

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO DEL PROYECTO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO IMPULSADO POR FUERZA HUMANA (HPVC) DE CONDUCTOR ÚNICO, TIPO RECLINADO DE ALTA VELOCIDAD, PARA APLICACIONES DEPORTIVAS.

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**RAFAEL ANTONIO MAYORGA SOLÍS
OMAR CRISTÓBAL FLOR UNDA**

**DIRECTOR: ING. SEGUNDO CARLOS SUNTAXI
CODIRECTOR: ING. FERNANDO OLMEDO**

Sangolquí, 2009-12-22

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO IMPULSADO POR FUERZA HUMANA (HPVC) DE CONDUCTOR ÚNICO, TIPO RECLINADO DE ALTA VELOCIDAD, PARA APLICACIONES DEPORTIVAS.” fue realizado en su totalidad por Omar Cristóbal Flor Unda y Rafael Antonio Mayorga Solís, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Carlos Sntaxi
DIRECTOR

Ing. Fernando Olmedo
CODIRECTOR

Sangolquí, 2009-12-22

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO IMPULSADO POR FUERZA HUMANA (HPVC) DE CONDUCTOR ÚNICO, TIPO RECLINADO DE ALTA VELOCIDAD, PARA APLICACIONES DEPORTIVAS”

ELABORADO POR:

Rafael A. Mayorga Solís

Omar C. Flor Unda

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

EL DIRECTOR

Sangolquí, 2009-12-22

DEDICATORIAS

Dedico el presente trabajo a todos aquellos pequeñines que me esperan del otro lado del río, por quienes pronto lograré encontrarme.

Omar Flor

Dedico este trabajo a todos quienes mirando oportunidades de superación, luchan aguerridamente de forma correcta por cumplir consigo mismo, la familia y la Patria

Rafael A. Mayorga S.
Director Proyecto HPVC ESPE (Ecuador-Venezuela-EEUU)

AGRADECIMIENTOS

En especial a mi querida familia, y a todos con quienes tuve la oportunidad de compartir grandes momentos

Rafael A. Mayorga S.

Agradezco enormemente la colaboración de aquella “Super-inteligencia natural” que me ha permitido ser feliz siempre. Le agradezco por rodear la piedra y ser su interior a la vez.

Agradezco con el más grande afecto a mi madre Paty por enseñarme con su ejemplo que el verdadero descanso se consigue a través de la actividad y la lucha constante; por enseñarme que la vida es movimiento y que como el agua la vida fluye

Agradezco a mi padre Juan, por quien he podido ver más allá de lo que mis ojos perciben, por quien comprendí la importancia de aprender día a día, por quien me ayudó a ser libre.

Agradezco a mis hermanas queridas. A Stefy que ahora es todo un ejemplo a seguir, gracias por comprenderme y escucharme, por empujarme a confiar en mi. A ti Boli por ser las ganas de vivir que compartes, por tener alas propias y mostrarnos como se vuela. A ti mishel que has renovado la ternura de todos.

Con el corazón agradezco a Yady por ser mi compañera, apoyo y la fuente de gran parte de mi fuerza.

De manera muy especial mi gratitud extendiendo a mis excelentes amigos, José, Danny, Jorge, Carlitos C, Carlitos T, Wlady, Freddy, Rosita, Sandy, maestros de vida

Y de sobremanera mil gracias a mis expertos guías, Carlos R, Germán E, Carlos S, José G, Teresita S.

Por último agradezco dos grandes líderes, Rafael M, Oswaldo Z. . . voluntades férreas.

Omar Flor

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
INDICE DE CONTENIDOS	vi
TABLASxiv
FIGURASxvi
NOMENCLATURAxxi
LISTADO DE ANEXOSxxiii
RESUMENxxiv

CAPÍTULO I: GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ANTECEDENTES	2
1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.4. OBJETIVOS	3
GENERAL.....	3
ESPECÍFICOS.....	3
1.5. ALCANCE	4
1.6. JUSTIFICACIÓN	4

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. HISTORIA DE LAS MÁQUINAS Y VEHÍCULOS DE POTENCIA HUMANA.	5
2.2. GENERACIÓN DE POTENCIA HUMANA.....	20
LA CONTRACCIÓN MUSCULAR.....	20

FACTORES DEL RENDIMIENTO MUSCULAR	20
RESISTENCIA DE RODADURA.	22
RESISTENCIA A LA GRAVEDAD.....	23
RESISTENCIA AERODINÁMICA.....	23
2.3. ASPECTOS FÍSICOS DE DESEMPEÑO DEL CONDUCTOR	23
2.3.1. CONCENTRACIÓN Y RELAJACIÓN	25
2.3.2. PEDALEADA REDONDA	25
2.4. ASPECTOS AERODINÁMICOS DEL VEHÍCULO.....	27
FUERZAS IMPLICADAS	27
RESISTENCIA Y POTENCIA.....	29
CARGA AERODINÁMICA Y AGARRE.....	32
ARRASTRE Y SUSTENTACIÓN AERODINÁMICA	34
COMPLICACIONES VISCOSAS.....	36
NUMERO DE REYNOLDS	38
FLUJO TRIDIMENSIONAL.....	38
GRADIENTES DE PRESIÓN	39
2.5. COMPONENTES DEL VEHÍCULO.....	40
RUEDAS.....	40
SISTEMA DE FRENOS.....	46
COMPONENTES	47
CUBIERTA AERODINÁMICA.....	49
ELEMENTOS DE SEGURIDAD.	49
2.6. RELACIÓN ENTRE POTENCIA Y VELOCIDAD	55
2.6.1. NECESIDADES DE POTENCIA PARA EL MOVIMIENTO.....	55
Pérdidas debido a rozamientos	55
Pérdidas aerodinámicas	55
2.6.2. POTENCIA DE PEDALEO.....	56

2.6.3. ORGANISMO DEL CONDUCTOR.....	56
2.6.4. PEDALEO VS OTROS TIPOS DE MOVIMIENTO IMPULSADOS POR POTENCIA HUMANA.	57
2.6.5. EQUILIBRIO Y DIRECCIÓN	58
2.6.6. FACTORES POSITIVOS Y NEGATIVOS DE CONDUCCIÓN.....	60
2.7. MECANISMOS Y TRANSMISIÓN.....	61
2.7.1. ANÁLISIS DEL MECANISMO DE CUATRO BARRAS.	61
Grados de libertad	64
Centros instantáneos	65
Análisis de velocidad usando centros instantáneos.....	66
Ventaja mecánica	67
2.7.2. ANÁLISIS DEL MECANISMO DE MANIVELA OSCILADOR.....	68
Angulo Optimo De Transmisión	69
2.7.3. TRANSMISIÓN DE POTENCIA	71
Ruedas dentadas de talla recta o engranes.....	72
Impulsores de Banda	72
Impulsores de cadena.....	74
Recomendaciones generales para diseño de impulsores de cadena.....	77
Eficiencia de transmisión	78
Relación de transmisión.....	79
2.8. CARACTERÍSTICAS DE CARGAS Y MATERIALES.....	80
2.8.1. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES	80
Esfuerzo normal y deformación unitaria normal.....	80
Esfuerzo y deformación unitaria en cortante puro.....	81
2.8.2. PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS MATERIALES.	83
2.8.3. LEY DE HOOKE	87
2.8.4. RAZÓN DE POISSON	87

2.8.5.	CARGAS ESTÁTICAS Y DINÁMICAS.	88
2.8.6.	ESFUERZO DE VON MISES	89
2.8.7.	FACTOR DE SEGURIDAD.....	90
2.8.8.	MATERIALES ALTERNATIVOS UTILIZABLES.	91

CAPÍTULO III: ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

3.1.	CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS PARA EL DISEÑO.....	92
3.1.1.	PESO DEL VEHÍCULO	92
3.1.2.	MANIOBRABILIDAD.....	92
3.1.3.	POSICIÓN DEL CONDUCTOR.....	93
3.1.4.	ÁREA FRONTAL	93
3.1.5.	SEGURIDAD DEL CONDUCTOR	94
3.1.6.	COMODIDAD	94
3.1.7.	POSICIÓN MÁS BAJA Y ESTABLE	94
3.1.8.	VELOCIDAD	95
3.1.9.	MATERIALES	95
3.1.10.	GEOMETRÍA.....	95
3.2.	ALTERNATIVAS DE CONSTRUCCIÓN.....	95
3.3.	ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.	99
3.3.1.	MODELO	99
3.3.2.	CUADRO	101
	Material del cuadro	101
	Alternativas de cuadro	102
3.3.3.	CARENADO	104
	Material del carenado	104
	Geometría del Carenado	105

CAPÍTULO IV: DISEÑO DE PARTES

4.1. CUADRO DEL VEHÍCULO.....	108
4.1.1. GEOMETRÍA.....	108
4.1.2. ANÁLISIS DE CARGAS	108
4.1.3. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES, VALIDADOS CON SOFTWARE: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS COMPUTARIZADO DE RESISTENCIA DEL CUADRO CON EL PROGRAMA “COSMOS WORKS 2008”	112
4.2. MECANISMO	116
4.2.1. VENTAJA MECÁNICA DEL MECANISMO	117
4.2.2. MECANISMO MANIVELA OSCILADOR.....	119
4.2.3. ÁNGULO DE TRANSMISIÓN	120
4.2.4. SIMULACIÓN DEL MECANISMO	120
4.3. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN.....	122
4.3.1. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.	122
4.3.2. CADENA CINEMÁTICA.	124
4.3.3. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	125
4.4. CARENADO AERODINÁMICO	126
4.4.1. GEOMETRÍA.....	127
4.4.2. MATERIALES.	129
4.4.3. FUERZAS AERODINÁMICAS.	132
Fuerza de sustentación.....	132
Fuerza de Arrastre	134
4.4.4. VALIDACIÓN CON SOFTWARE. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO AERODINÁMICO DEL CARENADO CON EL PROGRAMA “COSMOS FLOWORKS 2008”	137

