo.

En este apartado se analizará el comportamiento de la estructura cuando se somete a cargas variables, puntualmente a la carga de aceleración y frenado brusco en un lapso de tiempo pertinente, se determinará el número de ciclos que la estructura soporta sin presentar fallas (vida a fatiga) y se identificará zonas propensas a fallar (factor de seguridad). Si el número de ciclos en el cual se presenta la falla es inferior al tiempo de vida del vehículo se tomarán acciones para reforzarlas a fin de que resistan con éxito tales condiciones, caso contrario únicamente se presentarán como zonas de interés que requieran inspección periódica.

6.9.1 CARACTERIZACIÓN DEL ESFUERZO FLUCTUANTE.

La mayoría de esfuerzos fluctuantes que actúan sobre las piezas de una máquina toman un valor sinusoidal, debido a su naturaleza rotatoria. En cuanto a la carrocería de los vehículos automóviles terrestres, las fuerzas fluctuantes que más afectan a su vida útil aparte de los movimientos oscilatorios de la carretera (ya estudiados), son las cargas generadas por la aceleración máxima y el frenado brusco, si consideramos un ciclo de aplicación de estas cargas fluctuantes tomando los valores máximos calculados, podemos aproximarlas a un comportamiento sinusoidal.

En consecuencia los picos de fuerza durante la aceleración (F_{max}) y el frenado (F_{min}), se emplean para caracterizar el patrón de la fuerza fluctuante, como un esfuerzo sinusoidal completamente invertido, en donde el esfuerzo medio es nulo.

$$\boldsymbol{F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}} \qquad \mathbf{84}$$

$$\boldsymbol{F_a = \left|\frac{F_{max} - F_{min}}{2}\right|} \qquad \mathbf{85}$$

Donde:

F_m= Componente de intervalo medio de la fuerza. [N]

F_a= Componente de amplitud de la fuerza. [N]

F_{max}= Fuerza de aceleración máxima. [N]

F_{min}= Fuerza de frenado máxima. [N]

Las fuerzas máximas de aceleración y frenado fueron determinadas en los capítulos anteriores, aplicando las ecuaciones 84 y 85 se puede estimar de manera muy precisa la fuerza fluctuante, considerando un periodo de 10 segundos, necesario para completar un ciclo de aceleración y frenado bruscos. Dado que la masa total del vehículo es de 480Kg y la aceleración así como la desaceleración máxima fueron establecidas en $4\,m/s^2$, la ecuación que domina la fuerza fluctuante que actúa sobre la estructura es:

$$\boldsymbol{F = 1920 * \sin\left(\frac{10t}{2\pi}\right)}$$

En la figura 112 se muestra una representación de la fuerza fluctuante completamente invertida, que actúa sobre la estructura del chasis y la jaula de seguridad, para tres ciclos de aceleración y frenado, con un periodo de 10 segundos y una amplitud pico a pico de 3840N.

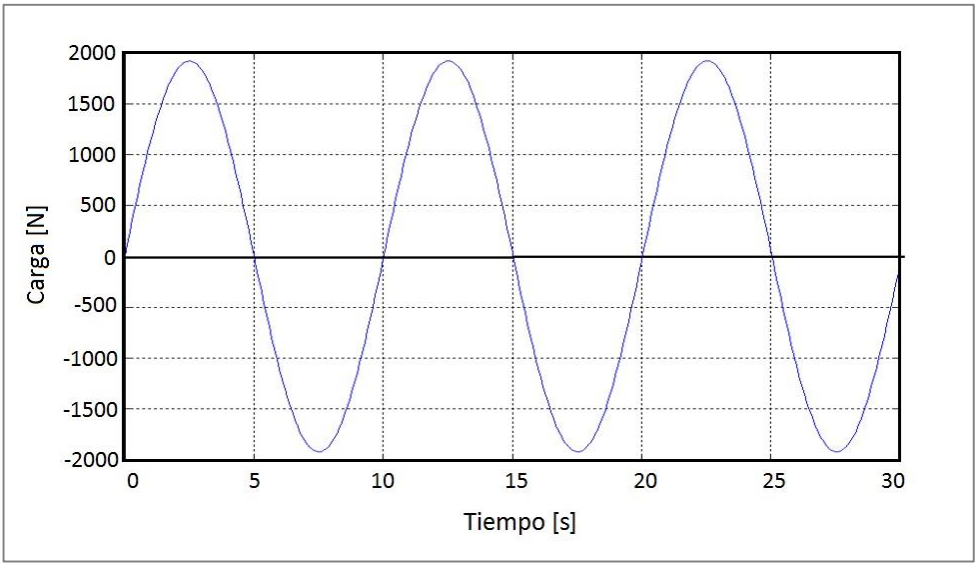


Figura 112: Carga fluctuante que actúa sobre la estructura (el autor)

Esta fuerza fluctuante que actúa sobre el centro de gravedad y los elementos de soporte del motor, la transmisión y la silla de ruedas, genera esfuerzos tensores y compresores sobre los elementos que componen la estructura, dichos esfuerzos tienen un comportamiento similar a la fuerza que los origina, es decir son fluctuantes, su comportamiento se caracteriza por medio de las ecuaciones 86 y 87.

$$\boldsymbol{\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}} \qquad \textbf{86}$$

$$\sigma_a = \left|\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}\right| \qquad 87$$

Donde:

σ_m= Componente de esfuerzo medio. [Mpa]

σ_a= = Componente de amplitud [Mpa]

σ_{max}= Esfuerzo máximo [Mpa]

σ_{min}= Esfuerzo mínimo [Mpa]

Dos factores importantes para el análisis de vida a fatiga que se utilizarán más adelante en el análisis por el método de elementos finitos, se definen y emplean en conexión con los esfuerzos fluctuantes, estos son: la razón de esfuerzo (R), y la razón de amplitud (A).

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$$

En la figura 113 se ha representado un esfuerzo fluctuante generado por una fuerza fluctuante completamente invertida, en donde se aprecia de mejor manera las características de los esfuerzos antes señalados y el comportamiento típico del esfuerzo.

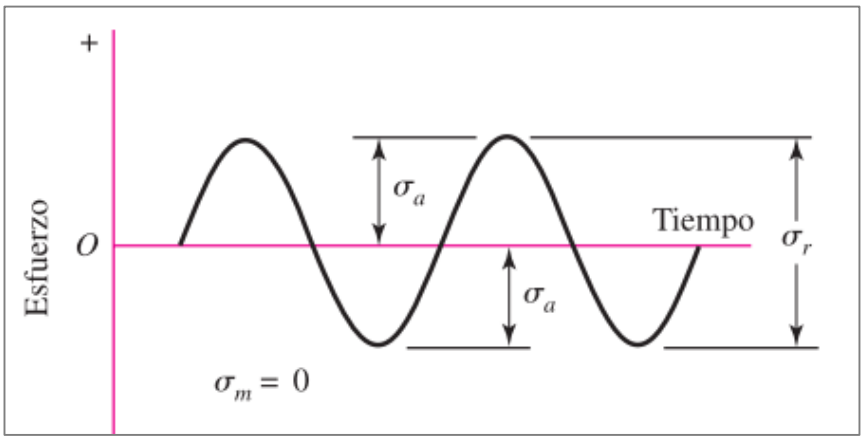


Figura 113: Comportamiento característico de un esfuerzo fluctuante completamente invertido. (Richard and Keith)

6.9.2 CRITERIOS DE FALLA POR FATIGA Y FACTOR DE SEGURIDAD.

Básicamente existen tres métodos para graficar los resultados de la vida a fatiga para diversos valores de esfuerzo medio y amplitud, siendo uno de los más usados el diagrama de Goodman modificado, por ser uno de los más conservadores. Este criterio expresa que en el diagrama de esfuerzos existe un lugar geométrico que divide las combinaciones seguras de las inseguras.

En consecuencia la ecuación que permite determinar el factor de seguridad por medio del criterio de Goodman modificado de falla por fatiga, se presenta en la ecuación 88. Considerando el comportamiento de los esfuerzos generados por una carga fluctuante completamente invertida, en donde el esfuerzo medio toma un valor nulo.

$$\frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{n}} = \frac{\boldsymbol{\sigma_a}}{\boldsymbol{S_e}} \qquad \mathbf{88}$$

En el diseño de vehículos siempre se busca un factor de seguridad alto que asegure que la estructura del chasis y la jaula de seguridad tendrán una vida a fatiga larga incluso con cargas fluctuantes mayores, superior a la vida útil del vehículo (por lo general 5 años), con esto el diseñador se asegura que la estructura interna del vehículo no fallará (rotura o formación de grietas) ante esfuerzos de aceleración y frenado constantes.

6.9.3 ANÁLISIS DE VIDA A FATIGA POR EL MEF.

6.9.3.1 PROCESO DE CÁLCULO.

El método de elementos finitos fue estudiado a cabalidad en el apartado anterior, para trece análisis estructurales estáticos. El análisis de vida a fatiga por el método de elementos finitos se basa en los mismos principios antes mencionados, los criterios de discretizacion tales como: tamaño y forma de los elementos, convergencia de los resultados, técnicas de modelado y demás, utilizados en el análisis estático se aplican sin modificación a este análisis.

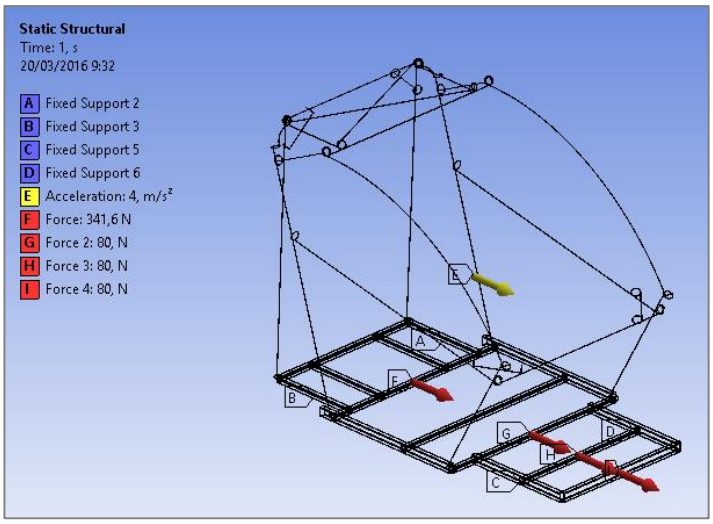


Figura 114: Condiciones de contorno utilizadas en el análisis de vida a fatiga. (El autor)

Se ha determinado que las cargas de carácter fluctuante que actúan sobre la estructura más importante son: la aceleración y el frenado máximos, su amplitud y sus características principales referidas a su carácter fluctuante se determinaron en al apartado anterior. En cuanto a las condiciones de contorno utilizados son: cuatro puntos fijos en las barras longitudinales que soportan los elementos de la suspensión. Las condiciones de contorno, las cargas y la aceleración utilizadas para este análisis se presentan en la figura 114.

El proceso de solución y los métodos matemáticos utilizados no difieren en ningún aspecto del análisis estructural estático más que en el carácter de las cargas actuantes, en el primer caso las cargas son fijas (sin modificaciones de su magnitud ni dirección), mientras que en el análisis de vida a fatiga las cargas son fluctuantes (modificación de su magnitud y dirección). Tal es el caso que para realizar esta simulación solo se requiere seleccionar una solución extra al proceso de cálculo, llamada herramienta de análisis de fatiga “Fatigue Tool”.

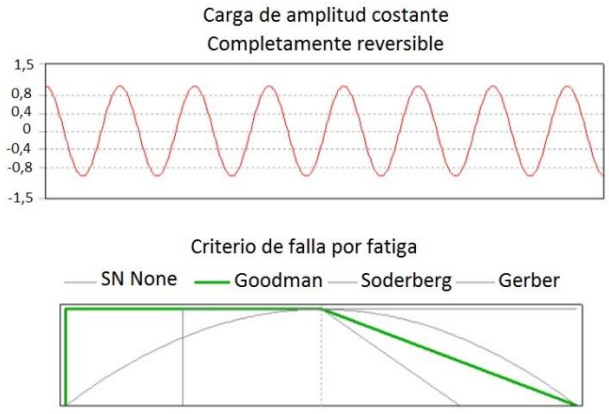


Figura 115: Carácter de la carga fluctuante y teoría de corrección seleccionada. (El autor)

En esta herramienta de solución “Fatigue Tool” seleccionamos los criterios principales referidos al carácter de la carga, el tipo de carga, el tipo de análisis, la razón de esfuerzos y los criterios de falla por fatiga, en la figura 115 se presenta el comportamiento de las cargas fluctuantes seleccionado y la teoría de corrección utilizada.

Como se aprecia el carácter de la carga fluctuante utilizada es de amplitud constante completamente reversible, debido a las características propias del análisis (aceleración y frenado brusco), en este tipo de análisis el esfuerzo medio toma un valor nulo. La teoría de corrección utilizada es la teoría e Goodman que como se señaló es la más conservadora.

6.9.4 RESULTADOS OBTENIDOS.

Del análisis de vida a fatiga practicado sobre la estructura, por medio del método de elementos finitos, se determinó que la estructura diseñada tiene un comportamiento muy cercano al esperado, con una vida a fatiga elevada (figura 116), superior a un millón de ciclos sin llegar a presentar fallas $(1x10^6)$. Por este método de resolución se determinó además la ubicación de aquellas zonas en las que se podría llegar a presentar fallas estructurales debido a la fatiga, como se esperaba esta zona está ubicada en el punto de soldadura de la barra longitudinal del chasis que soporta las bases del motor, debido al cambio de sección de este perfil con los travesaños longitudinales del chasis, sin embargo incluso esta zona presenta una vida a fatiga elevada, superior a (173.240 ciclos).

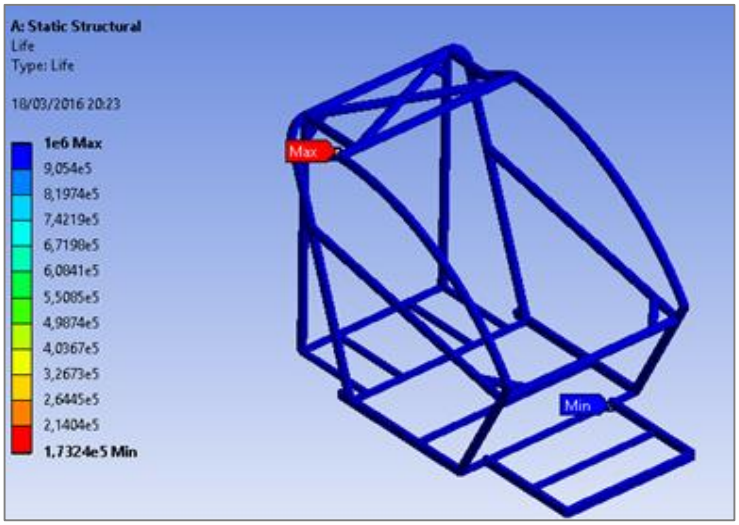


Figura 116: Resultados del análisis de vida a fatiga de la estructura. (El autor)

En cuanto al factor de seguridad calculado (figura 116), la mayoría de la estructura presenta un factor de seguridad elevado (mayor a 15), sin embargo las zonas propensas a falla antes señaladas muestran un factor de seguridad medio de (2.72), este análisis nos permite

asegurar que la estructura llegará a fallar luego de un lapso de tiempo elevado (173.240 ciclos), lo más probable es que la falla se presente en las zonas de los travesaños correspondiente a las zonas de soldadura de las barras transversales que sirven de soporte del motor y el conductor (figura 118).

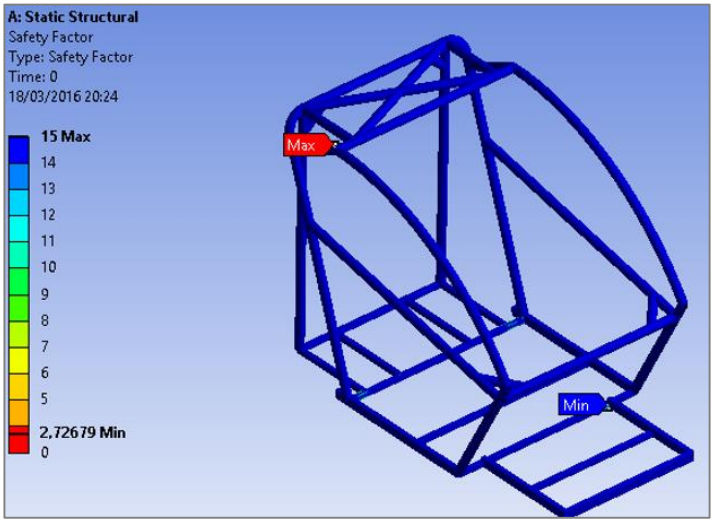


Figura 117: Factor de seguridad de vida a fatiga calculado. (El autor)

Sin embargo, dado que la probabilidad de falla se da a un número de ciclos elevado (que supera incluso la vida útil del vehículo), no es recomendable reforzar la estructura ya que esto ocasionaría un importante incremento del peso y gastos de diseño y construcción innecesarios. Sin embargo el análisis de vida a fatiga nos permite identificar las zonas en las que probablemente llegara a fallar la estructura, esta identificación en el proceso de diseño permite tomar acciones pertinentes respecto al mantenimiento preventivo y monitoreo de estas zonas, una vez superado el tiempo estimado para el cumplimiento de los ciclos establecidos.

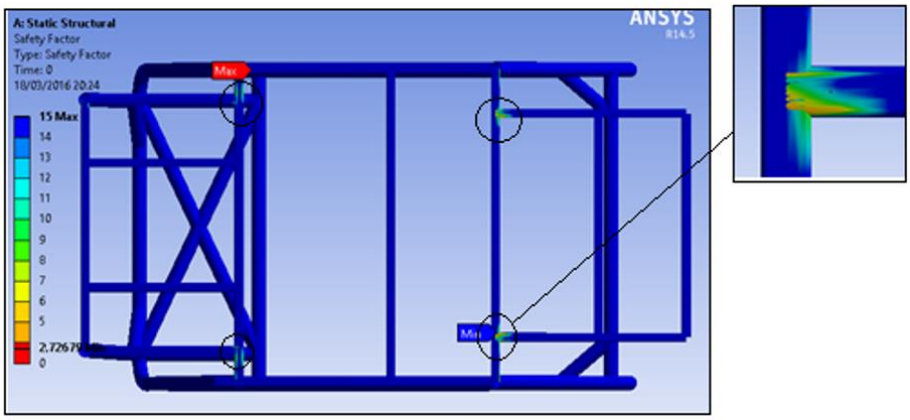


Figura 118: Zonas de interés propensas a falla por fatiga luego de 173.240 ciclos de carga fluctuante. (El autor)

CAPÍTULO VII.

7. ANÁLISIS AERODINÁMICO DE LA CARROCERÍA.

Muchas de las características relacionadas con el performance, la manejabilidad, la seguridad y el confort de los automóviles, están relacionadas directa o indirectamente con sus propiedades aerodinámicas. Un coeficiente de arrastre bajo es fundamental para asegurar un consumo de combustible moderado y reducir las emisiones contaminantes, sobre todo en vehículos que alcanzan velocidades superiores a los 60km/h, Otras características menos importantes en cuanto a desempeño, relacionadas con las propiedades aerodinámicas del vehículo son: la estabilidad direccional, el sonido del viento, los depósitos de suciedad y la refrigeración.

La aerodinámica vehicular tiene el objetivo de analizar el conjunto de acciones que el aire ejerce sobre el vehículo en movimiento, así como la forma de lograr que estos efectos sean lo más favorables posibles. (Aparicio, Vera, and Díaz)

En este capítulo centraremos nuestra atención en el análisis del flujo de aire externo, analizaremos de manera bibliográfica las acciones aerodinámicas actuantes sobre los vehículos automóviles, los principios y fundamentos sobre los que se basa el comportamiento de un fluido incompresible, los diferentes regímenes que puede adoptar una línea de flujo, determinaremos la influencia sobre el coeficiente de resistencia aerodinámico que genera la forma geométrica de la parte delantera, la inclinación del capot, el ángulo del parabrisas, la geometría trasera, y el techo de un automóvil. Se presentan criterios de diseño aplicable a cualquier vehículo que permitan la optimización de la forma de la carrocería para lograr una resistencia aerodinámica aceptable, considerando las características especiales del vehículo diseñado y su objetivo final.

Sobre la geometría optimizada por medio de análisis teóricos y pruebas empíricas, realizaremos un análisis CFD, en primer lugar presentaremos los conceptos relacionados con el análisis CFD, su alcance y limitaciones, así como el procedimiento seguidos para realizar una simulación en tres dimensiones. Aplicando el procedimiento de simulación tridimensional CFD se calcularán y analizarán las características aerodinámicas principales del vehículo diseñado, los resultados obtenidos serán comparados con los resultados teóricos ya calculados, cuyo error no deberá ser mayos al 5%, quedando determinada de esta manera el comportamiento longitudinal del vehículo diseñado al circular por un medio fluido como el aire.

7.1 COMPORTAMIENTO AERODINÁMICO ESTÁNDAR DE UN AUTOMÓVIL.

Varios son los diseños automovilísticos desarrollados con el objetivo de lograr la menor resistencia aerodinámica, sin embargo criterios de diseño enfocados a la aceptación del público han obligado a desarrollar un tipo de carrocería estándar, una forma geométrica establecida sobre la cual se realizan pequeñas modificaciones que ayuden a canalizar el flujo de aire logrando reducir su resistencia. En este apartado se analiza de manera general el comportamiento del aire (flujo) al circular sobre una carrocería estándar, se presentan criterios de diseño y conceptos fundamentales que describen su comportamiento.

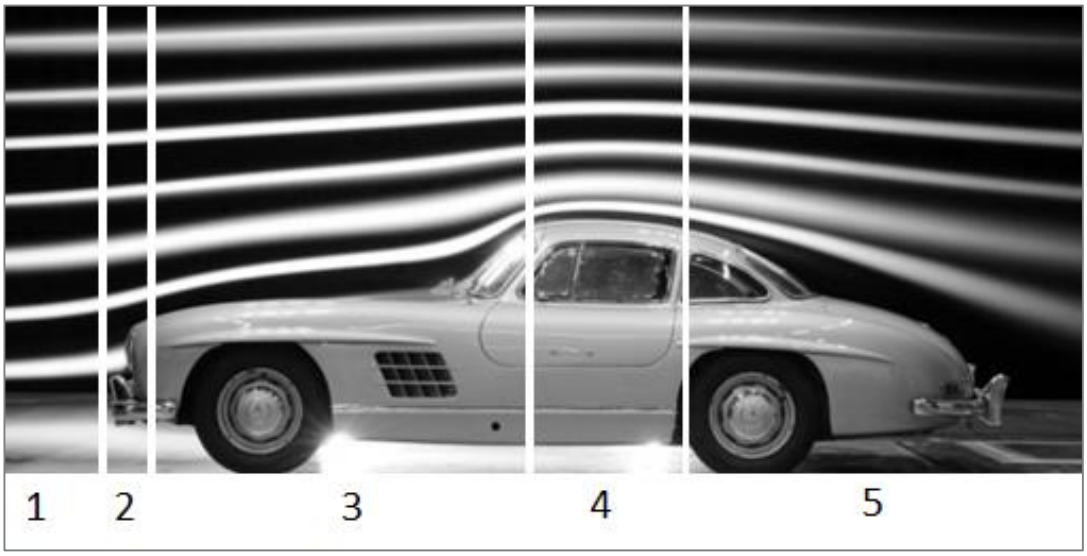


Figura 119: Zonas de interés en el flujo aerodinámico. (El autor)

Para facilitar la comprensión de la aerodinámica vehicular, se ha dividido el flujo de aire total alrededor de la carrocería en cinco zonas de especial interés que se deben considerar como zonas críticas debido a su relación directa con el comportamiento del flujo y la resistencia aerodinámica al avance, estas zonas se pueden observar en la figura 119.

Antes de interactuar con la superficie de la carrocería, la presión estática del fluido no difiere de la presión ambiental y se comporta como un fluido no viscoso compresible, el mismo principio se aplica para el flujo de aire exterior a la capa límite lo suficientemente alejado del vehículo para no ser perturbado (zona 1). En esta zona la presión dinámica es una función de la velocidad, toma una magnitud igual para todas las líneas de corriente, la presión total (presión estática más presión dinámica) es constante para todas las líneas de flujo en todas las zonas de interés.

El fluido continúa su desplazamiento a través de la zona 1 sin ningún tipo de interferencia hasta llegar a la zona 2, esta zona constituye la primera zona de contacto de las líneas de

flujo con la carrocería, en esta zona la mayoría de las líneas de flujo son desviadas por interferencia hacia la parte superior del vehículo, solo pocas líneas se desvían hacia la parte inferior y por lo general una sola línea de corriente se dirige de manera directa sobre el parachoques y se estanca (esta línea de flujo es de especial interés para el análisis de movimiento del aire al interior del vehículo), en esta línea de corriente la velocidad relativa y la presión dinámica tienden a cero (choque frontal).

Las líneas de flujo que se dirigen hacia la parte superior del vehículo tienden a seguir la forma de la carrocería (zona 3), de manera más radical mientras más cercanas a la superficie se encuentren, este efecto de ajuste de la línea de flujo y por lo tanto la presencia de una capa limite se consigue gracias a la presión total existente en las líneas de flujo exteriores a la capa limite, se debe lograr una presión estática elevada en las zonas donde el flujo se doble (capot y parabrisas) para evitar el despegue de la capa limite, en esta zona la velocidad del fluido se reduce debido al rozamiento de carácter viscoso entre el fluido y la superficie, esta reducción de la velocidad genera pérdida de presión dinámica, que deberá ser compensada con un incremento proporcional de la presión estática.

En el techo del vehículo (zona 4) al no existir interferencia alguna, el flujo dinámico del aire incrementa su velocidad, esta variación de la velocidad puede determinarse de manera visual al analizar la distancia existente entre las líneas de flujo, mientras mayor sea la velocidad relativa, menor será la distancia entre líneas. El incremento de la velocidad del flujo acarrea un aumento de la presión dinámica, por lo que la presión estática se ve reducida y aumenta la posibilidad de fenómenos de desprendimiento de la capa límite por turbulencias.

La última zona de interés (zona 5) resulta ser la más crítica y una de las zonas a las que se da mayor importancia en el diseño aerodinámico, lo ideal en esta zona sería que el flujo de aire siguiera la trayectoria del vehículo, emulando su comportamiento en la parte delantera, sin despegarse de la carrocería y por lo tanto sin desprendimientos de la capa limite, en esta circunstancia ideal la diferencia de presión entre la parte delantera y trasera del vehículo sería nula y no se generaría la fuerza resistiva conocida como arrastre por presión.

En la práctica, al menos con los diseños actuales de carrocerías, este comportamiento ideal no se cumple, desde el punto de vista comercial esto se entiende ya que la carrocería ideal que no generaría desprendimiento de la capa limite o que por lo menos la retrasa y la reduce, es una carrocería con una forma muy peculiar, en la cual la parte posterior del vehículo tiene un declive poco pronunciado que se extiende hasta el parachoques posterior (forma de gota) que no resulta estéticamente aceptable, un ejemplo de esta geometría es el modelo PFX fabricado por Pininfarina, como un ejercicio de diseño aerodinámico, aunque este prototipo ostenta un coeficiente de resistencia aerodinámico menor a 0.25, demostró ser poco atractivo y no llegó a fabricarse en serie.

En la mayoría de carrocerías actuales, el comportamiento del flujo de aire en la zona posterior del automóvil (zona 5), genera el desprendimiento de la capa limite, este desprendimiento

ocasiona la formación de vórtices o turbulencias, en función de la amplitud de la estela generada la presión del flujo en la parte posterior se reduce y en consecuencia resulta menor a la presión estática de la parte delantera del vehículo, la diferencias de presiones dificulta el avance del vehículo.

7.2 CRITERIOS DE DISEÑO AERODINÁMICO.

7.2.1 CRITERIOS DE DISEÑO DE LA PARTE FRONTAL.

La parte delantera de un vehículo puede idealizarse como un bloque cuadrado, por simplificación y dado que únicamente interesa el flujo exterior, se analizará la toma de aire frontal para el radiador como una zona cerrada. La zona frontal evidentemente es la primera zona del vehículo en entrar en contacto con el fluido, la interacción entre la carrocería y las líneas de corriente en la parte frontal es de suma importancia para asegurar un buen desempeño aerodinámico.

El comportamiento de las líneas de flujo en la parte delantera del vehículo se puede resumir de la siguiente manera: en primer lugar el flujo se encuentra con la zona de estancamiento, una zona plana de la carrocería necesaria para la entrada de aire al radiador, donde el flujo se detiene por completo y la presión estática toma su máximo valor, solo algunas líneas de flujo se detienen en esta zona, las demás líneas (no estancadas) tienden a fluir hacia la parte superior y lateral del vehículo, solo algunas líneas se deslizan por la parte inferior.

Aunque la tendencia es diseñar una zona delantera que reduzca o incluso elimine la existencia de la zona de estancamiento, en la práctica no es posible ni prudente eliminar por completo esta zona, sobre todo en vehículos propulsados por MCIA frontales, debido a la necesidad del flujo de aire para refrigerar el motor y otros componentes mecánicos, y a la necesidad de volumen interior en el vano motor, pero si se recomienda reducir su altura al mínimo posible.

Otro elemento de la parte frontal que tiene una relación directa con el coeficiente aerodinámico es el ángulo de inclinación del capot, su objetivo es lograr una buena adhesión del flujo y por lo tanto asegurar la existencia de una capa límite, el mismo principio se aplica a la inclinación del parabrisas, sin embargo este tiene una restricción debido a su limitación geométrica, relacionada con la visibilidad y calentamiento del habitáculo que restringe su inclinación a un valor máximo de 60°. (Aparicio, Vera, and Díaz)

Como regla general la parte delantera del vehículo se debe diseñar con formas suaves y redondeadas reduciendo al mínimo posible la zona de estancamiento, con ángulos de inclinación del capot y el parabrisas lo más pronunciados posibles para asegurar una buena

adhesión de la capa límite y lograr un buen comportamiento del flujo en otras regiones subsiguientes.

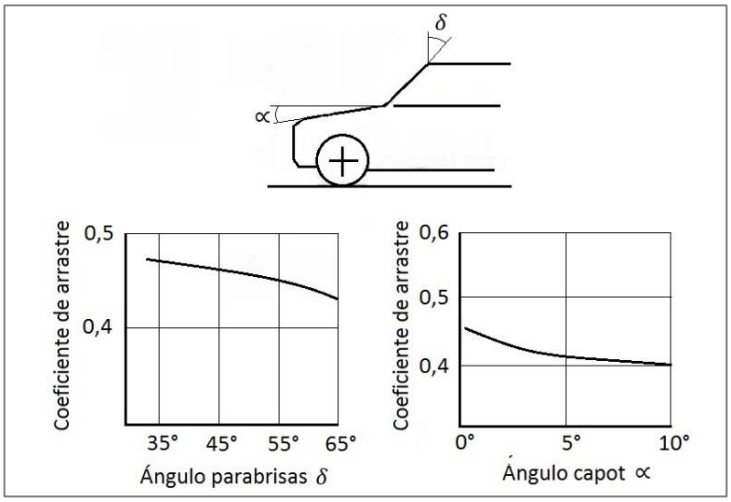


Figura 120: Influencia del ángulo de inclinación del capot y el parabrisas. (Hucho et al.)

7.2.2 CRITERIOS DE DISEÑO DEL PARABRISAS.

Lograr un flujo laminar con una buena adherencia en el capot, no asegura la inexistencia de turbulencias en las zonas subsiguientes, un ejemplo claro de esto se presenta en las zonas del parabrisas, según (Hucho et al.) la separación de la capa límite tiende a ocurrir en tres lugares diferentes del parabrisas, estos son: la base del parabrisas, la zona de unión con el capot y la zona superior donde se une con el techo.

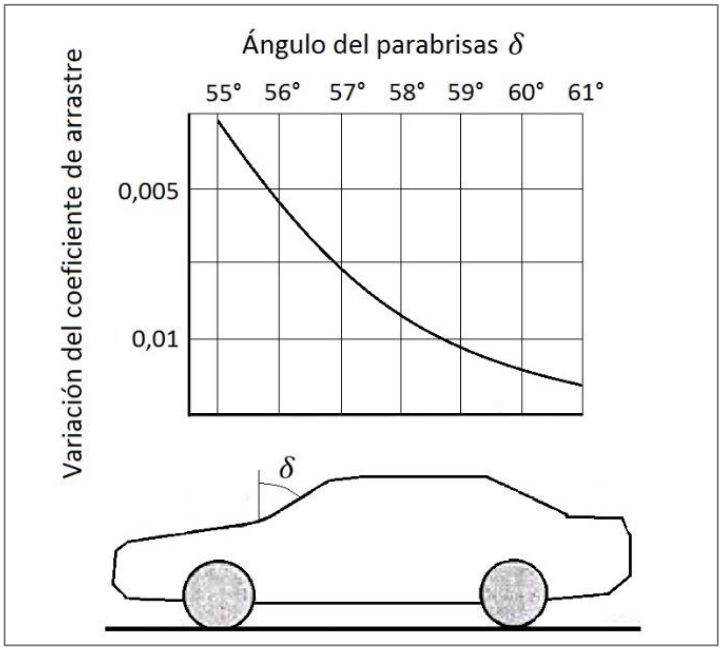


Figura 121: Influencia de la inclinación del parabrisas sobre Cx. (Hucho et al.)

Dos son los ángulos que definen el comportamiento del aire al circular por el parabrisas de un vehículo, estos son: el ángulo de inclinación formado con el plano vertical y el ángulo total formado por el parabrisas y el capot, el primero determina la resistencia del aire debida a la fricción, se ha demostrado que para ángulos superiores a 60° de inclinación del parabrisas no existe un decremento substancial de la resistencia aerodinámica. (Hucho et al.)

La relación entre el ángulo de inclinación del parabrisas y la variación del coeficiente de arrastre se presenta en la figura 121 para un caso específico de un vehículo en particular.

7.2.3 CRITERIOS DE DISEÑO DEL TECHO.

Aunque pareciera que el techo fuese un elemento secundario en la aerodinámica, debido a su posición cuasi horizontal, los estudios aerodinámicos han demostrado que el coeficiente de resistencia aerodinámica puede reducirse sustancialmente arqueando el techo, este criterio de diseño es cierto solo hasta ciertos valores de arco máximo, después del cual se observa un incremento en dicho coeficiente (figura 122). De manera general se recomienda mantener amplios radios de curvatura en las uniones del techo con el parabrisas delantero y posterior, de modo que el incremento de presión en estos lugares no sea demasiado grandes.