CAPÍTULO V: CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS FÍSICAS

5.1. CUADRO DEL VEHÍCULO	140
5.1.1. PROCESOS CONSTRUCTIVOS.	140
Corte.....	140
Doblado	141
Soldadura	141
Desbaste Grueso.....	144
Desbaste Fino	145
Pulido.	145
Pintado	146
5.1.2. PRUEBA ESTÁTICA DE CARGA.....	146
5.2. CARENADO AERODINÁMICO.....	150
5.2.1. PROCESOS CONSTRUCTIVOS.	150
Impresión de plantillas de las siluetas de las curvas transversales	150
Corte de la madera.....	151
Ensamble de la estructura de soporte	151
Alineación.....	152
Mallado.....	152
Capa de yeso-cemento blanco	153
Masilla plástica	154
Desbaste grueso	155
Desbaste fino.....	156
Desmoldante	156
Aplicación de la fibra de vidrio y resinas.....	157
Desmontaje del molde.....	157
Corte del molde	157

Elaboración del carenado en molde.....	158
Junta de las partes.....	159
Estructura de acero de soporte.....	160
Implementación de soporte en el cuadro.....	161
Adaptación del carenado.....	162
Pintura.....	163
Cúpula o visor.....	164
Aplicación de identificativos y publicidad.....	165
5.2.2. PRUEBA CON MODELO A ESCALA EN EL TÚNEL DE HUMO...	166
5.2.3. COMPORTAMIENTO DEL VIENTO CON MODELO REAL.....	168
5.3. SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	171
5.3.1. ALINEACIÓN Y CALIBRACIÓN DE ELEMENTOS.....	171
Tensores.....	171
Instalación de la cadena.....	172
5.3.1.1. Calibración de cadena.....	172
Ajuste de tope interior.....	173
Ajuste del tope exterior.....	174
Inserción del cable en la envoltura.....	175
Instalación del cable de acero.....	175
Tornillo de ajuste de tensión B.....	176
5.4. SISTEMA DE SEGURIDAD.....	179
5.4.1. PRUEBA DE VOLTEO.....	179
5.4.2. PRUEBA DE FRENADO.....	179
5.4.3. CONTROL DE SUPERFICIES Y ARISTAS VIVAS.....	180
5.5. CONJUNTO.....	180
5.5.1. COMPONENTES DEL VEHÍCULO.....	180
5.5.2. Elementos del Cuadro del HPV.....	186

5.6. PRUEBAS DE VELOCIDAD Y COMPORTAMIENTO DEL VEHÍCULO	
189	

CAPÍTULO VI: ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIAMIENTO

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO.	197
6.1.1. COSTOS DIRECTOS	197
6.1.2. COSTOS INDIRECTOS.....	200
6.1.3. TOTAL GENERAL DE COSTOS DEL PROYECTO	201
6.2. FINANCIAMIENTO.	202

CAPÍTULO VII: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.	203
7.2. RECOMENDACIONES.....	206

Bibliografía

Anexos

TABLAS

Tabla 2.1 resistencia del aire para varias velocidades relativas.....	32
Tabla 2.2 Opciones de rueda según la norma ISO 5775-2.....	42
Tabla 2.3 Comparación de requerimiento de energía.....	57
Tabla 2.4 Resistencia de cadena.....	74
Tabla 2.5 Potencia especificada para cadena.....	76
Tabla 2.6 Eficiencia de transmisión.....	78
Tabla 3.1 Matriz de decisión.....	100
Tabla 3.2 propiedades mecánicas de posibles materiales.....	101
Tabla 3.3 Propiedades tecnológicas y costo.....	102
Tabla 3.4 Modelos de cuadros construidos y probados.....	103
Tabla 3.5 Tipos y propiedades mecánicas de la fibra de vidrio	104
Tabla 4.1 Características para el diseño de partes	106
Tabla 4.2 Partes del vehículo.....	107
Tabla 4.3 Cargas y reacciones sobre el cuadro.....	109
Tabla 4.4 Reacciones principales.....	110
Tabla 4.5 Reacciones sobre las ruedas.....	110
Tabla 4.6 Tensión en la cadena.....	111
Tabla 4.7 Reacciones en el eje central.....	111
Tabla 4.8 Resumen de diseño en CosmosWorks	112
Tabla 4.9 Cálculo de los factores de seguridad.....	114
Tabla 4.10 Matriz de decisión para el sistema de transmisión.....	114
Tabla 4.11 Resumen de elementos de transmisión	125
Tabla 4.12 Relación de transmisión	126
Tabla 4.13 Cálculo de velocidades para una cadencia de 100 rpm.....	126
Tabla 4.14 Resumen de parámetros aerodinámicos.....	136
Tabla 5.1 Datos de desplazamiento	148
Tabla 5.2 Componentes del HPV.....	181
Tabla 5.3 Elementos del cuadro.....	186
Tabla 5.4 Resultados de las pruebas HPVC 2008, Maracaibo-Venezuela....	190
Tabla 5.5 Comportamiento de la aceleración, velocidad y espacio recorrido.....	191
Tabla 5.6 Resistencia a la rodadura.....	194

Tabla 5.7 Aceleración de la gravedad en lugares de prueba.....	194
Tabla 5.8 Pérdidas de velocidad debido al neumático	195
Tabla 5.9 Potencia requerida en función de Cd.....	195
Tabla 5.10 Potencia requerida para alcanzar la velocidad obtenida en Maracaibo.....	196
Tabla 6.1 Remuneración a profesionales.....	197
Tabla 6.2 Remuneración a estudiantes.....	197
Tabla 6.3 Materia prima para la construcción del cuadro.....	198
Tabla 6.4 Materia prima para la construcción del carena... ..	198
Tabla 6.5 Componentes del vehículo.....	198
Tabla 6.6 Herramientas.....	199
Tabla 6.7 Aditamentos.....	199
Tabla 6.8 Seguridad....	199
Tabla 6.9 Ergonomía.....	199
Tabla 6.10 Otros Costos directos.....	200
Tabla 6.11 Insumos para la construcción.....	200
Tabla 6.12 Insumos de Oficina.....	200
Tabla 6.13 Personal no profesional..	201
Tabla 6.14 Resumen de costos	201
Tabla 6.15 Financiamiento.....	202

FIGURAS

Figura 2.1 Sietema de transmición de Leonardo Da Vinci.....	6
Figura 2.2 La Draisiana.....	7
Figura 2.3 Modelos de Bicicletas a través de la historia.....	8
Figura 2.4 Coche ligero de Charles Mochet.....	9
Figura 2.5 La primera bicicleta reclinada de dos ruedas.....	10
Figura 2.6 Velocar construido por Mochet.....	12
Figura 2.7 La novedad del momento, el velocar.....	14
Figura 2.8 Velocar con su primer carenado.....	16
Figura 2.9 Georges Mochet conduciendo su magnífica invención.....	18
Figura 2.10 Posición tradicional del conductor de HPV.....	24
Figura 2.11 Posiciones del conductor.....	25
Figura 2.12 Factores para la capacidad de rendimiento deportivo del conductor.....	26
Figura 2.13 Generación de fuerza de sustentación.....	28
Figura 2.14 Influencia de la resistencia del aire.....	28
Figura 2.15 Túnel de viento para modelos a escala.....	30
Figura 2.16 Flujo de aire.....	33
Figura 2.17 Efecto de la fuerza centrípeta y de agarre	34
Figura 2.18 Complicaciones viscosas.....	37
Figura 2.19 Ilustración del gradiente de presión.....	39
Figura 2.20 Radios anclados radialmente y tangencialmente.....	41
Figura 2.21 Llantas de pared recta.....	43
Figura 2.22 Llantas de tipo crotchet.....	43
Figura 2.23 Llantas de tipo hooked-bead.....	43
Figura 2.24 Sistema de frenos convencionales.....	46
Figura 2.25 Sistema de frenos de disco.....	47
Figura 2.26 Componentes de un HPV.....	48
Figura 2.27 Roll-bar de seguridad en caso de volcamiento.....	50
Figura 2.28 Cinturón de seguridad de 3 puntos.....	50
Figura 2.29 Casco del conductor y sus componentes.....	51
Figura 2.30 Zapatos de traba y pedales	52
Figura 2.31 Rodilleras y Coderas.....	52

Figura 2.32 Carenado aerodinámico como medio de seguridad.....	53
Figura 2.33 Gafas de protección.....	53
Figura 2.34 Ropa elástica de HPV y ciclismo.....	54
Figura 2.35 Guantes para conducción.....	54
Figura 2.36 Calores consumidos en el deporte.....	58
Figura 2.37 Parámetros para determinar el equilibrio y dirección.....	59
Figura 2.38 Angulo de dirección.....	59
Figura 2.39 Visibilidad lateral del conductor.....	60
Figura 2.40 Visibilidad frontal del conductor.....	61
Figura 2.41 Partes de un mecanismo de cuatro barras.....	62
Figura 2.42 Generador de trayectoria.....	63
Figura 2.43 Generador de movimiento.....	63
Figura 2.44 Generador de función.....	64
Figura 2.45 Grados de libertad.....	64
Figura 2.46 Centros instantáneos.....	65
Figura 2.47 Teoría desarrollada mediante el modelo de Kennedy.....	66
Figura 2.48 Mecanismo manivela-oscilador.....	69
Figura 2.49 Angulo de transmisión.....	70
Figura 2.50 Razones de instancias.....	70
Figura 2.51 Engranajes de talla recta.....	72
Figura 2.52 Impulsares de banda.....	73
Figura 2.53 Tensión en la banda.....	73
Figura 2.54 Impulsores de cadena.....	73
Figura 2.55 Relación de transmisión.....	79
Figura 2.56 Barra prismática sometida a fuerza axial.....	80
Figura 2.57 Elemento sometido a carga axial.....	81
Figura 2.58 Elemento sometido a esfuerzos de aplastamiento.....	80
Figura 2.59 Aplicación de fuerzas cortantes.....	82
Figura 2.60 Distribución de esfuerzos cortantes.....	83
Figura 2.61 Deformaciones unitarias.....	83
Figura 2.62 Diagrama de esfuerzo en función de la deformación unitaria....	84
Figura 2.63 Sección transversal sometida a torsión.....	87
Figura 3.1 Posición óptima del conductor.....	93
Figura 3.2 Modelos de bicicletas standard.....	96