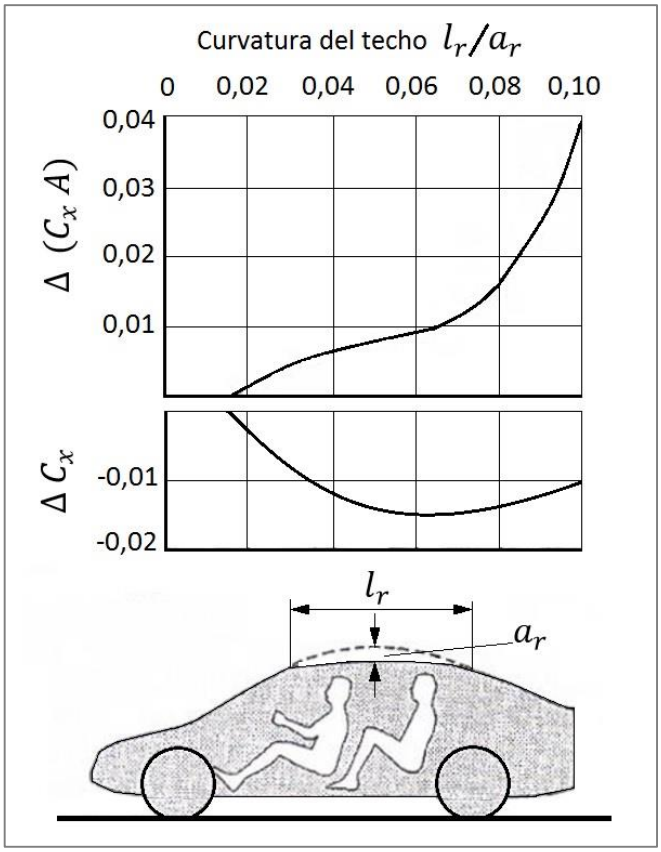


Figura 122: Influencia de la curvatura del techo sobre Cx. (Hucho et al.)

Otro criterio de diseño del techo relacionado directamente no con el coeficiente de resistencia aerodinámico pero si con la resistencia al avance, es el área transversal, un techo curvo ocasiona el incremento del área transversal y por lo tanto la resistencia total se incrementará de manera directa a pesar de la reducción de Cx.

7.2.4 CRITERIOS DE DISEÑO DE LA PARTE POSTERIOR.

La geometría de la parte posterior del vehículo se relaciona directamente con el valor del coeficiente aerodinámico al arrastre, no por la fuerza de resistencia debida al rozamiento viscoso del fluido, sino más bien por la resistencia debida al desprendimiento de la capa límite, la formación inevitable de una estela en la parte posterior del automóvil y la generación de una depresión que tiende a oponerse al avance del vehículo.

Básicamente existen tres geometrías traseras comunes en el diseño de vehículos, están son: la geometría cuadrada, la geometría inclinada y la geometría en escalón (figura 123).

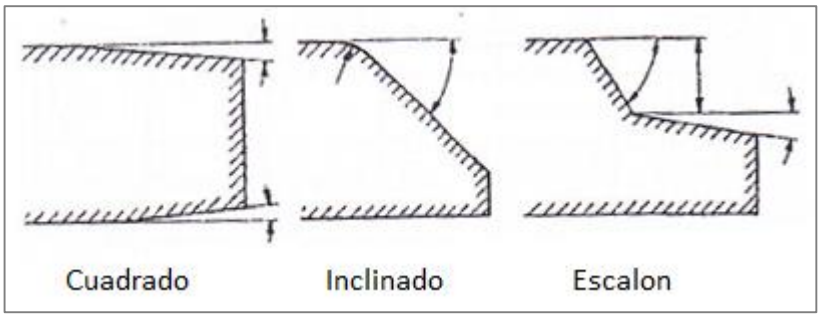


Figura 123: principales formas de la carrocería posterior. (Aparicio, Vera, and Díaz)

Basados en esta geometría podemos señalar que el vehículo diseñado presenta una forma cuadrada con una ligera inclinación del parabrisas posterior, por lo que prestaremos especial atención a los criterios de diseño de este tipo de geometría. En este análisis y dado la importancia de caracterizar la estela generada, se presentan criterios relacionados con dos tipos de desprendimiento, el primero un desprendimiento cuasi bidimensional en donde solo importa la forma transversal del vehículo y un segundo desprendimiento tridimensional en el que interviene además la forma de los laterales.

Con la finalidad de obtener una estela en la parte posterior con la menor área posible, se han establecido ciertos criterios fundamentales aplicables a vehículos de todo tipo, uno de estos criterios es emular la cola de un bote, una cola larga que se estrecha en la parte posterior permite canalizar el flujo dinámico del aire hasta el punto de desprendimiento, generando la menor estela posible, sin embargo esta forma tan peculiar solo es posible en vehículos de

prototipo aerodinámicos, una geometría poco práctica para nuestros objetivos. Este concepto de cola de bote ha sido adoptado dentro de lo posible por la mayoría de vehículos tipo turismo, la parte posterior se estrecha levemente canalizando el flujo de aire lateral hacia el eje de simetría, logrando reducir la estela generada.

Dos ángulos determinan el comportamiento del coeficiente de resistencia aerodinámico en función de la forma de la carrocería en la parte posterior, estos son: la inclinación del techo y el ángulo de caída del parabrisas. En los vehículos con una forma posterior cuadrada o ligeramente inclinada, según (Hucho et al.) Una medida que ha demostrado ser muy eficaz para reducir el coeficiente de arrastre es inclinar ligeramente el techo en la parte final, su influencia se presenta en la figura 137.

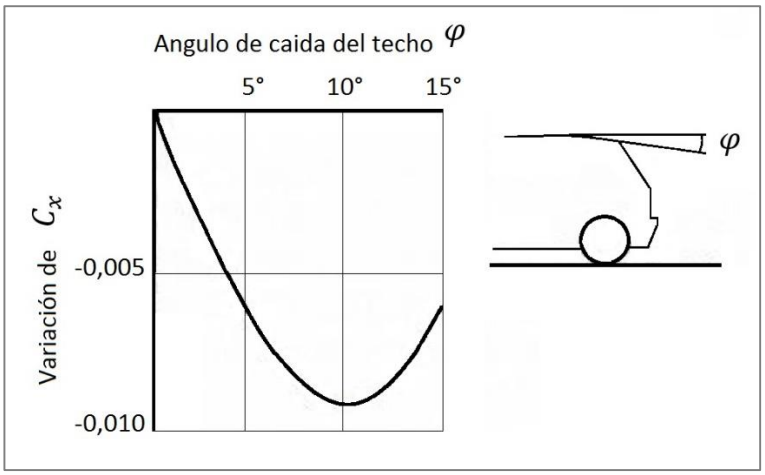


Figura 124: Influencia de la caída del techo sobre Cx. (Hucho et al.)

En cuanto a la inclinación del parabrisas posterior, diversos autores han estudiado su influencia, se ha concordado que existe un valor crítico de inclinación de 30° el cual genera un incremento sustancial del coeficiente de arrastre, este valor debe ser evitado a toda costa. Un valor eficaz de inclinación, con el cual se obtiene el menor coeficiente de arrastre, muy utilizado en los vehicules actuales es de 15°. (Aparicio, Vera, and Díaz)

Estudios realizados en el desarrollo de dos modelos específicos de la marca Volkswagen y publicados por (Hucho et al.) demostraron que ángulos de inclinación del parabrisas posterior demasiado pronunciados generan un incremento en el coeficiente aerodinámico, llegando incluso a comportarse como un cuerpo cuadrado en un umbral de inclinación entre 28° y 30°, mientras que ángulos de inclinación más moderados menores a 20° presentaron el menor coeficiente de resistencia aerodinámico a la vez que redujeron sustancialmente los vórtices de separación de la capa límite, este estudio señaló que el ángulo óptimo de inclinación del techo en la parte posterior es de 10°, valores mayores o menores a este ángulo generan incrementos del coeficiente de arrastre.

Además del ángulo de inclinación la longitud de la superficie inclinada y la altura del maletero tienen un efecto sobre el arrastre, se determinó que el arrastre aumenta en proporción directa a la longitud de la parte trasera, pero su efecto no es tan significativo y resulta complicado generalizarlo. (Hucho et al.)

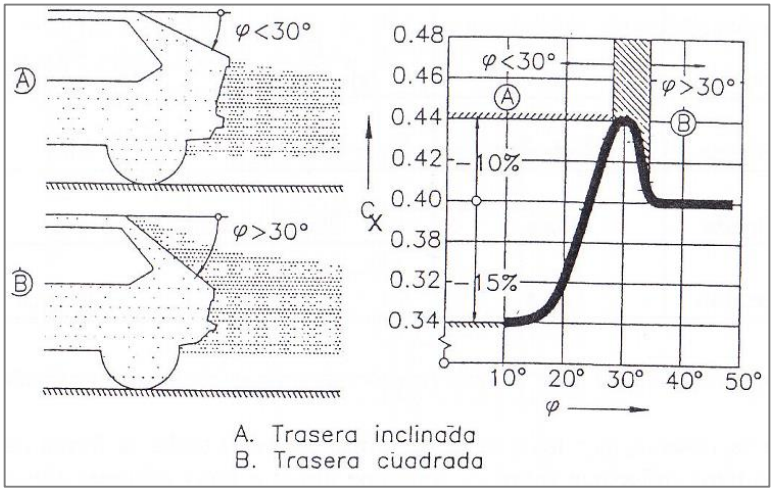


Figura 125: Influencia del ángulo del parabrisas posterior sobre Cx.(Hucho et al.)

7.3 SIMULACIÓN CFD EN TRES DIMENSIONES.

En este apartado se presentan los principios fundamentales de una simulación CFD, y el procedimiento seguido para la realización de un análisis aerodinámico tridimensional del flujo externo a la carrocería, los resultados obtenidos se presentan de manera visual gráfica y por medio de tablas de fácil comprensión, acompañados de un análisis de validez de los resultados y del nivel de precisión estimado.

El análisis tridimensional CFD presenta mayor exactitud y confiabilidad comparado con un análisis bidimensional, incluso presenta ciertas ventajas frente a un análisis en túnel de viento, tales como la obtención del contorno de presión y la velocidad del fluido en zonas adyacentes al vehículo, pero la ventaja más importante radica en su poder de adaptación (poder realizar cambios en la geometría en tiempo real y observar sus resultados), pero estas ventajas están acompañadas de costos computacionales superiores y un tiempo de cálculo elevado.

7.3.1 PROCESO DE SIMULACIÓN.

El proceso de simulación aerodinámica tridimensional, es un proceso encadenado o en escalones, donde se debe seguir los pasos establecidos uno por uno, hasta llegar al paso final que consiste en el post-proceso o análisis de los resultados, cualquier cambio en la

geometría enfocado en mejorar el rendimiento de la carrocería requiere que todos los pasos establecidos se repitan ya que la creación de la geometría es el paso inicial.

En caso que los resultados obtenidos no satisfagan el nivel de precisión establecido o tengan poca confiabilidad el proceso debe retomarse a partir del punto de creación de la malla. Los pasos principales y la secuencia establecida para el desarrollo de un análisis aerodinámico tridimensional se presentan en la figura 126.

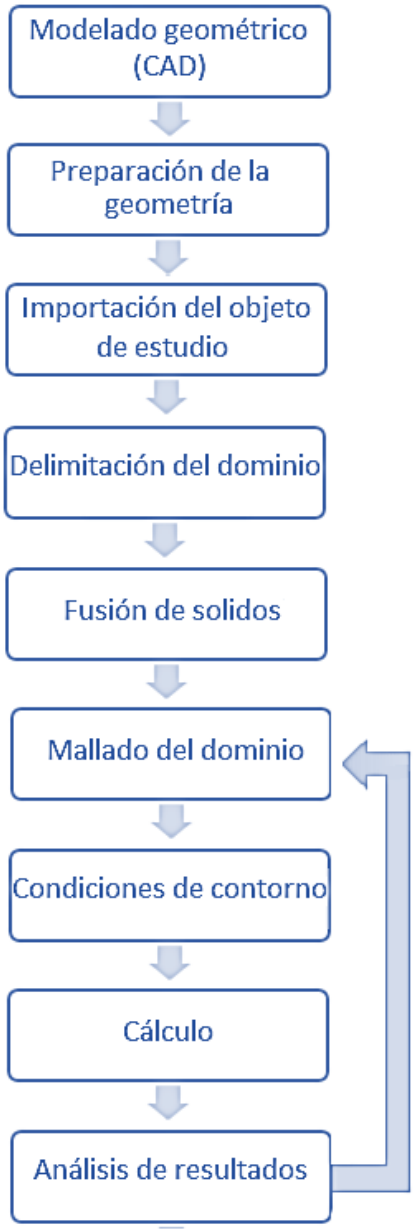


Figura 126: Procedimiento de cálculo por el método de elementos finitos. (El autor)

7.3.2 POST PROCESO DE SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.

7.3.2.1 MONITORES DE VISUALIZACIÓN DE RESIDUOS.

El análisis CFD exige la presencia de ciertos monitores de visualización que permiten además de conocer los valores calculados, discretizar si el proceso de cálculo fue estable o no y si la solución llegó a converger en una iteración menor al número de iteraciones prefijado, de no ser así se debe aumentar el número de iteraciones hasta lograr que el resultado ha convergido.

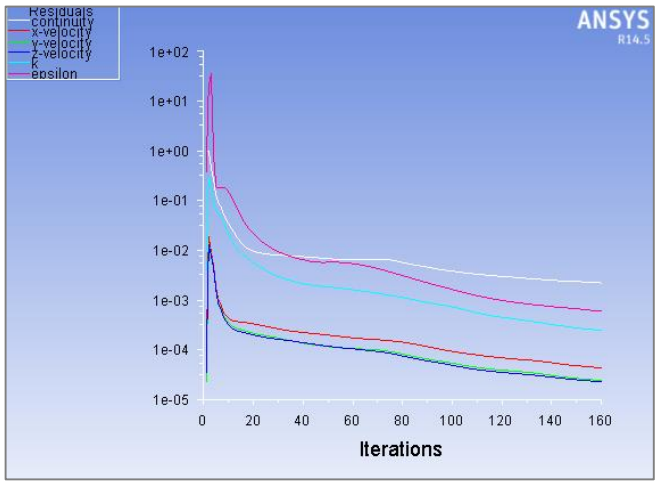


Figura 127: Monitor de residuos obtenido en el análisis CFD. (El autor)

Los principales monitores utilizados en FLUENT® son: los monitores de residuos (Figura 127), y el monitor de convergencia del coeficiente de arrastre (Figura 128). El monitor de residuos muestra los residuos o la diferencia entre el valor de la solución nueva y la anterior, cuando los residuos toman un valor suficientemente bajo se puede considerar que la solución a convergido, el mismo principio se aplica al monitor del coeficiente de arrastre, cuando los resultados presentan valores cercanos con diferencias mínimas, se puede decir que la solución a convergido y el valor del coeficiente calculado es aceptable.

Como se observa en la figura 127 el proceso iterativo resultó ser muy estable, a partir de la iteración 100 los residuos alcanzan valores lo bastante bajos (menores a 0.001) para permitir asegurar que la solución ha convergido. Un comportamiento similar se observa en el coeficiente de arrastre, dicho coeficiente se estabiliza a partir de la iteración 120, entre las iteraciones 120 y 160 el coeficiente de arrastre se mantiene constante en un valor de 0,37.

Los valores presentados son únicamente orientativos y reflejan los resultados obtenidos en el último análisis CFD realizado (con una velocidad del fluido de 60km/h), estos valores no representan el valor final de los resultados obtenidos, ya que este proceso de cálculo se repite

para valores de velocidad entre 10 km/h y 60 km/h (intervalo de interés), obteniéndose un valor medio del coeficiente de arrastre así como de las fuerzas y momentos generados por la acción aerodinámica, un análisis más profundo de estos valores calculados se desarrolla en el siguiente apartado.

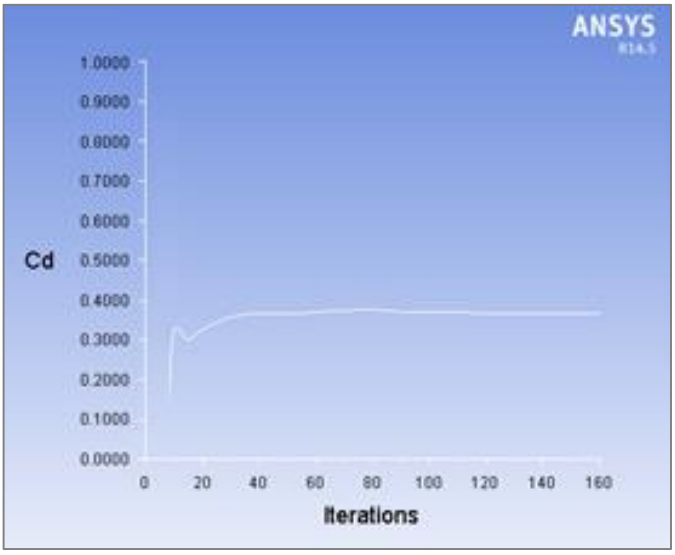


Figura 128: Monitor de convergencia de Cd obtenido en el análisis CFD. (El autor)

7.3.2.2 FUERZAS MOMENTOS Y COEFICIENTES CALCULADOS.

Los primeros resultados del análisis CFD se obtienen gráficamente de los monitores de visualización ya explicados, sin embargo en el mismo programa FLUENT® es posible obtener las magnitudes específicas de las fuerzas y momentos actuantes en cada uno de los ejes y el valor de los coeficientes de arrastre y sustentación (cuando los resultados han convergido).

Valores fundamentales en el análisis dinámico de un vehículo, utilizando la herramienta "Reports" y especificando el eje de interés, se obtienen los resultados de las fuerzas, los momentos y los coeficientes, que se presentan como valores totales y diferenciados entre los efectos de la presión y el rozamiento viscoso.

Forces - Direction Vector (1 0 0)

	Forces (n)			Coefficients		
Zone	Pressure	Viscous	Total	Pressure	Viscous	Total
auto	128.70498	7.9932373	136.69822	0.34412527	0.021371939	0.36549721
Net	128.70498	7.9932373	136.69822	0.34412527	0.021371939	0.36549721

Figura 129: Muestra de los resultados numéricos obtenidos. (El autor)

En la figura 129 se presentan una captura de pantalla en donde se pueden apreciar los resultados referentes a las fuerzas y coeficientes longitudinales, obtenidos en el último análisis aerodinámico, realizado sobre la carrocería inicial (sin modificaciones), a una velocidad de 60 km/h, el mismo procedimiento de simulación se aplicó sobre la misma geometría para diversos valores de velocidad, dentro del campo de interés.

FUERZA LONGITUDINAL Y COEFICIENTE DE ARRASTRE

Velocidad [km/h]	**10**	**20**	**30**	**40**	**50**	**60**
Fx Presión [N]	4,03	15,29	33,61	57,89	89,62	128,7
Fx Viscosidad [N]	0,26	0,87	1,94	3,48	5,49	7,99
Fx Total [N]	4,29	16,16	35,55	61,37	95,11	136,69
Cx Presión [-]	0,391	0,37	0,361	0,35	0,347	0,344
Cx Viscosidad [-]	0,024	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021
Cx Total [-]	0,415	0,391	0,381	0,37	0,368	0,365
Cx medio [-]	0,38					

Tabla 41: Resultados longitudinales obtenidos en el análisis CFD. (El autor)

En la tabla 41 se presentan los valores de la fuerza longitudinal y el coeficiente de arrastre obtenidos mediante el análisis CFD para valores de velocidad entre 10km/h y 60km/h, acompañado del valor medio del coeficiente de arrastre, este valor medio se puede tomar como el valor final del coeficiente de arrastre y corresponde al valor proporcionado por los fabricantes de vehículos.

Como puede apreciarse el valor de la fuerza longitudinal a 60 km/h y el coeficiente de arrastre medio son muy similares a los valores calculados y supuestos en los capítulos anteriores, con un error de apenas el 8%, validando de esta manera los resultados obtenidos con anterioridad. Sin embargo en un procedimiento posterior que se indicará más adelante, se logró reducir el coeficiente de arrastre calculado de 0,38 hasta un valor de 0,33. Un coeficiente incluso inferior al valor esperado (0,35), asegurando de esta manera que los resultados obtenidos en los capítulos anteriores resultan ser inferiores a los reales con un error menor al 5% favorable a la dinámica vehicular.

FUERZA VERTICAL Y COEFICIENTE DE SUSTENTACIÓN

Velocidad [km/h]	10	20	30	40	50	60
Fy Presión [N]	-10,55	-22,51	-42,69	-71,52	-107,35	-149,97
Fy Viscosidad [N]	0,031	0,132	0,292	0,515	0,856	1,169
Fy Total [N]	-10,52	-22,38	-42,4	-71,01	-106,55	-148,80
Cy Presión [-]	-0,55	-0,54	-0,46	-0,44	-0,41	-0,39
Cy Viscosidad [-]	0,029	0,029	0,029	0,029	0,029	0,03
Cy Total [-]	-0,520	-0,510	-0,43	-0,41	-0,38	-0,36
Cy medio [-]	-0,43					

Tabla 42: Resultados verticales obtenidos en el análisis CFD. (El autor)

En la tabla 42 se presentan los valores de las fuerzas verticales y el coeficiente de sustentación obtenidos mediante el análisis CFD para valores de velocidad entre 10 km/h y 60km/h con intervalos de 10 km/h, acompañado del valor medio del coeficiente de sustentación. Observamos que el coeficiente obtenido (0,43) es relativamente alto pero se encuentra dentro del límite esperado para un vehículo de este tipo, un coeficiente de esta magnitud podría causar problemas si la fuerza de sustentación llegase a superar el peso del vehículo, esto solo sería posible si el vehículo diseñado circulase a una velocidad superior a los 150km/h, sin embargo a velocidades inferiores no existe ningún riesgo en la seguridad de los ocupantes.

En la tabla 43 se presentan los momentos principales generados por los efectos aerodinámicos originados por la circulación del vehículo en un medio fluido (aire), colocados en el centro de gravedad del automóvil. Claramente el momento de mayor magnitud es el momento de cabeceo (74,25 Nm a 60 km/h), esto se debe a que la mayor concentración de fuerzas (viscosas y de presión) se dan en el sentido longitudinal, las demás fuerzas y momentos pueden ser despreciados, incluso el momento de cabeceo es sumamente reducido y puede omitirse del análisis. Ninguno de los momentos generados resulta peligrosos para la estabilidad dinámica del vehículo incluso cuando circula a máxima velocidad (60 km/h).

MOMENTOS AERODINÁMICOS

Velocidad [km/h]	10	20	30	40	50	60
Balanceo [Nm]	-0,037	-0,28	-1,22	-4,75	-7,77	-8,74
Guiñado [Nm]	0,33	0,83	1,11	0,033	0,25	7,28
Cabeceo [Nm]	2,87	9,79	19,34	38,82	52,19	74,25

Tabla 43: Momentos aerodinámicos calculados por el método CFD. (El autor)

7.3.2.3 RESULTADOS GRÁFICOS.

El método de simulación CFD aplicado y desarrollado en el software FLUENT® permite obtener una serie de visualizaciones gráficas, por medio de vectores y contornos matizados en función de la velocidad o la presión, podemos observar el comportamiento de estas magnitudes utilizando tablas de colores, además de las ya conocidas líneas de flujo.

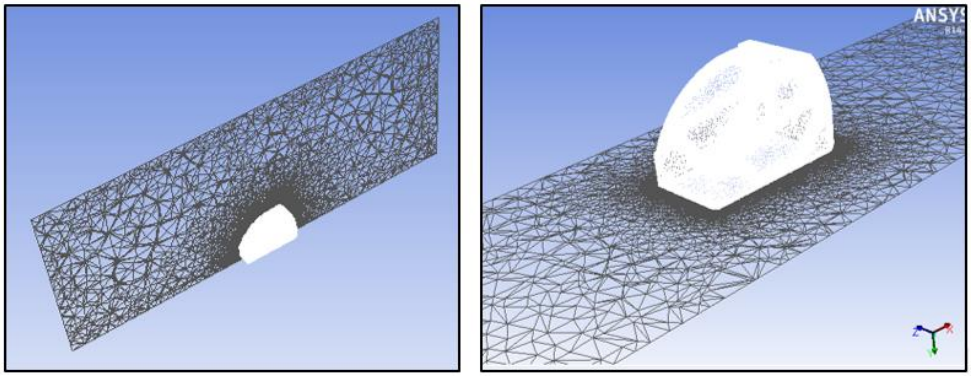


Figura 130: Planos creados para el análisis de resultados gráficos. (El autor)

Dado que el análisis visual de los resultados obtenidos en una simulación aerodinámica de tres dimensiones resulta difícil de realizar debido a la enorme cantidad de información presente, la observación de las capas o líneas interiores pueden ser obstaculizadas por las líneas exteriores, por tal motivo resulta apropiado crear planos longitudinales y transversales en las zonas de interés, reduciendo la información presentada, facilitando su lectura y comprensión. En la figura 130 se observan los planos transversales y longitudinales creados para facilitar la presentación de resultados, dichos planos corresponden al plano de simetría longitudinal y al piso del vehículo respectivamente.

Al observar las líneas de flujo exterior (figura 131) determinamos que el comportamiento del aire que circula al exterior del vehículo es muy similar al comportamiento generalizado ya explicado anteriormente. Las líneas de flujo inician su recorrido en el plano de entrada con una velocidad de 16.66 m/s y una presión superior a la atmosférica. Al entrar en contacto con la carrocería del vehículo, la mayoría de líneas de corriente fluyen hacia la parte superior (zona del parabrisas), incrementando levemente su velocidad, debido a la transformación de la energía potencial (presión estática) en cinética (presión dinámica). Existe una zona de estancamiento en la parte delantera de la carrocería donde el aire es frenado (velocidad nula), y una zona de alta velocidad que se desplaza por la parte inferior de la carrocería, en esta zona el fluido se acelera debido a la reducción de la sección del conducto formado entre el piso y el vehículo.

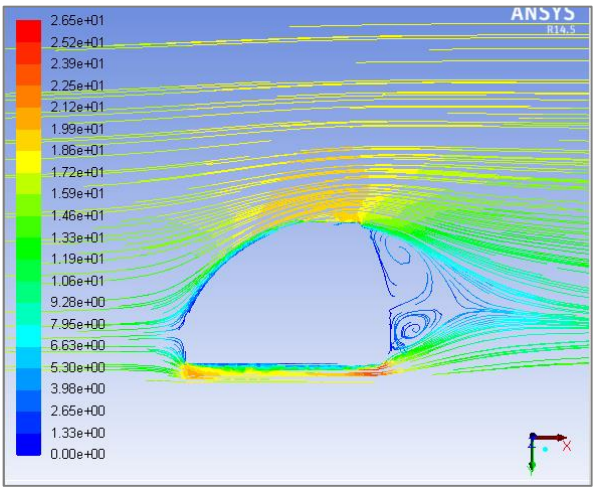


Figura 131: Flujo en el plano longitudinal en función de la velocidad [m/s]. (El autor)

En la zona del techo la velocidad de las líneas de flujo aumenta rápidamente, incrementando las posibilidades de desprendimiento de la capa limite, pero no se llegan a formar turbulencias. Como se indicó con anterioridad y se verificó con los resultados mostrados en la tabla 42, la principal fuerza aerodinámica longitudinal y por lo tanto el mayor coeficiente de arrastre se debe a la diferencia de presión entre la parte delantera y posterior del vehículo, echo que a su vez se ve influenciado por la estela generada en la zona posterior de la carrocería.

Esta estela turbulenta de velocidad nula, se genera por la diferencia de velocidades entre las líneas de corriente que se desprenden de la capa límite, su efecto puede apreciarse de manera directa en la figura 131, mientras que la diferencia de presión se presenta de manera gráfica en la figura 132, teóricamente la presión total en las líneas de flujo debe ser constante y por lo tanto todo el contorno del plano longitudinal y el vehículo deberían tener el mismo color (rojo), sin embargo esto no ocurre en las zonas donde existe turbulencia, ya que la formación de turbulencia requiere un gasto energético que proviene de la energía cinética del fluido (el fluido turbulento pierde velocidad y presión dinámica), generando zonas con diferencia de presión, mientras menor sea la presión en dichas zonas mayor será la turbulencia.

Resulta inevitable generar una estela turbulenta en la parte posterior del vehículo, al menos con la geometría utilizada, ya que el desprendimiento de la capa limite no se puede eliminar, pero si se puede reducir su área de incidencia mediante técnicas de diseño que se explicarán más adelante.

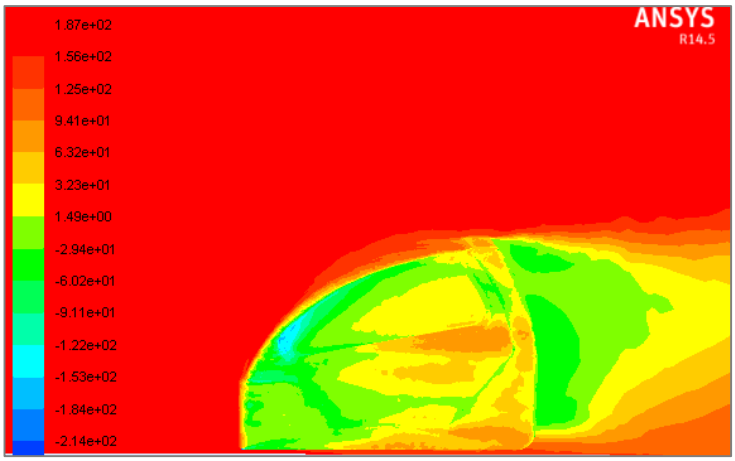


Figura 132: Contornos de presión total [Pa]. (El autor)

El análisis a profundidad de los vectores de velocidad, reveló además la existencia de una zona crítica en la parte posterior del techo, en donde el flujo tendía a estancarse o por lo menos a reducir drásticamente su velocidad (figura 133), esta zona de estancamiento era generada por un reborde creado en la fase de diseño. En un poseso posterior se demostrará como la eliminación de esta zona problemática acarrea efectos positivos en el comportamiento dinámico del flujo en general.

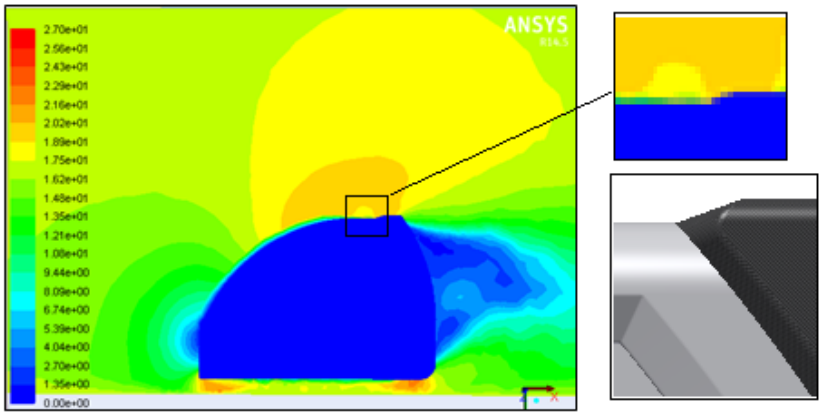


Figura 133: Contornos de velocidad [m/s] e identificación de una zona de interés. (El autor)

Las demás zonas del vehículo presentan un buen comportamiento aerodinámico, esto se ve reflejado en las líneas de flujo aledañas a la carrocería (figura 134), la gran mayoría de las líneas de flujo presentan un color azul, este comportamiento refleja una velocidad nula, efecto de la buena adherencia de la capa límite y la no existencia de desprendimientos indeseados, los únicos desprendimientos de dicha capa se desarrollan en los lugares esperados.

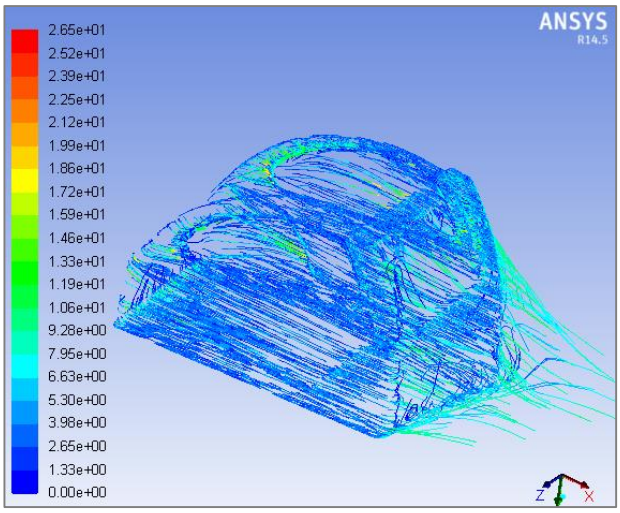


Figura 134: Líneas de flujo en la carrocería en función de la velocidad [m/s]. (El autor)

7.4 REDUCCIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRE.

El proceso de reducción del coeficiente de arrastre responde a las necesidades del diseñador, no siempre es posible ni prudente lograr un coeficiente de arrastre bajo sin grandes modificaciones de la carrocería, en este sentido el coeficiente óptimo será una relación entre los requerimientos aerodinámicos mínimos (performance) y los requerimientos de diseño establecidos (estética), en muchos de los casos los requerimientos estéticos superan al performance.

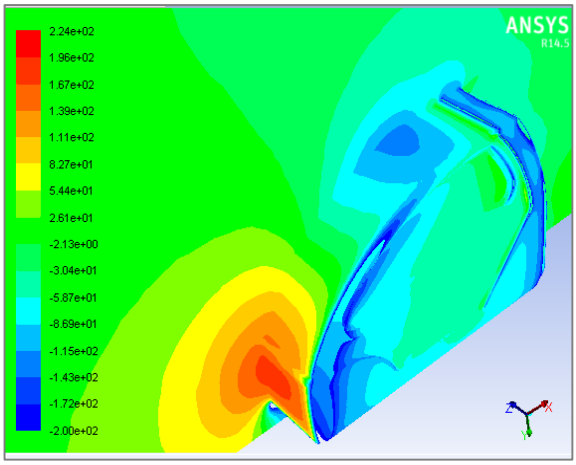


Figura 135: Contornos de presión estática [Pa]. (El autor)

El proceso inicia con la identificación de las zonas más críticas, en este contexto resulta de suma importancia la presentación gráfica de resultados y puntualmente las curvas de contorno de presión estática (figura 135).