Figura 3.3 Modelos improvisados.....	97
Figura 3.4 Records Mundiales.....	98
Figura 3.5 Modelos base para realizar el nuevo diseño.....	99
Figura 3.6 Fusión de modelos anteriores, modelo único en su tipo.....	100
Figura 4.1 Componentes principales del vehículo.....	107
Figura 4.2 Geometría del vehículo.....	108
Figura 4.3 Diagrama de cuerpo libre del perfil del cuadro, planox-y.....	109
Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre del cuadro, plano xz.....	108
Figura 4.5 Diagrama de cuerpo libre del plato principal.....	110
Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre del plato central.....	111
Figura 4.7 Mallado de lámina utilizando superficies.....	113
Figura 4.8 Esfuerzos de Von Mises.....	113
Figura 4.9 Desplazamiento estático.....	114
Figura 4.10 Deformación unitaria equivalente.....	115
Figura 4.11 Mecanismo vehículo conductor.....	116
Figura 4.12 Grados de libertad del mecanismo vehículo conductor.....	117
Figura 4.13 Ventaja mecánica.....	118
Figura 4.14 Comprobación de la ley de Grashof.....	119
Figura 4.15 Angulo mínimo de transmisión.....	120
Figura 4.16 Funcionamiento del mecanismo con Working Model.....	119
Figura 4.17 Cadena cinemática.....	124
Figura 4.18 Configuración de la cadena cinemática.....	125
Figura 4.19 Diferentes posiciones del humanoide en la conducción.....	127
Figura 4.20 Aproximación de las geometrías a la movilidad del conductor, vista lateral.....	128
Figura 4.21 Aproximación de las geometrías a la movilidad del conductor, vista frontal.....	128
Figura 4.22 Modelo Primitivo del carenado y sus respectivas vistas.....	129
Figura 4.23 Plátiesmalte negro de humo.....	130
Figura 4.24 Cobalto, resina de poliéster y catalizador.....	131
Figura 4.25 Fibra de vidrio de tela amarilla.....	131
Figura 4.26 Fuerza de sustentación.....	132
Figura 4.27 Variación de coeficientes de sustentación y resistencia vs ángulo de ataque.....	133

Figura 4.28 Relación entre velocidad y fuerza de sustentación.....	134
Figura 4.29 Área frontal del carenado.....	134
Figura 4.30 Fuerza de arrastre.....	135
Figura 4.31 Cálculo de Área frontal, Autocad 2008	136
Figura 4.32 Disposición y modelo del flujo de aire.....	137
Figura 4.33 Disposición de la presión del fluido sobre el vehículo.....	138
Figura 4.34 Líneas de flujo en interacción con el vehículo y respectivo corte	138
Figura 4.35 Líneas de flujo en interacción con el vehículo y respectivo corte V. superior.....	138
Figura 5.1 Corte de materiales para el cuadro.....	140
Figura 5.2 Doblado y configuración del cuadro.....	141
Figura 5.3 Soldadura proceso GMAW.....	142
Figura 5.4 Soldadura proceso PAW.....	144
Figura 5.5 Desbaste grueso.....	144
Figura 5.6 Desbaste fino.....	145
Figura 5.7 Pulido.....	145
Figura 5.8 Pintado.....	146
Figura 5.9 Pruebas de carga estática.....	147
Figura 5.10 Mediciones con comparadores de reloj.....	147
Figura 5.11 Desplazamiento del marco.....	148
Figura 5.12 Fuerza aplicada al pedal.....	149
Figura 5.13 Siluetas elaboradas en Autocad.....	151
Figura 5.14 Montaje de la estructura soporte de madera.....	151
Figura 5.15 Alineación de la estructura con elementos equidistantes.....	152
Figura 5.16 Aplicación de malla plástica.....	153
Figura 5.17 Capa de yeso y cemento blanco.....	154
Figura 5.18 Aplicación de masilla plástica.....	155
Figura 5.19 Desbaste grueso.....	155
Figura 5.20 Desbaste fino del molde.....	156
Figura 5.21 Desmontaje del molde.....	157
Figura 5.22 Corte del negativo de la fibra de vidrio.....	158
Figura 5.23 Molde negativo en fibra de vidrio de partes iguales.....	159
Figura 5.24 Uniendo las dos piezas obtenidas en los moldes.....	160

Figura 5.25 Estructura de soporte para el carenado.....	161
Figura 5.26 Fijación del soporte del carenado en el cuadro del vehículo...	162
Figura 5.27 Adaptación del carenado en el soporte.....	163
Figura 5.28 Aplicación de la protección ambiental y color del carenado ...	164
Figura 5.29 Fijación del visor de acrílico en la abertura superior del carenado.....	163
Figura 5.30 Fijación del soporte del carenado al cuadro del vehículo.....	165
Figura 5.31 Modelo a escala 1:10 del modelo real.....	166
Figura 5.32 Líneas de flujo en túnel de humo.....	167
Figura 5.33 Prueba de descenso del vehículo sin carenado.....	169
Figura 5.34 Prueba de descenso del vehículo con carenado.....	170
Figura 5.35 Instalación de sensores.....	172
Figura 5.36 Instalación de cadena.....	172
Figura 5.37 Calibración de cadena.....	173
Figura 5.38 Guías de cadena.....	173
Figura 5.39 Ajuste de tope interior.....	174
Figura 5.40 Ajuste de tope exterior.....	174
Figura 5.41 Inserción de cable de acero.....	175
Figura 5.42 Instalación del cable de acero.....	176
Figura 5.43 Tornillo de ajuste de tensión.....	176
Figura 5.44 Rueda dentada mayor.....	176
Figura 5.45 Verificación de posición de la rueda dentada	176
Figura 5.46 Rango de la polea de guía.....	177
Figura 5.47 Cuadro ensamblado con componentes.....	180
Figura 5.48 Elementos del cuadro del HPV.....	186
Figura 5.49 Prueba de velocidad en Estados Unidos.....	189
Figura 5.50 Prueba de velocidad en Venezuela.....	189
Figura 5.51 Prueba de velocidad en Ecuador.....	190
Figura 5.52 Aceleración vs Tiempo.....	192
Figura 5.53 Velocidad vs tiempo.....	192
Figura 5.54 Espacio recorrido vs tiempo.....	193
Figura 5.55 Potencia vs variación de Cd.....	196

Nomenclatura

- UCI.- Unión Ciclismo Internacional
- ASME.- American Society of Mechanical Engineers
- HPV.- Human Power Vehicle
- HPVC.- Human Power Vehicle Challenge
- FD.- Fuerza de arrastre
- FL.- Fuerza de sustentación
- ρ .- Densidad del Fluido
- Re.- Número de Reynolds
- v .- velocidad del objeto con respecto al fluido
- ISO.- International Standard Organización
- W.- Potencia de pedaleo
- Cv.- Velocidad del vehículo
- η mech.- Es la eficiencia mecánica de la transmisión incluyendo ruedas
- Σm .- Es la masa total del conductor y vehículo en Kg.
- Cr.- Es el coeficiente de resistencia de rodadura
- m_w .- Es la masa rotacional efectiva de las ruedas en Kg.
- C_w .- Es la velocidad del viento en contra
- θ .- Aceleración angular
- n.- Eslabón
- Pent.- Potencia de entrada
- Fent.- Fuerza de entrada
- Vent.- Velocidad de entrada
- Psal- Potencia de salida
- Fsal.- fuerza de salida
- Vsal.- velocidad de salida
- V.M.- Ventaja mecánica
- r_{ent} .- Radio de entrada
- r_{sal} .- Radio de salida
- Tent.- Torque de entrada
- Tsal.- Torque de salida
- Q.- razón de tiempo

r_{\min} - Radio mínimo

r_{\max} - Radio máximo

D.- diámetro mínimo de una rueda dentada

p.- Paso

N.- Número de dientes

σ - Esfuerzo

F.- Fuerza

A.- Área

LISTADO DE ANEXOS

Anexo A: Planos de construcción y ensamble

Anexo B: Características de varios prototipos de vehículos impulsados por fuerza humana.

Anexo C: Propiedades de fibras de vidrio

Anexo D: Fotografías de varias

RESUMEN

El presente proyecto se desarrolló dentro y fuera de la Escuela Politécnica del Ejército, nació con el fin de realizar el diseño y construcción de un vehículo impulsado por fuerza humana de tipo reclinado de alta velocidad para aplicaciones deportivas, como generador de un modelo base para posteriores desarrollos de alternativas ecológicas de movilización urbana para todas las edades.

La metodología que utiliza es el análisis y la comprobación de los factores que intervienen en la eficiencia del mecanismo de transmisión de potencia, chasis y carenado del vehículo, tomando en cuenta aspectos de seguridad, resistencia y maniobrabilidad, en ruta y laboratorio.

Las consideraciones tomadas en cuenta para el diseño son: peso máximo, longitud, altura, radio mínimo de curvatura. Se proponen varias alternativas como formas geométricas del marco, posición de la rueda delantera y mecanismo de transmisión. Con la selección de la alternativa, se procede a la modelación utilizando herramientas CAD: Auto CAD, Solidworks, 3D Max y validación del diseño con Cosmos Works.