Dado que la presión estática está relacionada directamente con el coeficiente de arrastre, es así que la zona de mayor presión estática positiva es la zona delantera del vehículo (parachoques), zona donde se genera la mayor concentración de fuerzas de arrastre, sin embargo esta zona resulta imposible de modificar debido a cuestiones de diseño y refrigeración ya establecidas, por lo que centraremos nuestra atención en la segunda zona de máxima presión estática, puntualmente la zona de turbulencia o la estela ubicada en la parte posterior de la carrocería.

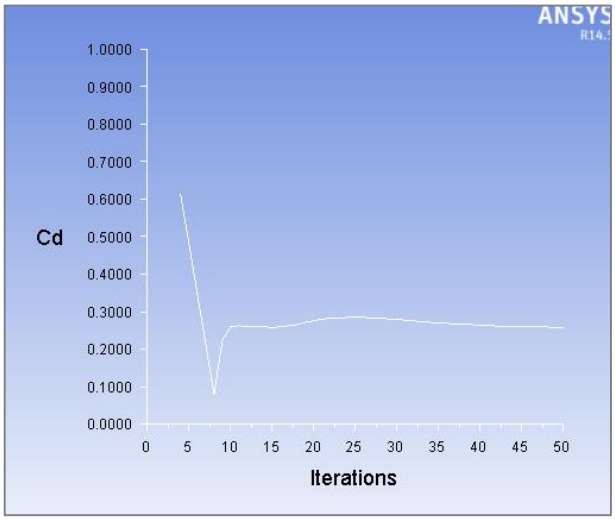


Figura 136: Convergencia en el análisis CFD de la carrocería modificada. (El autor)

Atendiendo a las recomendaciones bibliográficas modificaremos la caída del techo en la parte posterior, con la finalidad de retrasar el desprendimiento de la capa límite, reduciendo el área de acción de la estela turbulenta, y por lo tanto reduciendo el coeficiente de arrastre debido a la presión. Modificar esta zona permitirá también eliminar la zona de estancamiento determinada en el apartado anterior, logrando un flujo más estable en la zona del techo, reduciendo además el gradiente de velocidad del fluido y eliminando el peligro de desprendimientos de la capa límite.

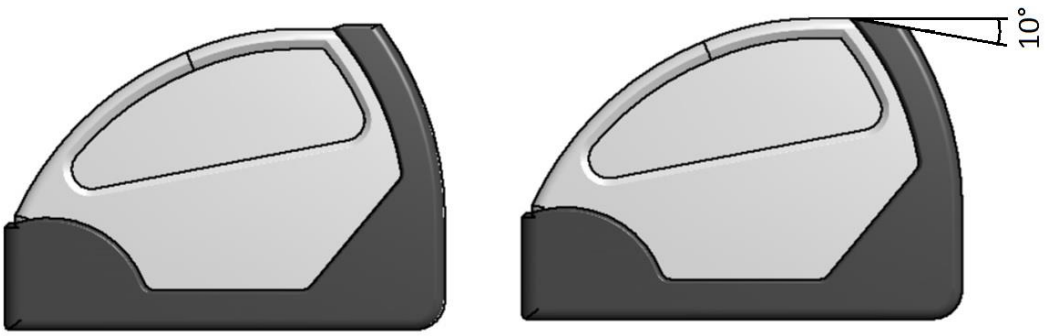


Figura 137: Modificaciones realizadas en la carrocería. (El autor)

Las modificaciones realizadas en la superficie del techo se presentan en la figura 137, la convergencia del coeficiente de arrastre para el análisis CFD a 60 km/h de la geometría modificada se presenta en la figura 136. El análisis aerodinámico tridimensional se realizó para ángulos de inclinación de la parte posterior del techo de 0 hasta 10° con intervalos de 2°, para velocidades entre 10 km/h y 60 km/h con intervalos de 10 km/h, los resultados obtenidos se presentan en la tabla 44.

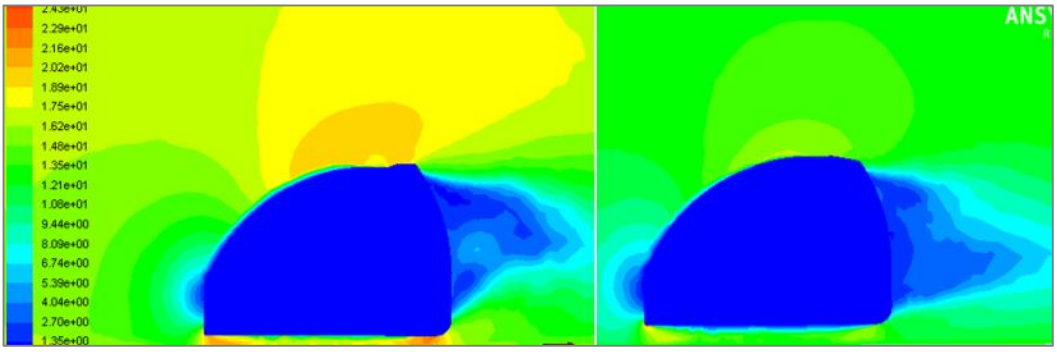


Figura 138: Comparativa del contorno de velocidad [m/s]. (El autor)

Este proceso de optimización de la carrocería y reducción del coeficiente de arrastre demostró que: si se conoce con precisión las zonas de interés aerodinámico resulta sencillo identificar posibles zonas problemáticas y modificarlas, logrando buenos resultados.

Bajo este concepto las zonas de especial interés en los vehículos tipo cuadrados es la zona posterior, ángulos pequeños de inclinación del techo generan buenos resultados, como se observa en la figura 139 el coeficiente de arrastre se redujo sustancialmente con una inclinación entre 2° y 6°, el comportamiento del coeficiente continuó decreciendo de manera menos marcada con ángulos entre 6° a 10°, incluso con una tendencia a seguir reduciéndose, sin embargo la geometría de la parte posterior del vehículo y la altura mínima para el ingreso del conductor no permiten ángulos de inclinación superiores a 10°.

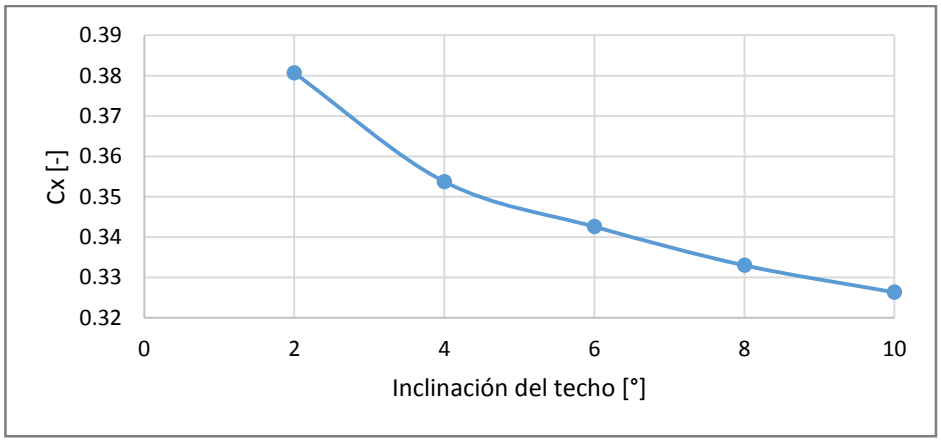


Figura 139: Comportamiento del coeficiente de arrastre en función del ángulo de inclinación del techo. (El autor)

Incrementar la inclinación del techo en la parte posterior y eliminar el reborde que generaba estancamiento resultó favorable en todos los sentidos, se logró reducir la estela de desprendimiento de la capa límite y desplazarla a una zona inferior, favoreciendo además el depósito de partículas contaminantes en el parabrisas posterior. Se observa además que con esta modificación leve, las líneas de flujo se desplazan de manera más uniforme, en la zona superior del automóvil no existen gradientes de velocidad elevados, además la fuerza de arrastre y el momento de cabeceo decrecieron sustancialmente, y el hecho más importante: el coeficiente de resistencia aerodinámica se redujo a un valor cercano a 0,33.

REDUCCIÓN DEL COEFICIENTE DE ARRASTRÉ

INCLINACIÓN DE LA PARTE POSTERIOR DEL TECHO [°]	Velocidad [Km/h]	10	20	30	40	50	60
10	Cx Presión [-]	0,34	0,323	0,32	0,298	0,285	0,254
	Cx Viscosidad [-]	0,025	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022
	Cx Total [-]	0,365	0,346	0,343	0,321	0,307	0,276
	Cx medio [-]	0,33					
8	Cx Presión [-]	0,347	0,345	0,315	0,29	0,283	0,281
	Cx Viscosidad [-]	0,0241	0,023	0,023	0,023	0,022	0,022
	Cx Total [-]	0,3711	0,368	0,338	0,313	0,305	0,303
	Cx medio [-]	0,33					
6	Cx Presión [-]	0,348	0,353	0,32	0,294	0,297	0,31
	Cx Viscosidad [-]	0,025	0,0225	0,022	0,022	0,021	0,021
	Cx Total [-]	0,373	0,3755	0,342	0,316	0,318	0,331
	Cx medio [-]	0,34					
4	Cx Presión [-]	0,375	0,349	0,333	0,297	0,31	0,325
	Cx Velocidad [-]	0,025	0,0225	0,022	0,022	0,021	0,021
	Cx Total [-]	0,4	0,3715	0,355	0,319	0,331	0,346
	Cx medio [-]	0,35					
2	Cx Presión [-]	0,387	0,374	0,366	0,354	0,351	0,325
	Cx Viscosidad [-]	0,022	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021
	Cx Total [-]	0,409	0,395	0,387	0,375	0,372	0,346
	Cx medio [-]	0,38					

Tabla 44: Resultados obtenidos en la reducción de Cx, variando la inclinación de la parte posterior del techo. (El autor)

CONCLUSIONES.-

Un vehículo que desde su concepción se ha diseñado específicamente para el transporte de personas con paraplejia (usuarios de silla de ruedas), representa una de las soluciones posibles a corto plazo para el transporte urbano de poblaciones vulnerables, en estado de abandono por parte del transporte público y privado actual.

El proceso de diseño inició, como recomienda la bibliografía especializada, con la identificación de la necesidad. En este aspecto fueron revisadas a cabalidad una serie de normativas, reglamentos, ordenanzas y manuales de accesibilidad, enfocadas en personas parapléjicas y su movilidad urbana, el desarrollo de esta investigación llevó a la creación de una base de datos ergonómicos especializados para personas adultas de ambos sexos usuarios de sillas de ruedas con perfil sudamericano, en donde se especifican sus dimensiones y alcances estáticos y dinámicos así como las características del artefacto de apoyo.

Esta base de datos resultó fundamental para la creación de la primera plantilla antropométrica tridimensional funcional de personas en silla de ruedas, un modelo virtual desarrollado mediante el uso de CAD, que permite la manipulación virtual de la totalidad de miembros y apéndices del cuerpo humano, con los grados de libertad propios de la anatomía. Dicha plantilla fue desarrollada de tal manera que resulte sencilla de modificar, permitiendo con simple cambios, su ajuste a una infinidad de: anatomías, estaturas, edades y condiciones especiales propias de cada sujeto. Constituyendo un aporte importante a la sociedad de ergonomistas, ingenieros, médicos, autoridades, y en general a cualquier actor social interesado en el diseño ergonómico accesible.

Definidas las características físicas y geométricas de la población en estudio. Se procedió al diseño del vehículo, dimensionamiento y selección de sus componentes mecánicos principales (motor, transmisión, frenos, suspensión, dirección, geometría y ángulos de la rueda). Basados en los conceptos presentados por la dinámica vehicular, se desarrolló una serie de programas o software de modelado dinámico, que permiten la selección adecuada de los componentes mecánicos señalados, dichos elementos se ajustan de manera óptima a los requerimientos del diseñador y a los objetivos del diseño, el procedimiento seguido puede ser aplicado al diseño de todo tipo de vehículos terrestres.

El tren de fuerza motriz seleccionado está constituido por: un motor de combustión interna alternativo que funciona con gasolina regular, de la marca Honda, específicamente el motor GX630, con un cilindraje de 688cc y una potencia máxima de 15.5Kw. El torque y la potencia producidos por el motor son transmitidos por el eje del cigüeñal a la transmisión tipo CVT de conos variables y correa dentada que permite reducciones infinitas entre un mínimo de 1.12:1 y un máximo de 3.13:1, en donde el troque se ajusta automáticamente a las necesidades

físicas del vehículo y a las condiciones de carga, en función del régimen de giro del motor. El cono de salida de la transmisión CVT se comunica mediante un eje de acero con la caja inversora, dicha caja presenta una relación de transmisión de 4.5:1. Finalmente la salida de la caja inversora se conecta a las ruedas motrices por mediación de un eje articulado tipo cruceta que transmiten el par motor a las ruedas motrices (delanteras) para impulsar el vehículo.

Con esta configuración de motor y transmisión, el vehículo diseñado puede alcanzar una velocidad máxima superior a los 60km/h en un plano horizontal, la rampa máxima que puede superar a una velocidad constante de 5 km/h es del 40%, sin posibilidad de arranque. El vehículo cumple con total desahogo con el ciclo de conducción específico EC-15, tanto en las exigencias de torque como de potencia, con un porcentaje de carga máximo del 60%. Asegurando de esta manera su desenvolvimiento seguro en el tráfico urbano y un funcionamiento sin sobresaltos.

En cuanto a la capacidad de aceleración los resultados obtenidos demuestran que: en un terreno horizontal el vehículo diseñado requiere de apenas 10,6 segundos y una distancia de 106 metros para alcanzar la velocidad máxima de 60 km/h, incluso cuando el vehículo circula por una pendiente del 30%, tiene la capacidad de alcanzar una velocidad máxima de 15km/h en 27,7 segundos, es decir una capacidad de aceleración de 0,15 m/s^2.

Un correcto dimensionamiento del sistema de frenos permitió obtener un comportamiento dinámico excelente durante el proceso de frenado, el vehículo en cuestión requiere apenas de 2.7 segundos para detenerse, incluso ante una situación de emergencia se requiere apeas de 5,5 segundos para lograr detenerse por completo desde una velocidad inicial de 80 km/h, el sistema de frenos diseñado cumple con lo más altos estándares de seguridad exigidos por la comunidad europea.

El sistema de suspensión se modeló con uno y dos grados de libertad, el resultado fue: una suspensión altamente eficiente y cómoda, con una frecuencia de oscilación natural de 1Hz y en factor de amortiguamiento de 0,25. La respuesta en desplazamiento del sistema puede dividirse en dos partes: la transitoria y la permanente, la primera tiene una duración aproximada de 3segundos con un valor de desplazamiento máximo de la masa suspendida de 0,145 m, a partir de los 3 segundos el sistema alcanza su punto de equilibrio a 0.1m por debajo de punto de inicio del movimiento. La velocidad máxima que alcanza la masa suspendida bajo estas condiciones es de 0.53 m/s, esta velocidad máxima se presenta cuando el cuerpo cae en la primera etapa del movimiento, justo en el instante en que el cuerpo pasa por la posición de equilibrio. El comportamiento dinámico logrado con el dimensionamiento del sistema de suspensión, es un comportamiento clásico en vehículo tipo turismo, pero más aún sus valores de desplazamiento, velocidad y aceleración máximos son característicos de los sistemas de suspensión de vehículos destinados al transporte de pasajeros.

Se optimizó el sistema de suspensión en base a un análisis vibracional, que permita la máxima absorción de las oscilaciones generadas por una calzada irregular, aunque los valores calculados difieren de los obtenidos por el método de dimensionamiento de dos grados de libertad, el modelo de optimización desarrollado presenta un comportamiento dinámico superior ante vibraciones mecánicas de tipo armónicas aplicadas en la base del sistema. Un análisis más profundo llevó a determinar que el comportamiento dinámico del sistema optimizado resulta ser inapropiado cuando el vehículo circula por una calzada regular, ya que el sistema optimizado con un factor de amortiguamiento de 0.037 (excesivamente pobre), tarda más de 5 segundos en llegar al equilibrio. Este estudio revela además la importancia de un sistema de suspensión activo para lograr las mejores prestaciones en cuanto a seguridad y confort.

El sistema de suspensión diseñado permite reducir la amplitud del desplazamiento en una proporción cercana al 70%, en otras palabras la masa suspendida tiene un desplazamiento máximo 70% menor que la amplitud de la cresta máxima de la calzada. Las condiciones bajo las cuales se desarrolló el modelado representan situaciones críticas con el vehículo circulando a la mitad de su máxima velocidad, sobre calzadas muy irregulares con crestas pronunciadas. El sistema mantiene el desplazamiento de la masa suspendida en un umbral menor a 0.01m con una frecuencia natural de oscilación es de 1Hz, hasta alanzar el equilibrio en apenas 1,5 segundos (cesan los efectos de las condiciones iniciales), transcurrido este tiempo la masa suspendida presenta desplazamiento pico a pico de apenas 0.005m un valor 10 veces menor que la amplitud máxima pico a pico de las irregularidades de la calzada analizada.

El sistema de dirección diseñado permite cumplir a cabalidad con el teorema de Ackerman, para lo cual se han dispuesto una longitud y un ángulo ideal de los brazos de dirección de 0,15 m y 25° respectivamente, un sistema con estas características es el mejor simulador del mecanismo de Ackerman, diseñado específicamente para las características geométricas del vehículo en estudio. De igual manera los ángulos de la rueda se han seleccionado bajo criterios dinámicos, que en teoría presentan el mejor comportamiento direccional en condiciones de circulación en line recta y curvas pronunciadas, manteniendo el desgaste del neumático en un límite máximo establecido, asegurando su durabilidad y maniobrabilidad.

El proceso de construcción seleccionado consiste en la creación de un chasis de acero estructural, encargado de proporcionar la rigidez y la deformabilidad necesarios para soportar los elementos mecánicos y proveer la seguridad adecuada para el conductor. Sobre dicho chasis se montará una carcasa o carrocería construida de fibra de vidrio, la ventaja de este sistema de producción radica en su sencillez, no se requiere de máquinas costosas, se ajusta de excelente manera a los requerimientos propios de una producción a pequeña escala y a un trabajo artesanal. Se ha demostrado que: si las exigencias mecánicas recaen en su totalidad sobre el chasis y la jaula de seguridad, la carrocería se convierte en un elemento

estético, cuyas funciones principales son: dar la forma deseada al vehículo (función estética y aerodinámica) y proteger a los ocupantes de las inclemencias del clima (función técnica).

En este sentido se realizaron trece análisis estructurales estáticos del chasis y la jaula de seguridad, por el método de elementos finitos MEF, bajo el criterio de diseño a falla. Las condiciones de contorno (restricciones y cargas), así como los criterios de validación, se establecieron siguiendo las recomendaciones dadas por la normativa técnica ecuatoriana NTE INEN 1323 y el documento de homologación de la FIA (uno de los más exigentes en cuanto a seguridad). Este análisis permitió identificar zonas inseguras propensas a fallar, lo que llevó a tomar las acciones pertinentes para reforzarlas, asegurando la integridad estructural y la seguridad de los ocupantes incluso ante condiciones de carga extremas.

El análisis estructural se complementó con un estudio de vida a fatiga por el MEF, dicho estudio demostró una vida a fatiga superior a 10^5 ciclos, un análisis basado en el modelo de pronóstico de esfuerzo–vida de Goodman, se seleccionó este modelo por ser uno de los más conservadores, así se verificó que el factor de seguridad para vida del componente a fatiga es de 2.7, bajo condiciones de carga fluctuante completamente reversible, referidos a un ciclo cerrado de aceleración y frenado máximos, aplicado en el centro de gravedad y los soportes de las cargas vivas y muertas principales.

Con la finalidad de reducir la exigencia de potencia y el consumo de combustible, se desarrolló un estudio aerodinámico tridimensional de la carrocería por el MEF. Dicho estudio confirmó que las fuerzas y momentos aerodinámicos generados sobre la carrocería son relativamente bajos, el coeficiente de resistencia aerodinámico calculado por este método fue de (0,38), un valor superior al estimado por el método bibliográfico (0,35). Este análisis permitió además la identificación de zonas de baja presión que generaban estancamiento de flujo, y apéndices de diseño que ocasionaban desprendimiento de la capa límite.

En un proceso de diseño conocido como: diseño bajo criterios aerodinámicos, se consiguió aplicando las recomendaciones dadas por la bibliografía especializada, en base a estudios aerodinámicos de toda índole realizada sobre vehículos específicos de marcas conocidas, reducir el coeficiente aerodinámico de 0,38 a 0,33, logrando además la consecuente reducción de las fuerzas y momentos actuantes sobre el chasis.

Esta optimización de la carrocería bajo conceptos aerodinámicos, acarreó además resultados positivos en cuanto al flujo dinámico del aire alrededor del vehículo, se logró obtener un flujo laminar sin desprendimiento de la capa límite y se redujo considerablemente la estela turbulenta presente en la zona posterior, responsable de la diferencia de presión y la resistencia debida al arrastre, además de ser la principal generadora del transporte de partículas contaminantes al parabrisas posterior y las luces. Los beneficios dinámicos y de seguridad logrados al reducir dicha estela son innegables.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.-

American Society for Testing Materials. “Standard Specification for Carbon Structural Steel ASTM A36.” 2014: 1–5. Print.

Aparicio, Francisco, Carlos Vera, and Vicente Díaz. *Teoría de Los Vehículos Automóviles*. Ed. E.T.S. 1st ed. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, 2001. Print.

Celigüeta, Tomas. *Método de Los Elementos Finitos Para Análisis Estructural*. Ed. Tecnum. 1st ed. Navarra: Universidad de Navarra, 2008. Print.

Chapman, Stephen. *Maquinas Eléctricas*. Ed. Mc Graw Hill. 3rd ed. Australia: Mc Graw Hill, 2000. Print.

De la Vega, Javier, Francisco Lopez, and Selene Soto. “Antropometría Para Discapacitados.” *Sociedad de Ergonomistas de México* 1 (2004): 236–248. Print.

Diario Oficial de las Comunidades Europeas. *DIRECTIVA 98/12/CE DE LA COMISIÓN*. Ed. Comunidad Europea. Comunidad Europea, 1998. Print.

Federación Internacional de Automovilismo. *Equipamiento de Seguridad / Safety Equipment (Grupos N , A / Groups N , A)*. N.p., 2012. Print.

Fornóns, José María. *El Método de Los Elementos Finitos En La Ingeniería de Estructuras*. Ed. MARCOMBO. 1st ed. Barcelona: Universidad Politécnica de Barcelona, 1992. Print.

Goswami, A, S Ganguli, and B Chatterjee. “Ergonomic Analysis of Wheelchair Designs.” *Clinical Biomechanics* 1 (1986): 135–139. Print.

Griffin, Michael J. *Enciclopedia de Salud Y Seguriodad En El Trabajo*. Ed. Organización Internacional del Trabajo. Madrid: Ministerio Español de Empleo y Seguridad Social, 2010. Print.

Guillon, B. et al. “Sillas de Ruedas: Descripción, Uso, Criterios de Elección.” *Kinesiterapia - Medicina Física* 30 (2009): 1–21. Print.

Hole, K. “Finite Element Mesh Generation Methods: A Review and Classification.” *Comp. Aided Des.,* 20.I (1988): 27–38. Print.

Honda ltda. “Honda Gx 630.” 2014: n. pag. Print.

Hucho, Wolf et al. *Aerodynamics of Road Vehicle*. Ed. Wolf Hucho. 4th ed. Vol. 4. New York: SAE International, 1998. Print.

Husain, Iqbal. *Electric and Hybrid Vehicles Design Fundamentals.* Ed. CRC PRESS. 1st ed. New York: CRC PRESS, 2005. Print.

Instituto Ecuatoriano de normalizaciíon 2239. “Accesibilidad de Las Personas Al Medio Fisico.

Señalización.” 2000: 1–8. Print.

Instituto Ecuatoriano De Normalización 1323. “Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos.” 2009: 1–16. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2243. “Accesibilidad de Las Personas Con Discapacidad Y Movilidad Reducuda Al Medio Físico. Vias de Circulación Peatonal.” 2010: 1–10. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2244. “Accesibilidad de La Personas Al Medio Físico. Edificios. Agarraderas, Bordillos Y Pansamanos.” 2000: 1–9. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2245. “Accesibilidad de Las Personas Al Medio Físico. Edificios. Rampas Fijas.” 2000: 1–10. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2246. “Accesibilidad de Las Personas Al Medios Físico. Cruces Peatonales a Nivel Y a Desnivel.” 2000: 1–9. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2248. “Accesibilidad de Las Personas Al Medio Físico. Estacionamiento.” 2000: 1–8. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización 2853. “Rampas Para El Ingreso Y Egreso de Personas Con Movilidad Reducidaa Vehículos Para El Transporte Terrestre de Pasajeros.” 2014: 1–23. Print.

Instituto Ecuatoriano de Normalización. 2240. “Accesibilidad de Las Personas Al Medio Físico . Símbolo Gráfico. Caracteristicas Generales.” 2000: 1–10. Print.

International Organizatión for Stardardization 7250. “Ergonomics-Basic Human Body Measurements for Technological Design.” *Japanese Industrial Standard* 2002: 1–75. Print.

ISO 7193. “Silla de Ruedas, Dimenciones Maximas Globales.” 1985: 6. Print.

Jazar, Reza. *Vehicle Dynamics*. Ed. Springer. 1st ed. Manhattan: N.p., 2007. Print.

Larminie, James, and John Lowry. *Electric Vehicle Technology Explained*. Ed. Ltd John Wiley y Sons. 1st ed. Vol. 42. England: John Wiley y Sons, Ltd, 2003. Print.

Lopez, Francisco Octavio et al. “Fuerza Máxima De Agarre Con Mano Dominante Y No Dominante.” *SEMAC* (2009): n. pag. Print.

Möhrstädt, Uwe, and Jörg Grotendorst. “Components for Powertrain Electrification.” *Schaeffl er SYMPOSIUM 2010* (2010): 4. Print.

Norton, Robert. *Diseño de Maquinaría*. Ed. Mc Graw Hill. 4th ed. Massachusetts: Mc Graw Hill, 2009. Print.

NTE INEN ISO 2631-1. “Vibración Mecánica Y Choque. Evaluación De La Exposición De Los

Seres Humanos A La Vibración En Todo El Cuerpo. Parte 1. Requisitos Generales." 2014: 1–8. Print.

Richard, Budynas, and Nisbett Keith. *Diseño En Ingeniería Mecánica de Shigley*. Ed. Mc Graw Hill. 8th ed. Vol. 1. Mexico D.F.: Mc Graw Hill, 2012. Print.

Santacruz, Santiago. "Diseño de Un Conjunto Habitacional Destinado a Personas Con Discapacidad Motriz." Universidad de Cuenca, 2014. Print.

Steinfeld, Edward, James Lenker, and Victor Paquet. *The Anthropometrics of Disability*. Ed. U.S. Access Board. II. Washington, D.C.: U.S. Access Board, 2002. Print.

Torres, David. "Estudio de Viabilidad En La Implementacion de Vehículos Eléctricos En La Ciudad de Cuenca." Universidad Poliécnica Salesiana, 2015. Print.

Tovey, M, and S Porter. "Sketching, Concept Development and Automotive Design." *Design Studies* 24 (2003): 135–153. Print.

Venere, Marcelo Javier. "Procedimientos Para La Generacion De Mallas Tridimensionales De Elementos Finitos." *Revista Internacional de Metodos Numericos para Calculo y Diseno en Ingenieria.* 12 (1996): 3–16. Print.

Verswyvel, Sonia. *Manual De Accesibilidad*. Ed. Sociedad de Arquitectos de Colombia. Bogota: Silla de ruedas en gestion, 2013. Print.

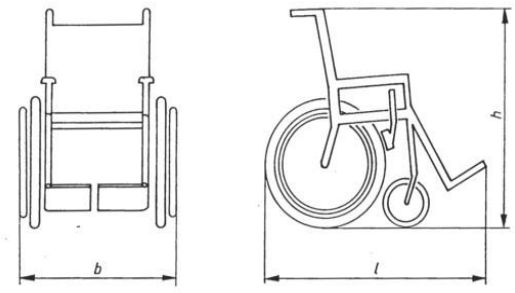
Vicepresidencia de la República del Ecuador. *Misión Solidaria Manuela Espejo*. Ed. Visepresidencia de la República. 1st ed. Quito: N.p., 2012. Print.

World Health Organization. "World Report on Disability." 2011: 350. Print.

ANEXO 1: COMPENDIO DE DIMENSIONES PRINCIPALES.

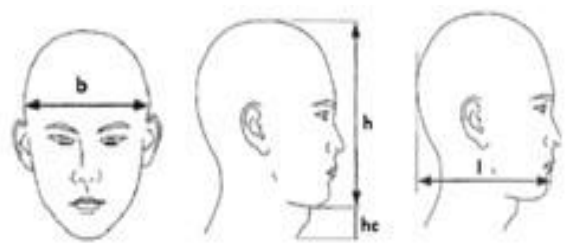
SILLA DE RUEDAS

DESCRIPCIÓN	FÓRMULA	VALOR (mm)
Ancho máximo (b)	ND	700
Largo máximo (l)	ND	1200
Alto máximo (h)	ND	1090



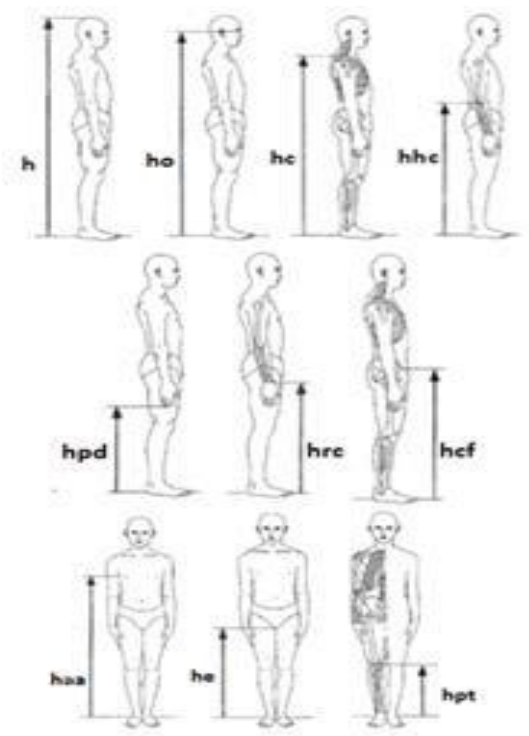
CABEZA

DESCRIPCIÓN	FÓRMULA	VALOR (mm)
Ancho total (b)	ND	200
Altura de total (h)	(1700*0.130)	221
Largo total (l)	ND	180
Altura del cuello (hc)	(1700*0.870)-(1700*0.818)	88



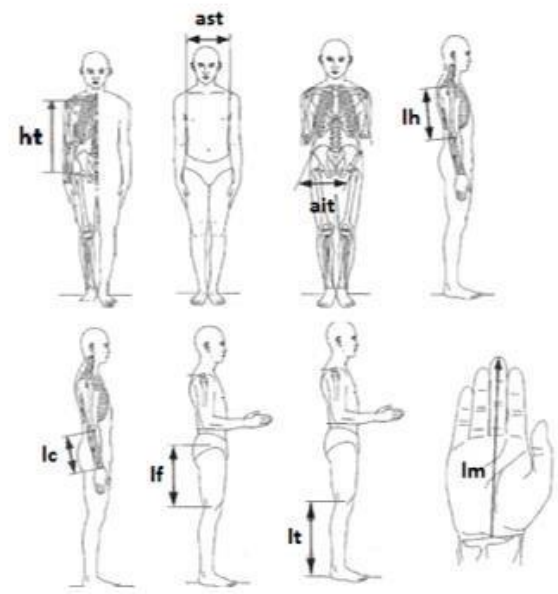
MEDIDAS TOMADAS DE PIE (desde el pis › hasta)

DESCRIPCIÓN	FÓRMULA	VALOR (mm)
Estatura (h)	(1700*1)	1700
Altura al ojo (ho)	(0,936*1700)	1591,2
Altura cervical (hc)	(0,870*1700)	1479
Articulación Escápulo-Humeral (heh)	(0,818*1700)	1390.6
Articulación Húmero-Cubito (hhc)	(0,630*1700)	1071
Articulación Radio-Carpiana (hrc)	(0,485*1700)	824,50
Altura a la punta de los dedos (hpd)	(0,377*1700)	640.9
Altura antero axial (haa)	(0,720*1700)	1224
Articulación Coxo-Femoral (hcf)	(0,530*1700)	901
Altura a la entrepierna (he)	(0.480*1700)	816
Articulación Peroneo-Tibial (hpt)	(0,285*1700)	484.5
Articulación Tibio-Tarsiana (htt)	(0,039*1700)	66.30