El chasis está elaborado de tubos redondos estructurales doblados en frío y soldados por procesos GTAW. El diseño final conserva las características de resistencia, rigidez y el más bajo peso posible.

El carenado está elaborado en fibra de vidrio de aviación de 2mm que garantiza un bajo peso. Se ha buscado reducir la superficie adecuando las formas al espacio que ocupa el conductor. La geometría favorece la penetración, reduce la superficie de rozamiento y procura un flujo laminar.

En la sección de pruebas estáticas se mide la relación entre la carga y deformación máxima para comprobar que exista un comportamiento totalmente elástico. Además se mide la fuerza de tracción generada por el sistema de transmisión. Para esto se utiliza celdas de carga y comparadores de reloj que permiten una medición muy precisa.

La transmisión de potencia es a través de mecanismo de rueda dentada y cadena de rodillos siendo el más adecuado, considerando la distancia entre ejes y la facilidad para obtener varias relaciones de transmisión, por tanto varios pares de torsión en la rueda que impulsa el vehículo

CAPÍTULO 1

GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

Este proyecto constituye un análisis detallado del llamado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHICULO IMPULSADO POR FUERZA HUMANA (HPVC) DE CONDUCTOR UNICO, TIPO RECLINADO DE ALTA VELOCIDAD, PARA APLICACIONES DEPORTIVAS” con el fin de proporcionar al deporte una nueva alternativa.

El vehículo diseñado es impulsado únicamente con la fuerza del cuerpo humano, cualidad que define su comportamiento ecológico. Las características principales son: alta velocidad debido a su cubierta aerodinámica y posición del conductor, seguridad para el piloto, fácil adaptabilidad del conductor y ergonomía.

El análisis comprende comportamiento y relación de parámetros físicos presentes en el vehículo, comportamiento de las características mecánicas de los materiales empleados en la construcción, estudio de alternativas de vehículos construidos en los laboratorios y pruebas físicas de comportamiento.

1.2. ANTECEDENTES

En 1976 la sociedad internacional de vehículos impulsados por fuerza humana (IHPVA) fue formada , esto impulso competencias que permitieron poner en juego el ingenio de los participantes para el desarrollo vehículos de altas velocidad, en los diseños se incluían posición reclinada del conductor y cubiertas aerodinámicas que permitían reducir el coeficiente de arrastre aerodinámico.

En el mes de Abril de 2008, La Sociedad de Ingenieros Mecánicos de América (ASME), convoca a participar a las universidades del país en el diseño y construcción de vehículos impulsados por fuerza humana. El objetivo de la competencia era aplicar el conocimiento técnico, ingenio y habilidades de los estudiantes de Ingeniería Mecánica.

La Escuela Politécnica del Ejército, fue representada por el equipo Wary(Protegido de Dios), con el vehículo Conquistador I, en la competencia realizada en la ciudad de Quito en febrero de 2008, por el equipo Atiy Paay(Ser capaz de volar), con el vehículo Conquistador II, en la competencia realizada en la ciudad de Maracaibo-Venezuela en septiembre de 2008 y por el equipo HPVC ESPE, con el vehículo Conquistador III, en la competencia realizada en la ciudad de Philadelphia- EEUU en abril de 2009.

Los logros obtenidos son: mejor diseño en la ciudad de Quito, vehículo más rápido de Latinoamérica y Caribe en Maracaibo, cuarto lugar en la prueba de eliminación inmediata y sexto lugar en la prueba de velocidad en la competencia mundial realizada en la ciudad de Philadelphia.

Los diseños presentados en las competencias de HPVC han ido evolucionando paulatinamente y en cada prueba han demostrado la versatilidad del diseño así como su eficiente mecanismo y disposición. El desarrollo del proyecto se enfoca a la última propuesta presentada.

1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Este proyecto está dirigido al área deportiva y académica, mediante el diseño y construcción del vehículo se pretende motivar a las personas para que realicen ejercicio de manera divertida y nueva, el proyecto apunta también a la aplicación de los fundamentos de las distintas áreas de conocimiento de la ingeniería Mecánica.

1.4. OBJETIVOS

GENERAL

Realizar el diseño y construcción de un vehículo impulsado por fuerza humana de tipo reclinado de alta velocidad para aplicaciones deportivas, como generador de un modelo base para posteriores desarrollos de alternativas ecológicas de movilización urbana.

ESPECÍFICOS

- Estudiar los parámetros que influyen en el funcionamiento de un vehículo impulsado por fuerza humana así como sus aplicaciones.
- Realizar el estudio del comportamiento mecánico y aerodinámico del vehículo
- Diseñar y construir los diversos elementos estructurales y aerodinámicos del vehículo.
- Realizar pruebas físicas en ruta y laboratorio.

1.5. ALCANCE

Aplicar el estudio realizado en el desarrollo de un vehículo ecológico utilitario, para la movilización urbana, con miras a la reducción de la congestión vehicular, reducción de la contaminación ambiental y sedentarismo.

1.6. JUSTIFICACIÓN

El diseño y construcción de este vehículo, cubre las necesidades deportivas de personas que desean combinar el concepto del automóvil y la bicicleta. El vehículo es totalmente novedoso, eficiente y seguro, las innovaciones se presentan en la disposición del conductor, diseño de chasis, transmisión y estudio aerodinámico.

CAPÍTULO 2

MARCO TEORICO

2.1. HISTORIA DE LAS MÁQUINAS Y VEHÍCULOS DE POTENCIA HUMANA.

A lo largo de la historia y con la invención de la rueda, el hombre busco constantemente máquinas que los pueda servir de ayuda en el transporte personal así como de carga.

Los primeros intentos de bicicletas, nombre utilizado por sus dos ruedas, aparecen en los alrededores de 1800, el primero de su categoría se denominó el "Celerífero", el que es considerado el precursor de la bicicleta. El celerífero pasó a llamarse velocífero y después velocípedo. Los primeros modelos carecían de pedales, cadena y manillar. Con los velocípedos construidos de madera e impulsados directamente con los pies en el suelo, tuvieron lugar las primeras carreras en el año 1800.

En un apartado de la obra " Codez Atlanticus " de Leonardo da Vinci ya aparecía un dibujo de una bicicleta. Leonardo ya pensó en una transmisión de cadena como en las que se utilizan en la actualidad. Algunos de estos dibujos fueron dispersados por el tiempo y quedaron recopilados sin orden ni concierto en la biblioteca Ambrosiana de Milán.

El primer sistema de transmisión, ver figura 2.1, cuya invención se pensaba de época alrededor de 1877, es debida al genio de Leonardo, como estaba probado por dos códigos Leonardescos descubiertos en 1967 en la biblioteca de Madrid, el gráfico 2.1. muestra los dibujos que ilustran a la perfección el principio de transmisión.

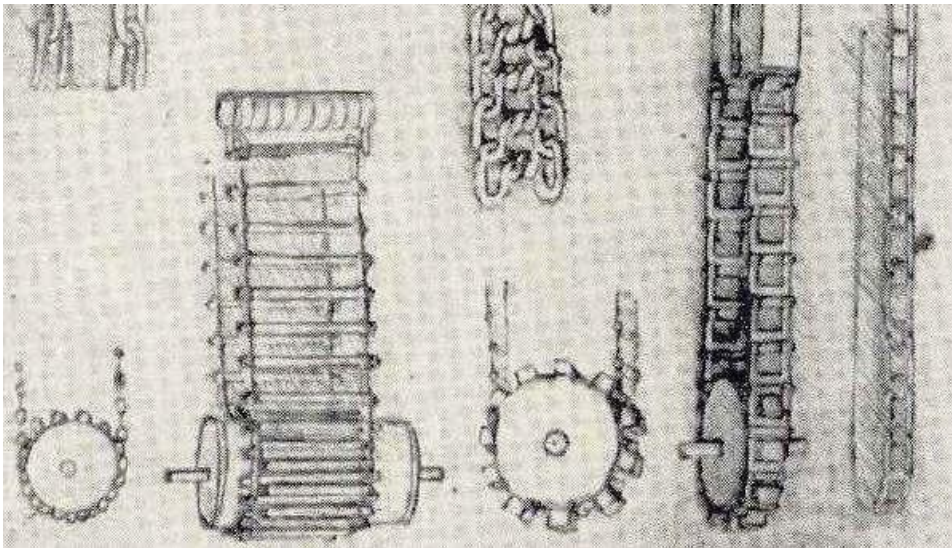


Figura 2.1 Sistema de transmisión de Leonardo Da Vinci

Después de 300 años, el Conde Mede de Sivrac materializó un invento mucho más rudimentario que el de Leonardo para divertimento de la nobleza por las calles de París. El artefacto que data de 1790 estaba construido con dos ruedas de madera alineadas, montadas en las extremidades de una vigueta de un metro de largo, sin manillar que permitiese establecer la dirección, y sin pedales. Poco a poco, fue mejorándose la rudimentaria construcción inicial hasta llegar a lo ideado por el Barón Karl-Friedrich Christian Ludwing von Prais.

El aparato tenía un sistema de dirección móvil que facilitaba cualquier maniobra sin necesidad de detenerse. La Drasiana, así se llamó a esta bicicleta, tenía además sillín, cosa que era muy útil para los usuarios. Los primeros compradores fueron nobles que popularizaron en su entorno la Drasiana.