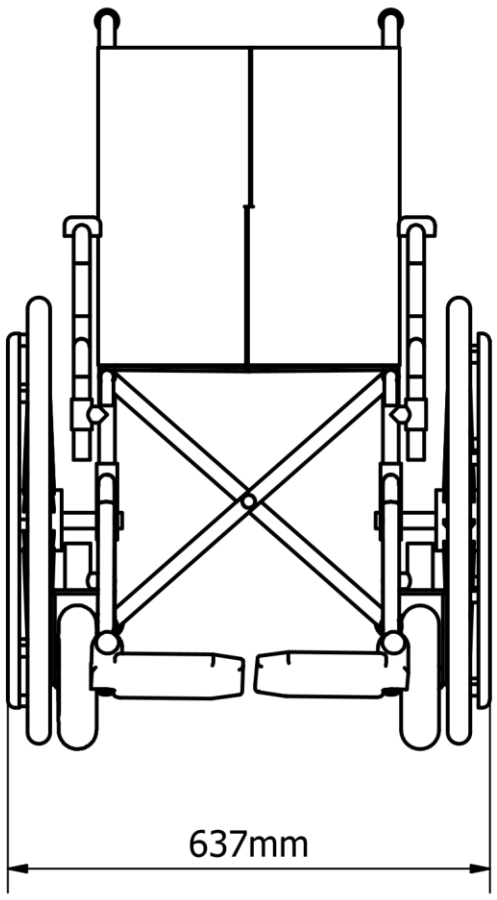


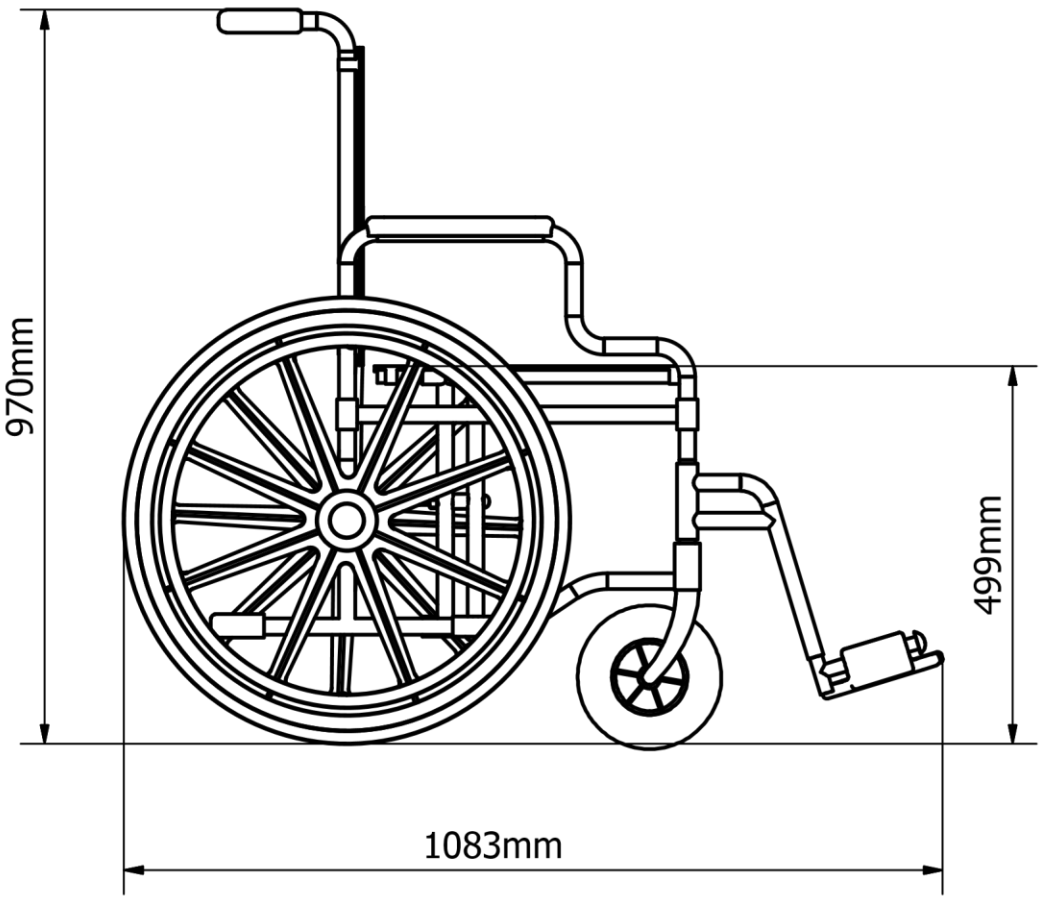
TRONCO Y MIEMBROS

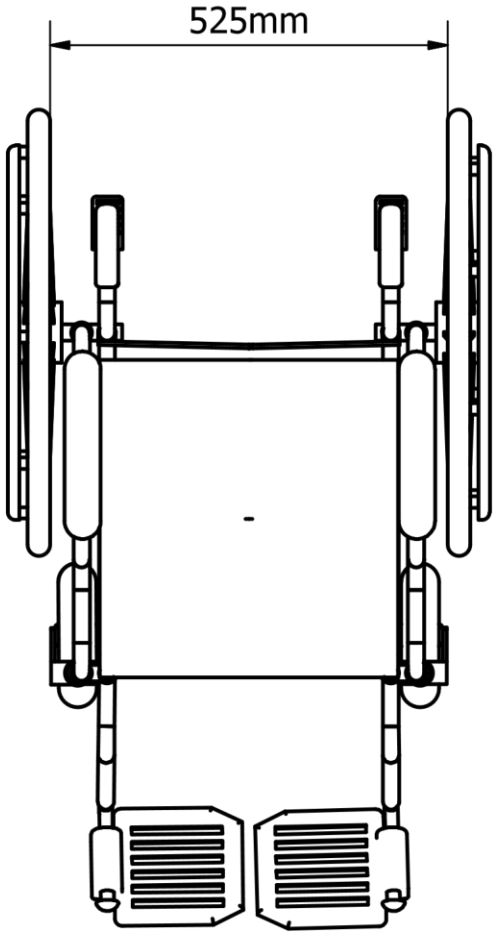
DESCRIPCIÓN	FÓRMULA	VALOR (mm)
Altura del Tórax (ht)	(1700*0.818)-(1700*530)	490
Ancho superior del Tórax (ast)	(1700*0.259)	440
Ancho inferior del Tórax (ait)	(1700*0.191)	325
Longitud del húmero (lh)	(1700*0.818)-(1700*0.630)	320
Longitud del cúbito (lc)	(1700*0.63)-(17009*0.485)	247
Longitud de la mano (lm)	(1700*0.485)-(1700*0.377)	184
Longitud del fémur (lf)	(1700*0.530)-(1700*0.285)	417
Longitud de la Tibia (lt)	(1700*00285)-(1700*0.039)	418



ANEXO 2: DIMENSIONES GENERALES DE LA SILLA DE RUEDAS DIGITALIZADA.





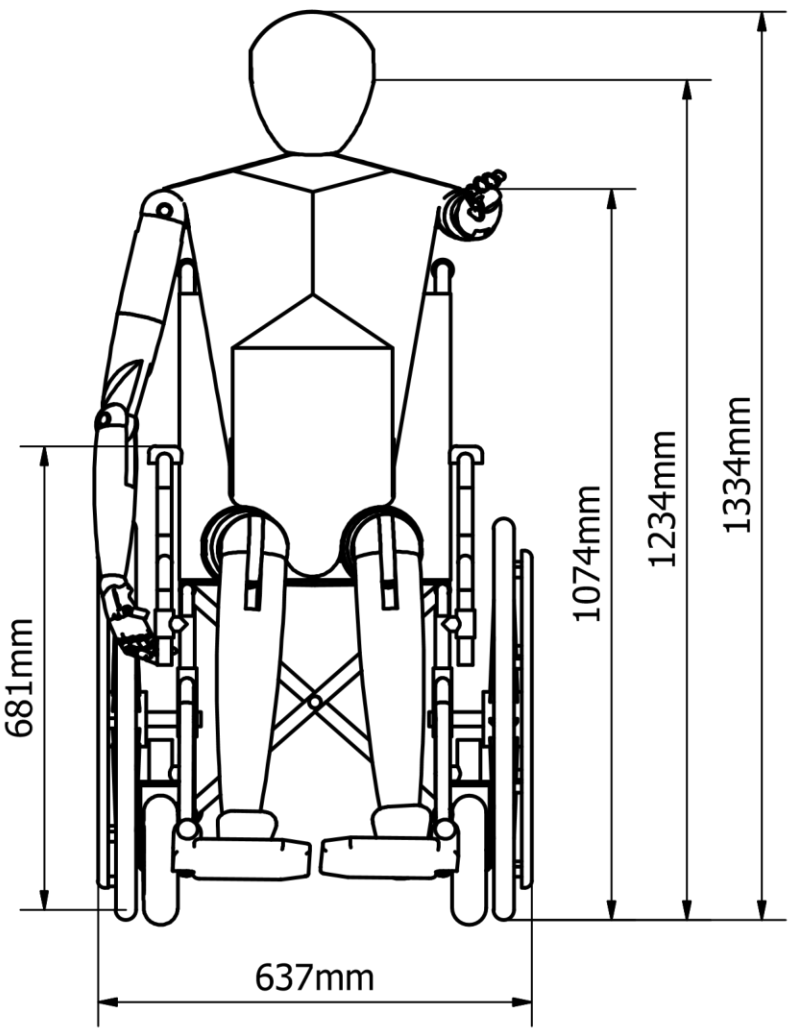


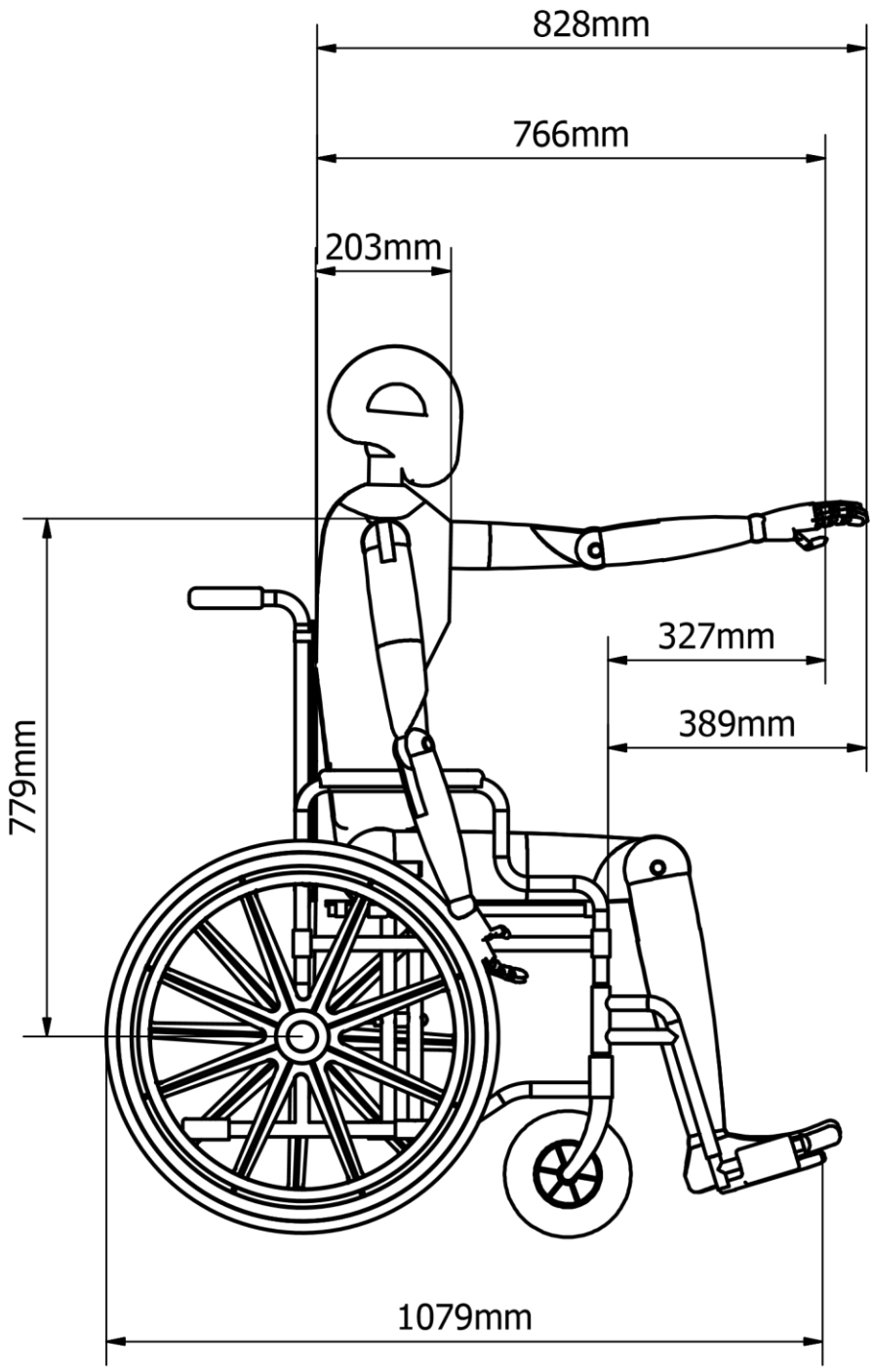
Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Notas
Escala: 1:10		Fecha: 23/04/2015	Calif:		
SILLA DE RUEDAS					

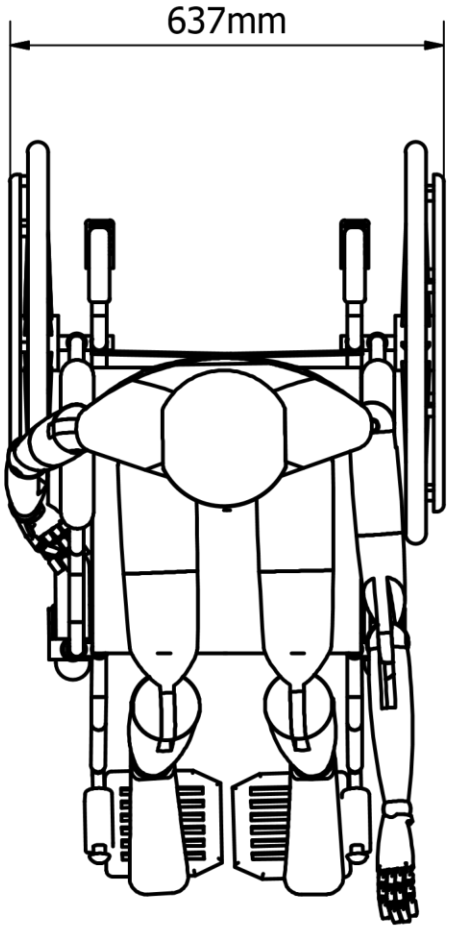
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

Dibujó: **Ing. Galo Javier Pachar J.**	MSV
Revisó: Ing. Freddy Santiago Pesantez P.	No: 1/1

ANEXO 3: DIMENSIONES GENERALES DEL MODELO HUMANO COMPUTARIZADO.







Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Notas
Escala: 1:10		Fecha: 23/04/2015	Calif:		

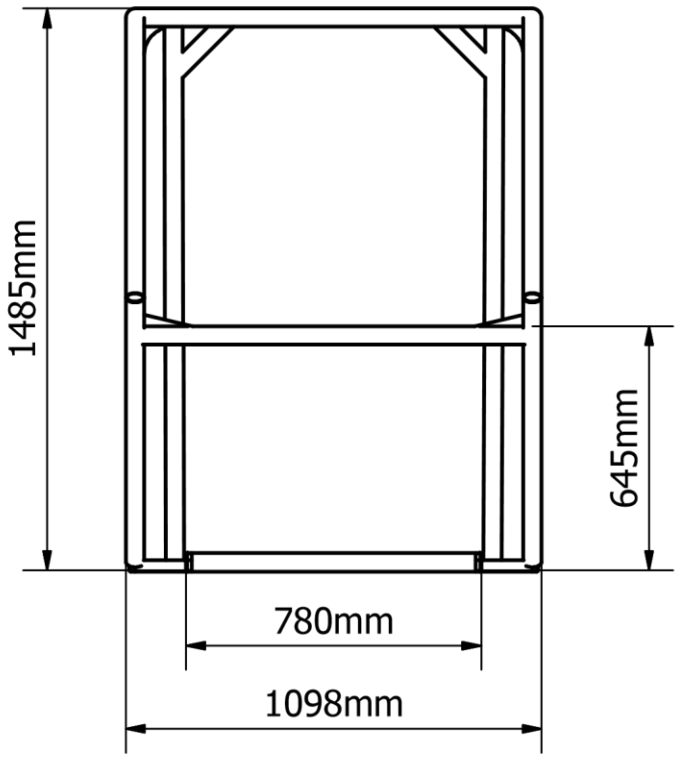
PLANTILLA ANTROPOMÉTRICA

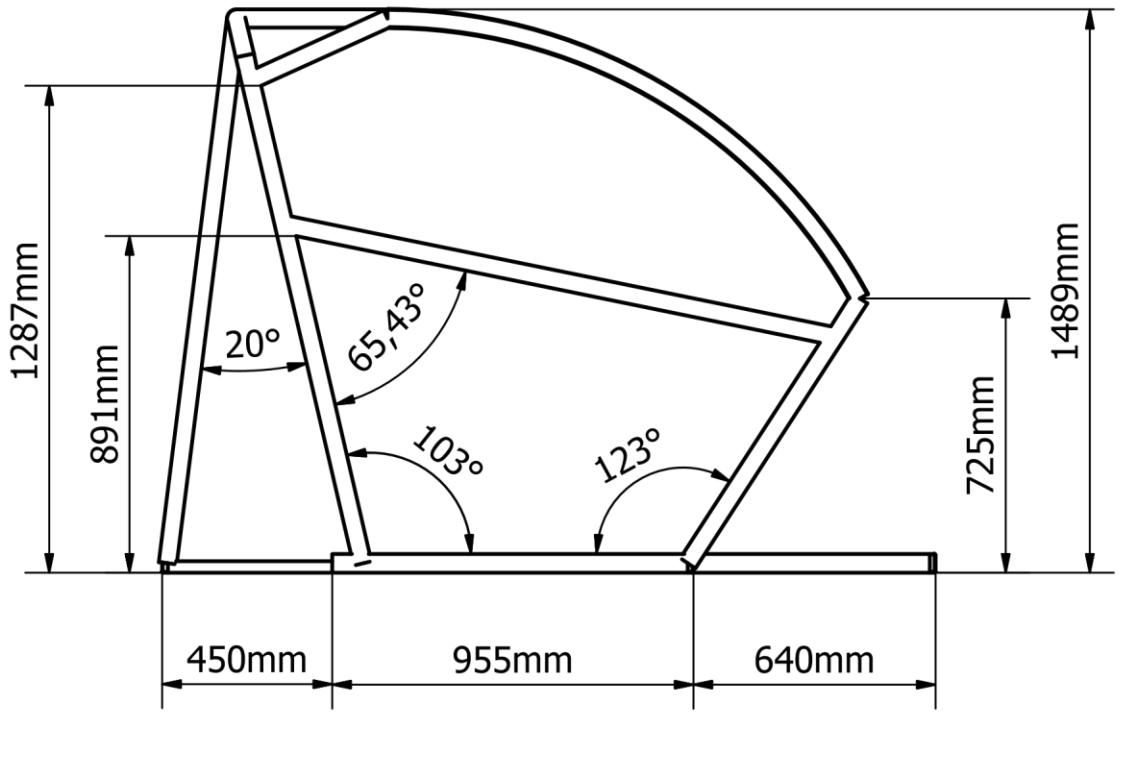
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