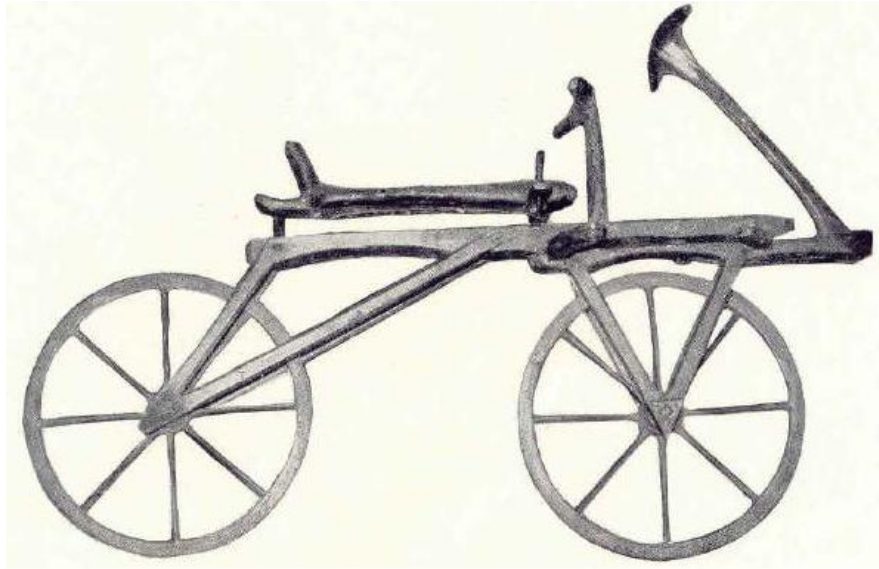


Figura 2.2 La Draisine

La draisine se aprecia en la figura 2.2, guardada en el Museo de Paris que se piensa sea la primera bicicleta llegada al mundo; tiene la dirección y el sillín molleado, está hecha toda en madera y fue construida en el 1816 en Alemania por el Baron Carlo Von Drais.

En la figura 2.3 se muestra los siguientes modelos, (a) el velocípedo de Karl Von Drais, construido en Alemania en el año de 1818, (b) el velocípedo de Thomas McCall, vehículo escocés del Año 1830, (c) bicicleta con pedales del francés Pierre Michaux en el año de 1860, (d) bicicleta de rueda alta de origen francés, ideada por James Starley en 1870, (e) máquina segura de Jhon Kemp Starley, hecho en Inglaterra en 1885, (f) bicicleta de pista estadounidense perteneciente a la década de 1960 y (g) bicicleta de montaña del mismo origen correspondiente a mediados de 1970.

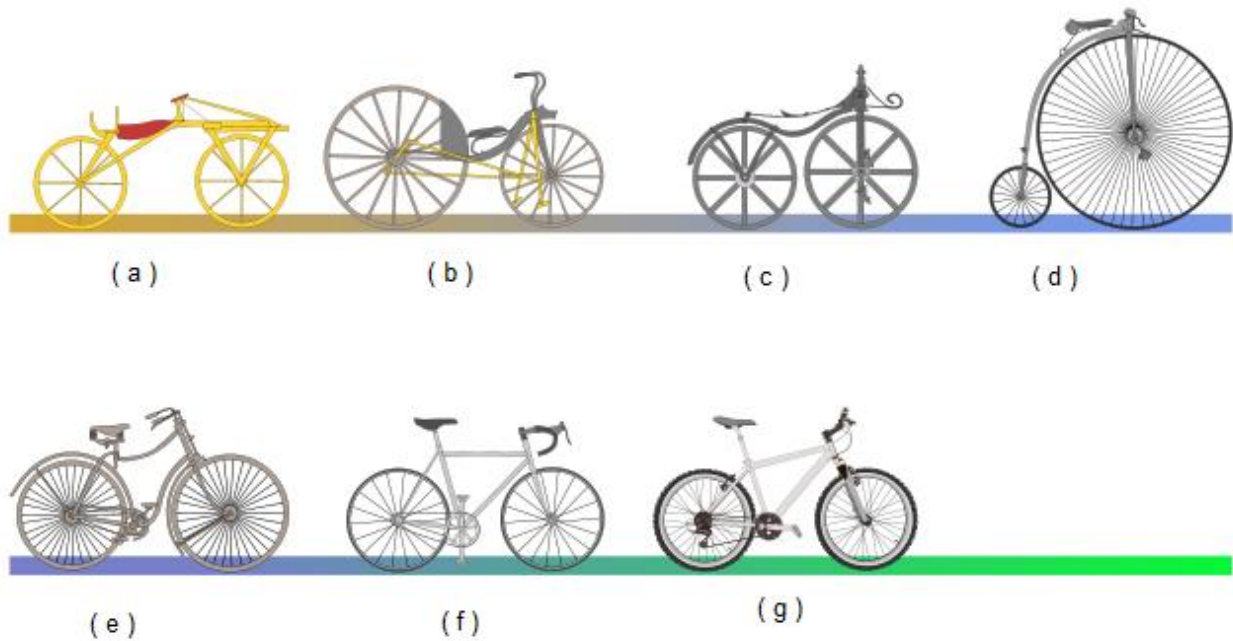


Figura 2.3 Modelos de bicicletas a través de la historia

El ciclismo siguió su evolución y en la década del año 1934 nace una nueva generación de vehículos que debido a su eficiencia fueron prohibidos en competiciones ciclísticas.

Aparecen bicicletas de tipo reclinado, las cuales mejoran notablemente el factor ergonómico del ciclista. Estos vehículos permiten optimizar la energía del ciclista mejorando el impulso, el mismo que permite incrementar la velocidad de forma notable.

Mucha gente cree que estos vehículos que se difunden pertenecen a finales del siglo XIX, pero la verdad es que durante décadas se coartó la construcción de estos vehículos.

El primer acierto en la invención de este tipo de vehículo corresponde a tres pioneros franceses: Charles Mochet, su hijo Georges Mochet y el ciclista Francis Faure.



Figura 2.4 Coche ligero de Charles Mochet

Antes de la Primera Guerra Mundial, Charles Mochet construía coches pequeños muy ligeros (figura 2.4). Su esposa pensaba que una bicicleta convencional sería demasiado peligrosa para su hijo George, así que Charles le construyó un vehículo de cuatro ruedas a pedales. Las cuatro ruedas reducían el peligro de volcar. Nadie hubiera imaginado entonces las consecuencias de este coche de pedales. El pequeño George estaba encantado con su coche de pedales, sobre todo cuando los demás niños, en sus bicicletas normales, no podían alcanzarlo.

Esto hizo surgir la demanda por este tipo de coches, y al final Charles Mochet decidió dejar de construir automóviles y dedicarse por entero a los vehículos de pedales. Construyó un coche de este tipo para adultos, con dos asientos, al que llamó "Velocar". Estos coches proporcionaban una postura cómoda para sentarse, el cuerpo de un automóvil y la propulsión de una bicicleta. El equipamiento incluía un diferencial, tres piñones y un carenado ligero hecho de *Triplex*, un material cortaviento usado en los aviones. Después de la Primera Guerra Mundial, la pobre economía francesa contribuyó a las ventas. Comprar un coche "de verdad" era un sueño inalcanzable para muchos franceses, pero el Velocar de Mochet se lo podían permitir. De este modo Charles Mochet vendió muchos vehículos. Hasta los años 1930 las ventas del Velocar no dejaron de crecer.

En la práctica los Velocar demostraron ser muy rápidos. De vez en cuando se usaban como coches guía en las carreras de bicicletas. Sin embargo pronto alcanzaron sus límites. A mucha velocidad, que era fácil de conseguir, doblar una esquina se convertía en algo muy peligroso. Cada curva obligaba a frenar mucho y después volver a acelerar. Había que pedalear muy fuertemente para ir rápido por un camino con curvas. Charles Mochet experimentó y construyó un vehículo con tres ruedas, pero su tendencia a volcar en las curvas era incluso mayor que en los de cuatro.



Figura 2.5 La primera bicicleta reclinada de dos ruedas

Al final Mochet tuvo una idea: Dividir un Velocar en dos mitades. Construyó una versión de dos ruedas, por tanto una bicicleta reclinada. La bici tenía dos ruedas de 50 cm, una batalla de 146 cm y un pedalier unos 12 cm por encima del asiento y ajustable a la altura del conductor (figura 2.5). Era posible cambiar la elevación del asiento, y unos piñones a mitad de la cadena proporcionaban los cambios necesarios. Durante el diseño de su bici reclinada Charles Mochet actuó a conciencia: antes de construirla dedicó mucho tiempo a pensarla y planearla con cuidado. Mochet no sólo quería demostrar que una bici reclinada es más rápida que una convencional. Además quería dar a conocer a otros

ciclistas que una reclinada es también muy adecuada para viajar y para el uso diario.

Por lo que respecta a las carreras, Mochet buscó un buen corredor para que montara la nueva bici reclinada en las competiciones. Primero lo intentó con Henri Lemoine, un ciclista profesional, que probó el vehículo. Henri se quedó impresionado de lo cómoda y fácil de manejar que era, pero a pesar de ello no hubo manera de convencerle de que la usara en las competiciones. Quizá fue el miedo a ser ridiculizado por los demás ciclistas lo que le hizo negarse. Sea lo que fuera, Henri Lemoine jamás participó en una sola carrera conduciendo una reclinada.

El segundo corredor que Mochet eligió fue Francis Faure, hermano del famoso ciclista Benoit Faure. Sin duda Francis no era tan buen ciclista como Lemoine ni como su propio hermano Benoit. Sin embargo fue el primer ciclista serio que se interesó por la bici reclinada de Mochet. Después de probarla varias veces, decidió usarla en una carrera.

Antes del comienzo de la carrera los demás ciclistas se rieron de él diciéndole: "Faure, parece que estás cansado y quieres echarte una cabezadita en esa cosa, ¿no? ¿Por qué no te pones derecho y pedaleas como un hombre?" Dejaron de reír cuando Faure volcó toda su rabia sobre los pedales y los dejó a todos atrás. No podían ni acercarse a él. Uno tras otro, Francis Faure fue derrotando a todos los mejores ciclistas de pista de Europa, aprovechándose de la clara superioridad aerodinámica de la bicicleta reclinada. El año siguiente Faure fue prácticamente invencible en las carreras de 5.000 metros. Incluso en carreras contra tres o cuatro corredores de élite, que se turnaban para cortar el viento a un líder, Faure salía del velódromo con la camiseta amarilla de ganador. Al mismo tiempo que los éxitos en pista, los Velocar y sus conductores ganaban en muchas carreras en carretera. Paul Morand, un corredor de carretera, ganó el París-Limoges en 1933 en un velocar construido por Mochet (figura 2.6.)



Figura 2.6 Velocar construido por Mochet

Después de que Faure estableciera nuevos récords del mundo en varias carreras cortas, y que otros ciclistas de reclinadas hubieran vencido con facilidad a sus competidores en carretera, Charles y Georges Mochet, así como el propio Faure, decidieron ir a por el récord de la hora, considerado durante mucho tiempo el récord ciclista por excelencia. Mochet quiso asegurarse de que un récord con el velocar sería reconocido. Por tanto lo consultó a la UCI en octubre de 1932. Recibió una respuesta favorable: El velocar no tiene accesorios aerodinámicos, de modo que no hay razón para prohibirlo.

Desde el comienzo del siglo hasta los años 1930 el ciclista francés Marcel Berthet y el ídolo ciclista suizo Oscar Egg compitieron por el récord de la hora. En 1907 Berthet estableció un récord de 41.52 km/h. Durante los siguientes siete años, el récord pasó seis veces de Oscar Egg a Marcel Berthet y viceversa, antes de que Egg cubriera la sensacional distancia de 44.24 km en 60 minutos. Este récord duraría casi 20 años, hasta 1933. Durante la guerra muchos ciclistas perdieron la vida, quedaron incapacitados o dejaron de entrenar, de modo que es comprensible que en los años posteriores no hubiese ningún intento serio de batir este récord. A pesar de ello la marca de Oscar Egg hay que catalogarla como excepcional.

En dicho periodo, diseñadores y entusiastas del ciclismo habían empezado a experimentar construyendo carenados de tela. En 1913 el francés Etienne Bunau-Varilla empezó a ofertar un carenado que podía instalarse en cualquier vehículo. Constructores alemanes de bicicletas como Goericke y Brennabor

permitieron a los corredores de sus equipos participar en las competiciones con este tipo de carenados. En los años siguientes diversas bicicletas con carenado compitieron unas contra otras. La primera carrera de este tipo tuvo lugar en Berlín en 1914. Se enfrentaron el campeón del mundo holandés Piet Dickentman y el campeón europeo Arthur Stellbrink, berlinés. El campeón del mundo sufrió un accidente y murió. Tal vez como consecuencia de esta desgracia, la UCI cambió sus normas en 1914 y prohibió expresamente los accesorios aerodinámicos. Las carreras de bicicletas carenadas pronto cayeron en el olvido.

El 7 de julio de 1933 iba a ser el día histórico decisivo. Francis Faure alcanzó 45.05 km en una hora en un velódromo de París y por tanto pulverizó el récord de casi dos décadas de Oscar Egg. Faure y el Velocar de Mochet captaron de repente la atención de los medios de comunicación. Se publicaron fotos de estas bicicletas en los periódicos y en las revistas de ciclismo. Y entonces surgieron las preguntas: ¿Es esto una bicicleta de verdad? ¿Será reconocido el récord de Faure? ¿Convertirá el Velocar en obsoleta a la bicicleta convencional? Declaraciones, entrevistas, comentarios y tiras cómicas se ocuparon de todo este asunto.

Fue un absoluto caos. Entonces, el 29 de agosto de 1933, en Saint Trond, Francia, Maurice Richard, en una bicicleta convencional, batió también el récord de la hora de Oscar Egg. ¿Qué récord era el bueno? ¿El de la bici reclinada o el de la convencional? ¿Quién tenía el récor de la hora, Richard o Faure? ¿Sería la bici reclinada admitida en las competiciones de la UCI, o sería desterrada para siempre del deporte? Había que tomar una decisión



Figura 2.7 La novedad del momento, el velocar

Se hizo evidente para todos que el récord de la hora logrado por Francis Faure en el novedoso Velocar creado por Charles Mochet iba a ser debatido con mucho interés en el 58 Congreso de la UCI, el 3 de febrero de 1934.

Un ciclista aficionado hizo una demostración del Velocar ante el congreso, dando unas vueltas alrededor de la mesa de los representantes. Esto les resultó a todos muy divertido e interesante, pero sus opiniones acerca de que al Velocar se le permitiera participar en las carreras fueron de lo más dispares. El representante británico de la UCI se sorprendió de que el vehículo fuera tan seguro de montar y le auguró un gran porvenir, diciendo que sería la bicicleta del futuro. El italiano Bertolini, al contrario, fue de la opinión de que el invento de Mochet no era una bicicleta de ninguna de las maneras.

Además de los argumentos objetivos presentados a favor y en contra de permitir las reclinadas en las competencias, entraron en juego cuestiones que nada tenían que ver con la técnica. Algunos representantes eran de la opinión de que un ciclista de segunda fila como Francis Faure no se había ganado el derecho a participar en un récord del mundo. Faure tan sólo había demostrado su valía en carreras cortas y en *sprints*. ¿Con qué derecho podía un ciclista así presumir de haber logrado el mayor de todos los récords, el de la hora? Estos

críticos preferían darle el récord a un ciclista claramente superior, como Richard, en vez de a Faure.

Rousseau, el delegado francés de la UCI, encauzó de nuevo la discusión. Dejó claro que el objetivo de la UCI y de sus normas era regular las competiciones, determinar la longitud y anchura de las bicicletas y prohibir complementos aerodinámicos, pero no definir la bicicleta en sí.

Los demás representantes aparentemente no estaban de acuerdo con eso, y designaron un grupo de trabajo que definiera, o mejor dicho redefiniera exactamente lo que era y lo que no era una bicicleta. Entonces votaron para reconocer el récord de Maurice Richard. Inmediatamente después la nueva definición de lo que debía ser una bicicleta de carreras fue aceptada por 58 votos a favor y 46 en contra:

El pedalier tenía que estar entre 24 y 30 cm sobre el suelo. La parte delantera del asiento podía estar sólo 12 cm por detrás del pedalier. La distancia entre el pedalier y el eje de la rueda delantera tenía que estar entre 58 y 75 cm.

Según estas normas, una reclinada no es una bicicleta sino algo totalmente diferente, a pesar de tener dos ruedas, una cadena, un manillar, un asiento, y moverse con energía humana. La normativa entró en vigor el primero de abril de 1934. Fue el día más aciago para las bicicletas reclinadas. El récord de Faure fue catalogado bajo una nueva categoría denominada "Récords logrados por Vehículos de Tracción Humana (VTH) sin características aerodinámicas especiales".

Descorazonado por la decisión de la UCI, Charles Mochet escribió a la asociación una carta para apelarla. No tuvo éxito. Se rumoreaba por aquel entonces que la decisión de prohibir las reclinadas tenía menos que ver con el deporte que con el dinero: los fabricantes de bicicletas convencionales y los ciclistas profesionales tenían dinero y contactos y crearon conjuntamente un fuerte grupo de presión.

Si la UCI hubiera tomado una decisión diferente, muchos más ciclistas montarían reclinadas en la actualidad. Sin embargo, la decisión que tomó hizo famosos a Richard y a Faure, mientras sentenció a Henri Lemoine al olvido en la historia del ciclismo. Se empezaron a organizar carreras entre los dos por toda Europa. Francis Faure era invencible en su Velocar, pero la fama pertenecía a Richard. Al público le encantaba ver las carreras de estas máquinas prohibidas.



Figura 2.8 Velocar con su primer carenado

La idea de poner un carenado a una bicicleta no era nueva. Marcel Berthet corrió con una bicicleta convencional con carenado en 1933 (Figura 2.8). De esta forma intentó ser el primer ciclista en romper la barrera de los 50 km/h. Casi lo logró: El 18 de noviembre de 1933 las mediciones al final de la hora indicaban que había recorrido 49.99 km. Y Berthet tenía 47 años. Este récord fue registrado en una categoría especial creada por la UCI para bicicletas de deporte con accesorios aerodinámicos.

En 1938 Francis Faure y Georges Mochet decidieron mejorar el récord de Marcel Berthet. También Francis Faure quería ser el primer ciclista en pasar la barrera de los 50 km/h. Construyeron un velocar con carenado, para el que

modificaron el cuadro: Faure iba sentado más bajo y pusieron una rueda delantera más pequeña.

El primer modelo lo probaron dando vueltas en la pista de 4.000 metros del velódromo d'Hiver en París. La primera vuelta cronometrada tuvo lugar con la cabeza de Faure al aire, y sin carenado inferior. Faure logró 48 km/h, y fue capaz de completar una vuelta en 5 minutos, 20 segundos más rápido que un ciclista en una bici de carreras normal. Esto fue significativo, teniendo en cuenta que el Velocar carenado pesaba 11 kg más que una bici de carreras actual. A pesar de todo, la velocidad alcanzada no era aún suficiente para batir el récord de la hora, de modo que había que hacer modificaciones. En la siguiente prueba, el vehículo fue modificado para que tuviera una abertura más pequeña para la cabeza de Faure. La velocidad media se incrementó a 49.70 km/h, ahorrando 10 segundos más en cada vuelta.

Para el tercer intento añadieron un carenado inferior. Francis Faure pudo ganar 18 segundos más en cada vuelta. El cuarto intento tuvo lugar después de pulir la pista. Esta vez Francis Faure alcanzó los 55 km/h, necesitando sólo 4 minutos y 20 segundos para una vuelta de 4.000 metros. Se decidió mantener esta configuración para el intento definitivo, pero hubo que aplazarlo porque el viento le dio a Faure en los ojos y le hizo perder el control del vehículo.

Entonces prepararon un quinto intento. Georges Mochet construyó un carenado de *Triplex* para cubrir la cabeza de Faure. Funcionó de maravilla. El 5 de marzo de 1939, Faure hizo 50.537 km en una hora, empleando 4:15 minutos en dar la vuelta a los 4.000 m del velódromo municipal de Vicennes.