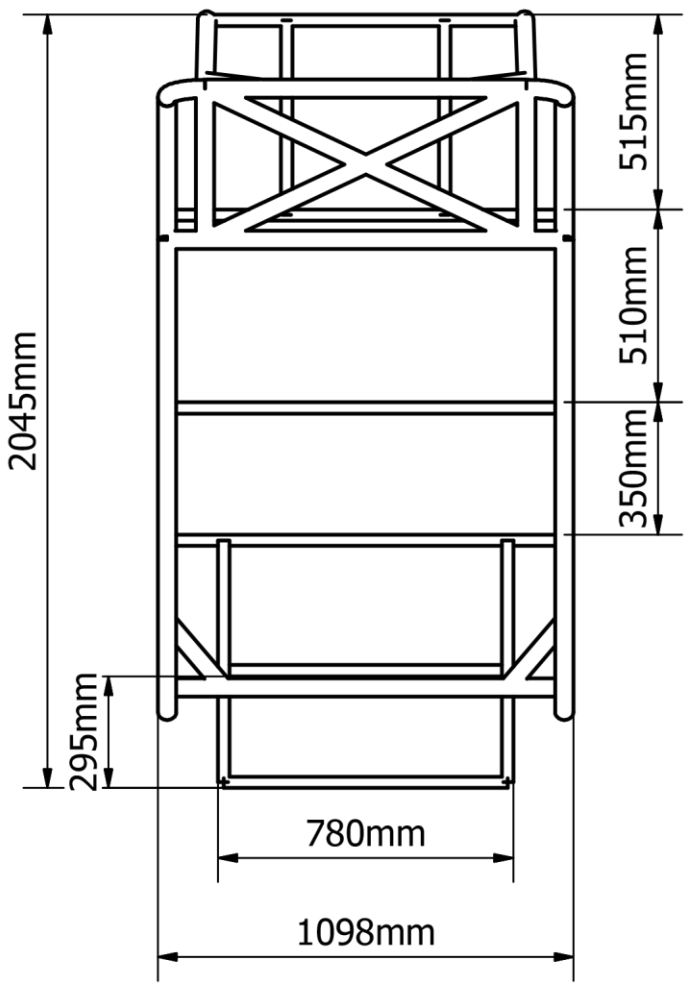
Dibujó: **Ing. Galo Javier Pachar J.** | MSV

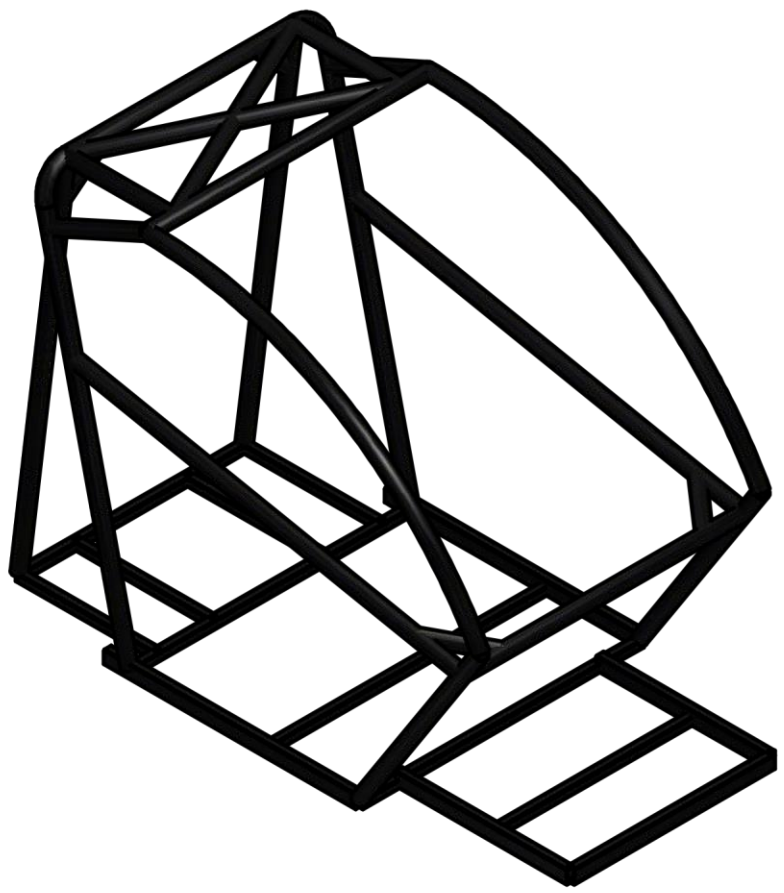
Revisó: Ing. Freddy Santiago Pesantez P. | No: 1/1

ANEXO 4: DIMENSIONES PRINCIPALES DEL CHASIS TUBULAR.









Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Notas
Escala: 1:20		Fecha: 01/04/2016	Calif:		

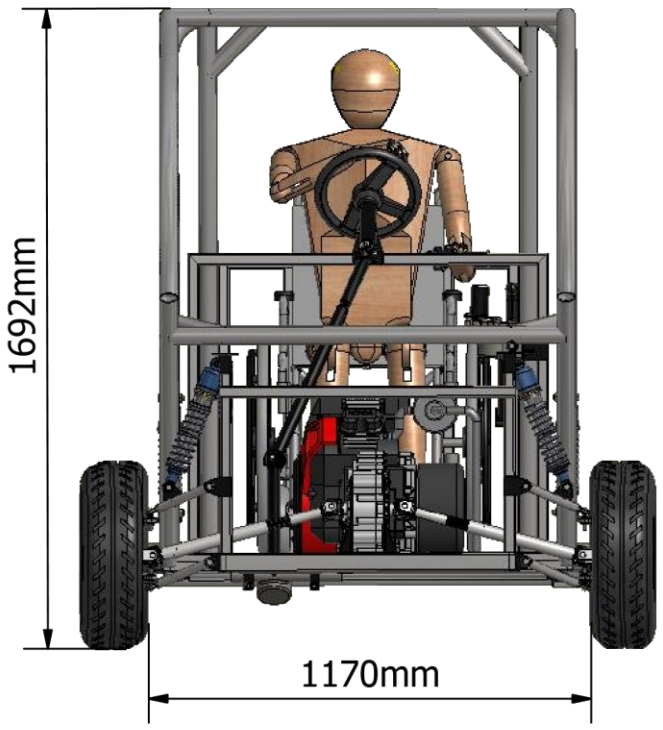
CHASIS TUBULAR

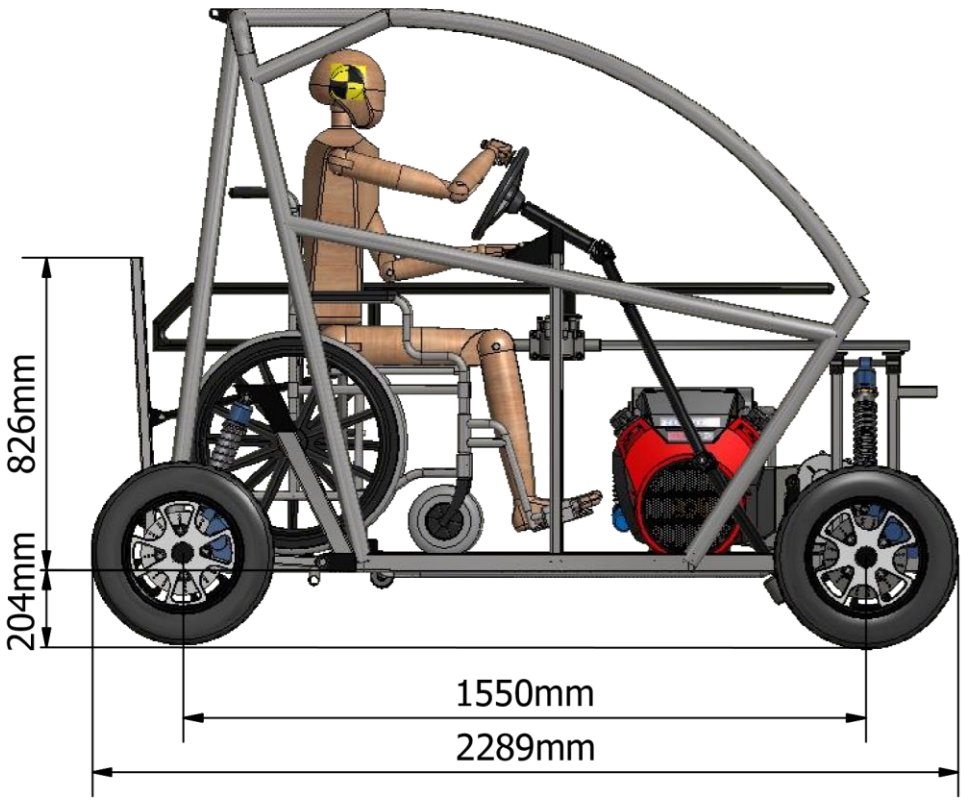
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

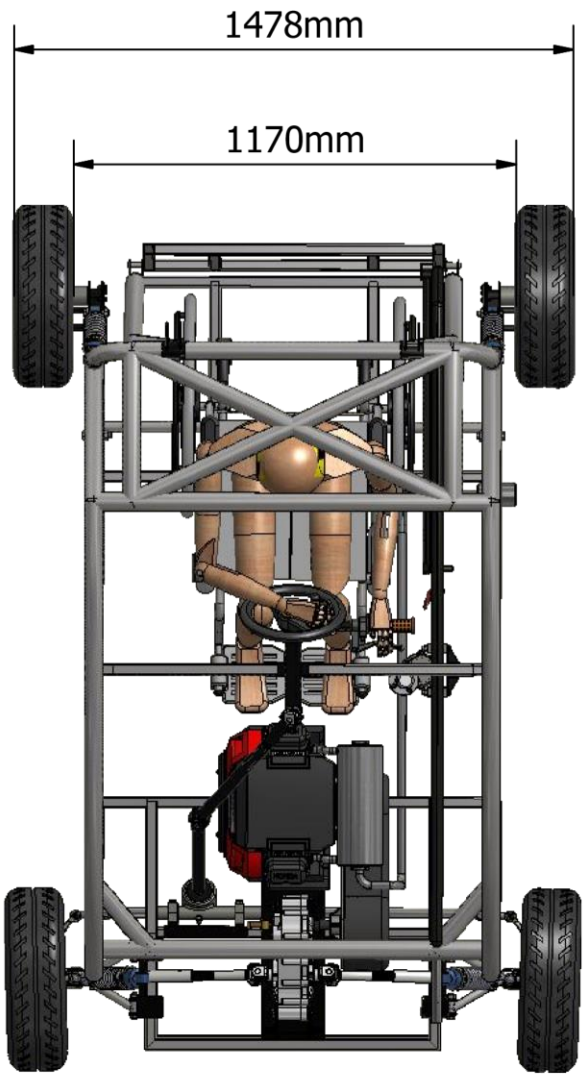
Dibujó: **Ing. Galo Javier Pachar J.** | MSV

Revisó: Ing. Freddy Santiago Pesantez P. | No: 1/1

ANEXO 5: DIMENSIONES PRINCIPALES DEL VEHÍCULO SIN PANELES.





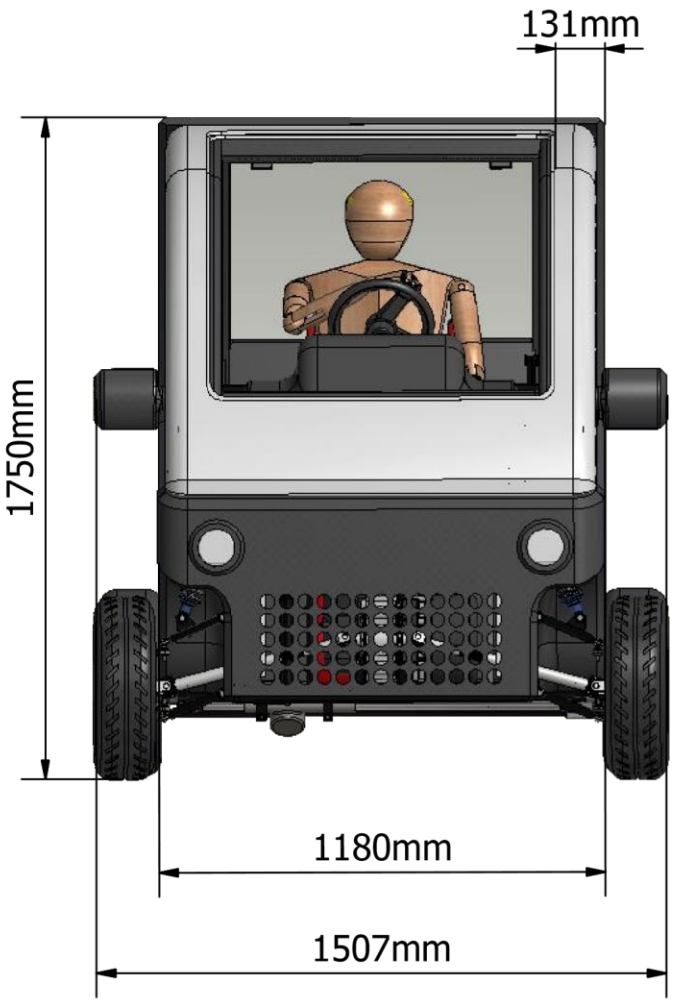


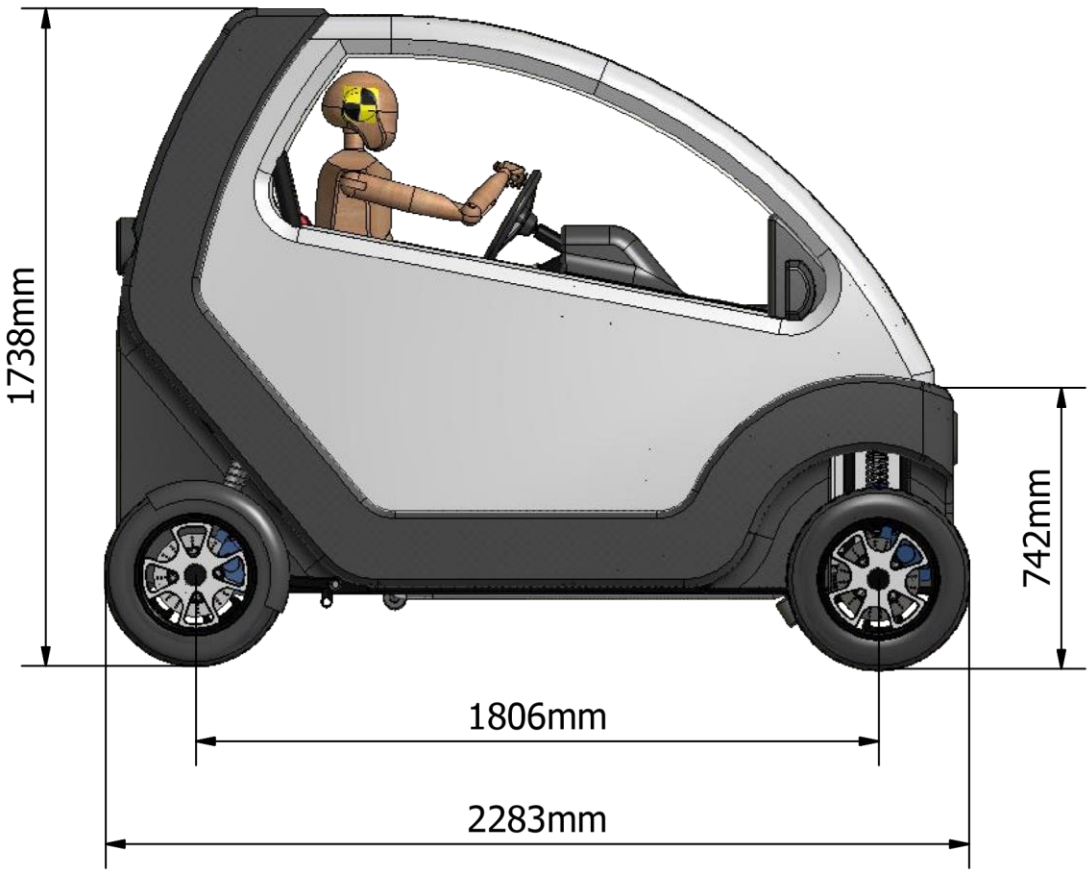
Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Notas
Escala: 1:20		Fecha: 22/10/2015	Calif:		
VEHÍCULO SIN PANELES					

UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

Dibujó: **Ing. Galo Javier Pachar J.**	MSV
Revisó: Ing. Freddy Santiago Pesantez P.	No: 1/1

ANEXO 6: DIMENSIONES PRINCIPALES DEL VEHÍCULO CON PANELES.





Pos.	Cant.	Denominación	Norma	Material	Notas
Escala: 1:20		Fecha: 22/10/2015	Calif:		

VEHÍCULO COMPLETO

UNIVERSIDAD DEL AZUAY
DEPARTAMENTO DE POSGRADOS
MAESTRÍA EN SISTEMAS VEHICULARES

Dibujó: **Ing. Galo Javier Pachar J.**	MSV
Revisó: Ing. Freddy Santiago Pesantez P.	No: 1/1