Francis Faure se convirtió en el primer ciclista en recorrer 50 km en menos de una hora sin un vehículo que le fuera abriendo paso. La prensa se volvió loca con él. Tanto en Europa como en Usa, en todas las publicaciones sobre ciclismo salieron fotos de Francis Faure, Georges Mochet y el Velocar.

Cuando terminó la Segunda Guerra Mundial, Francis Faure se fue a Australia, donde murió en 1948. Georges Mochet siguió construyendo velocars, y

versiones con motor que se vendieron bien hasta entrados los años 1960, porque se podían conducir sin carné. Un cambio en la legislación supondría el fin de los velocar con motor.



Figura 2.9 Georges Mochet conduciendo su magnífica invención

Los velocar aún es utilizado en la actualidad. En Marsella se puede alquilar estos viejos VTH y dar una vuelta por la ciudad de una manera ecológica. El director de la tienda donde se alquilan ha anunciado que está buscando un fabricante porque después de 30 años algunas de las bicicletas están empezando a averiarse sin posibilidad de reparación. Opina que pocos fabricantes actuales pueden acercarse a la calidad de los velocar, así que mientras tanto ha decidido seguir reparando los más antiguos tanto como sea posible.

Francis Faure, Charles Mochet y Georges Mochet demostraron al mundo lo que las reclinadas son capaces de lograr. La prohibición de la UCI mostró al mundo lo que el poder de unos pocos individuos equivocados y con estrechez de miras puede hacer con el futuro de un deporte como el ciclismo. Su decisión retrasó 50 años el uso de un tipo de bicicleta más segura, y más eficiente desde el punto de vista aerodinámico.

La International Human Powered Vehicle aircraft (IHPVA) y otras organizaciones dedicadas a las competiciones y promoción de todo tipo de vehículos de tracción humana, en la actualidad permiten y apoyan el desarrollo de este tipo de vehículos incluyendo versiones voladoras y acuáticas. Esto ha permitido el actual renacimiento de los vehículos de potencia humana.

Georges Mochet (figura 2.9) actualmente está retirado y vive con su esposa Francine en St. Aygulf, Francia. Está en relación con la Asociación francesa de VTH, que lleva un año de existencia. Su récord de la hora de 1939 permaneció imbatido en Francia hasta muy recientemente. La reclinada de Mochet encontró un hueco en el museo alemán de la bicicleta en Einbeck. Su automóvil puede ser visto en el museo de la automoción de Osnabrück. En Estados Unidos, la USCF en la práctica ha seguido prohibiendo las bicicletas reclinadas en las carreras ciclistas oficiales, aunque algunos de sus responsables argumentan que "realmente" no están prohibidas. Los ciclistas de reclinadas que han intentado entrar en competiciones de la USCF (a lo largo de 1995) han sido descalificados por toda una colección de motivos relacionados con la "seguridad", como llevar los piñones al aire, que la bicicleta era muy larga, etc.; todo en nombre de la "seguridad" pero con el único efecto de impedir que las bicicletas reclinadas participen en las competiciones. No es que haya tantos ciclistas de reclinadas lo bastante buenos como para entrar en las carreras oficiales, pero los pocos que han sido lo bastante intrépidos para intentarlo lo han dejado por imposible ante la acogida tan poco hospitalaria que han recibido. La mayoría de ellos se han pasado a la IHPVA y a las carreras *MidWest Streamliner*, donde estos vehículos no sólo son bienvenidas sino que son lo habitual.

Es Claro que por intereses económicos, estos vehículo no se difunden con mayor impacto, pero muy pronto se podrá difundir y estudiar de mejor manera el beneficio que estos vehículos aportan en nuestras vidas. Por lo pronto en varias partes del mundo se impulsa la creación de este vehículos como es el caso de la American Society of Mechanical Engineering ASME, la cual realiza dos torneos anuales con participantes de todo el mundo, apoyando e impulsando el valor agregado de los Ingenieros Mecánicos en la actualidad.

2.2. GENERACIÓN DE POTENCIA HUMANA

La potencia del conductor se transmite a través de los músculos, los cuales realizan el trabajo. Por ello consideraremos los fenómenos que contribuyen de manera directa con este fenómeno.

LA CONTRACCIÓN MUSCULAR

Se conoce que la contracción y por lo tanto el acortamiento de los músculos, se produce por el estímulo eléctrico y químico dada a los nervios, a los que, a través del órgano central nervioso, lleva la sensación recibida en la periferia por el nervio sensitivo o el mando de la voluntad. El estímulo nervioso provoca una serie de combinaciones químicas que liberan de dos de sus compuestos al ácido fosfórico, el cual, combinándose con el glucógeno, producen calor, corrientes eléctricas y la contracción de los discos oscuros de las fibras musculares y por consiguiente, el acortamiento del músculo. Es entonces cuando interviene el oxígeno llevado por la sangre, el cual oxida aproximadamente, 1/5 del ácido láctico, mientras los otros 4/5 se transforman en glucosa.

La contracción muscular productora de movimiento y, por consiguiente, de trabajo, se propaga en las fibras a la velocidad de casi 4 m/s. La acción contractiva es siempre más energética en los puntos móviles que en los fijos donde se inserta el músculo.

FACTORES DEL RENDIMIENTO MUSCULAR

Si indicamos la energía total desarrollada y consumida por el músculo en su contracción y el trabajo llevado a cabo por efecto de la misma, la relación representada entre estos factores sentará el rendimiento muscular, que oscila entre el 20 y el 40 por ciento según los diversos factores que se le presentan al conductor del vehículo.

La resistencia que hay que vencer en los pedales sobre los cuales se trabaja para vencer la resistencia del peso maquina-hombre, de los accesorios mecánicos, de la pendiente y el aire. Se denomina “carga” al conjunto de esas resistencias que hay que vencer con el pedaleo. Existe para cada cual una carga ideal, es decir, la que consiste a una cierta velocidad de contracción, el mayor rendimiento muscular; si es más pesada obliga a tensiones musculares excesivamente fuertes que crean condiciones desfavorables a las fibras y determinan excitaciones intramusculares a causa de las cuales el trabajo resulta duro y doloroso y endurecen los músculos entre otras cosas siendo el caso de los desarrollos demasiado fuerte. En cambio, si la carga es demasiado ligera, el rendimiento disminuye, como en una máquina que gira en el vacío, ya que el gasto propio de rotación y la energía necesaria para vencer la inercia de los pedales no disminuyen, y de aquí que su influencia relativa aumente si el trabajo mecánico disminuye con una carga inferior. Es el caso del desarrollo demasiado pequeño. La búsqueda del equilibrio propio de cada triatleta cumple un papel de mucha importancia. Encontrar las rpm (revoluciones por minuto) efectivas para cada uno es un trabajo difícil pero que no se debe dejar pasar por alto, ya que no solo afectara el rendimiento de dicha etapa, sino que perjudicará seriamente el desempeño de la siguiente, la corrida.

La velocidad de contracción, mejor llamado, ritmo de pedaleo. La ley de fraccionamiento de las cargas -en ciclismo, menor desarrollo y ritmo más velocidad- tienen sus límites, ya que si, como se explico anteriormente, la carga es demasiado veloz, aumentan las contracciones internas de los músculos y la cantidad de energía disipada en calor compromete la precisión y la eficacia de los movimientos. Estos principios relativos a la carga y al ritmo del pedaleo se han de aplicar con respecto al desarrollo y al desgaste, ya que depende de ellos.

La temperatura ambiente se halla en su punto máximo favorable entre las horas 15 y 16 -y desfavorables entre las 4 y 5- en relación con la temperatura máxima y mínima actividad de la excitación de los nervios y los músculos. Si se ingiere alimento dos o tres horas antes de que dichas temperaturas sean desfavorables al máximo, se puede eliminar este inconveniente. Los músculos

se hallan entonces en un ambiente propicio para su rendimiento a una temperatura ambiental de entre 10 y 20 grados, siempre que, antes del trabajo, su temperatura sea elevada a 37,5 - 38 grados por medio de masajes y oportunos ejercicios preliminares. El trabajo se hace pesado y el rendimiento muscular disminuye cuando la temperatura exterior supera los 25 grados; por encima de los 30 - 32 grados son fáciles los estados de congestión y si se añade una humedad notable, los excesos de calor, que pueden ser mortales. Con temperaturas bajas, en cambio, la velocidad de los reflejos disminuye rápidamente y la vasoconstricción periférica obstaculiza la irrigación sanguínea de los músculos que trabajan. En virtud del desarrollo de calor por parte de las combinaciones químicas, la temperatura corporal aumenta proporcionalmente con el trabajo. No se ha de olvidar, que un aumento de 0.5 - 1.5 grados favorece las condiciones orgánicas.

Las condiciones de fatiga, en virtud de las cuales el músculo, ya cansado se contrae con menor energía y rapidez, disminuyendo su rendimiento. Esta condición se puede dar por muchos factores, desde lo nervioso, hasta el agotamiento de las reservas de glucógeno, las cuales nos brindan nuestra energía.

Existen tres resistencias que se oponen al movimiento del conjunto conductor-vehículo y que se deben tomar en cuenta:

RESISTENCIA DE RODADURA.

Es la resistencia que se genera por la fricción de las ruedas sobre el asfalto. Hay una resistencia añadida (Resistencia de Rozamiento) que es la que se genera por la fricción de los diferentes elementos mecánicos del vehículo que en ocasiones se engloba junto con la fricción de las ruedas y en otras ocasiones se presenta de forma separada.

RESISTENCIA A LA GRAVEDAD.

Siempre que hay un cambio de altitud (cualquier mínima cuesta o pendiente supone un cambio de altitud) tenemos que vencer la resistencia de la gravedad, que va a ser proporcional al peso del conjunto y a la diferencia de altitud. Si se rueda en llano y por lo tanto no hay cambios de altitud, esta resistencia no existe y su valor es 0.

RESISTENCIA AERODINÁMICA.

Conforme la velocidad de desplazamiento aumenta, la resistencia del aire se torna más evidente. A velocidades inferiores a los 15-20 km/h (sin viento) la resistencia aerodinámica es muy baja, pero a velocidades de desplazamiento superiores a los 30 km/h (sin viento) la resistencia aerodinámica se convierte en la resistencia más importante (y con mucha diferencia) que tiene que vencer el conductor.

Considerando esto sabemos que la potencia suficiente para generar el movimiento se debe evaluar y cuantificar para la velocidad que se necesite alcanzar.

2.3. ASPECTOS FÍSICOS DE DESEMPEÑO DEL CONDUCTOR

El conductor de un vehículo HPVC, posee su principal punto de apoyo que abarca su columna vertebral y sus glúteos, los cuales de acuerdo con el diseño distribuyen un porcentaje del 80% del peso del cuerpo. También los pies en la conducción se encuentran apoyados en los pedales, Las manos se encuentran suspendidas en los manubrios.

La figura 2.10 muestra la posición del conductor sobre el vehículo, las principales variaciones que existen entre los modelos de esta categoría se realizan variando el ángulo de inclinación en la columna vertebral del conductor.

Se conoce que la posición óptima del conductor se halla alineando la cabeza con los pies y las rodillas en línea recta. Esto se demostrará posteriormente con el análisis de mecanismo y permitirá optimizar al máximo la energía que aplica el conductor. La figura 2.10 muestra la postura tradicional de vehículos de potencia humana reclinados.



Figura 2.10 Posición tradicional del conductor de HPV.

La posición que se analiza como óptima, aparte de mejorar la transmisión de energía, disminuye el área frontal del conjunto conductor- vehículo. Ello implica en que el conductor disminuirá la potencia para lograr su desplazamiento. La reducción de la energía requerida para lograr el movimiento, permite al conductor desempeñarse de manera adecuada.

En la figura 2.11. se observa la variedad de posiciones que puede adoptar el conductor y su evolución en lo que respecta a la reducción de área frontal que presenta



Figura 2.11 Posiciones del conductor

El objetivo del trabajo y energía que desarrolla el conductor sobre el vehículo, es superar diferentes resistencias para que se produzca el desplazamiento.

2.3.1. CONCENTRACIÓN Y RELAJACIÓN

Son importantes en el desempeño estos dos factores para no perder energía innecesaria. Es lo que llamamos "relajación controlada". En lugar de sacudir todo el cuerpo intentando gastar la máxima cantidad de energía como sea posible, debemos tratar de limitar el esfuerzo a los músculos de las caderas, muslos y piernas, excluyendo del trabajo a los brazos, el cuello, los hombros y la espalda.

2.3.2. PEDALEADA REDONDA

Los músculos implicados en el movimiento en cada momento dependen en gran medida de la fase de la pedalada en la que se encuentre cada pierna. Lo importante para todo ciclista es dominar la llamada "pedalada redonda". Ello significa que el desarrollo del movimiento es igual en todas sus fases. Además permite llevar una velocidad regular durante un tiempo bastante prolongado.

Importantes variaciones en la frecuencia de pedaleo significan una pérdida innecesaria de energía y tiempo.

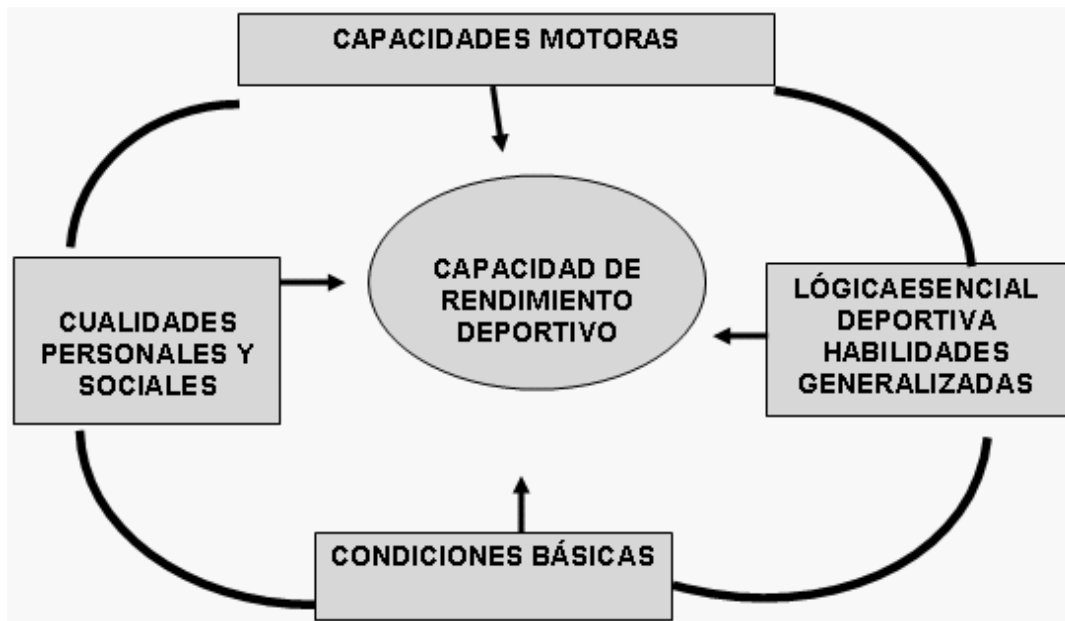


Figura 2.12 Factores para la capacidad de rendimiento deportivo del conductor

El conductor que desarrolle alta velocidad no solo se moverá exigido por un buen entrenamiento físico, sino que también juega un papel muy importante su estado emocional. En la figura 2.12, observamos la relación entre los factores generales para alcanzar un rendimiento óptimo del conductor.

Para aumentar la capacidad de rendimiento deportivo mediante el entrenamiento, se procurará desarrollar determinadas condiciones o capacidades, impuestas por las exigencias de la competición, considerando las condiciones básicas o características de los deportistas, pretendiendo el rendimiento individual y colectivo.

2.4. ASPECTOS AERODINÁMICOS DEL VEHÍCULO.

El desempeño del conductor en el vehículo se ve influenciado directamente por factores que en mayor o menor grado afectan el esfuerzo y la potencia que se debe aplicar para alcanzar una velocidad determinada. Muchos de estos factores son de suma importancia no solo en esta categoría de vehículos sino también utilizada y analizada en automóviles de competencia, aviones, motocicletas, de esta forma algunas consideraciones se tomarán con ayuda de análisis posteriormente resueltos y homologados para nuestro vehículo. A continuación una breve descripción de los factores de mayor influencia sobre el conjunto conductor-vehículo.

FUERZAS IMPLICADAS

Existen algunos parámetros a considerar cuando un objeto se mueve sumergido en un fluido, así tenemos dos casos clásicos que se estudian en varias ramas de la ingeniería y que serán base en nuestro estudio en la creación de un modelo óptimo

En el caso de un ala de avión, vehículos de fórmula 1 así como en los vehículos HPV, juegan cuatro importantes fuerzas: Sustentación, resistencia, empuje y peso. Pudiendo a cada uno de ellos emplearlos a favor o en contra, buscando alcanzar el objetivo planteado.

La sustentación.- es una fuerza que permite generar una fuerza en sentido perpendicular a la dirección de desplazamiento, esta fuerza es variada por la geometría, área frontal, velocidad y densidad del fluido utilizando la fórmula detallada posteriormente.

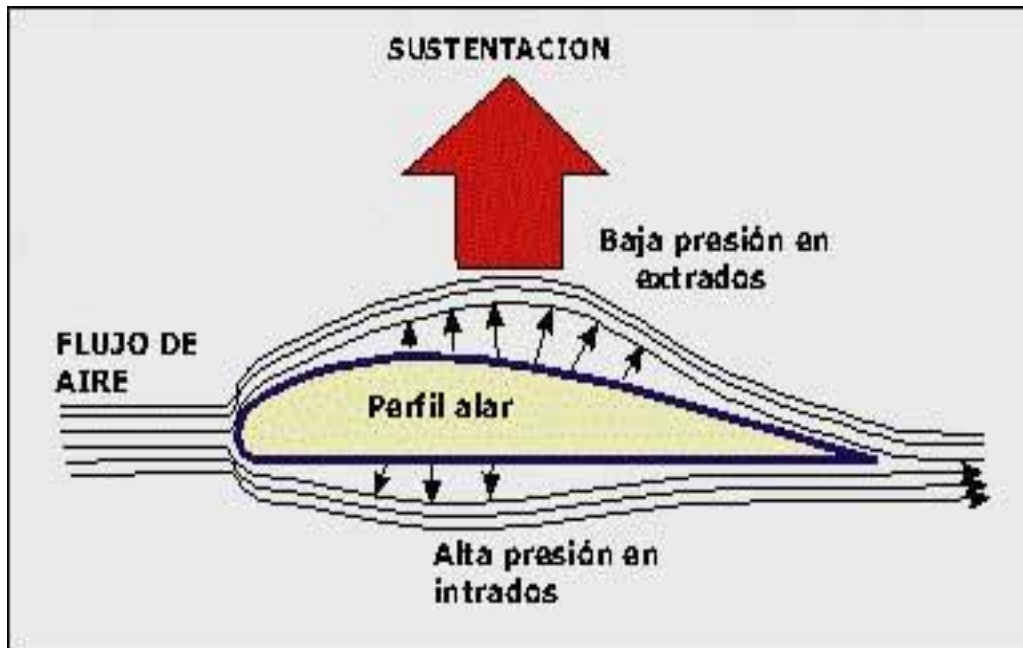


Figura 2.13 Generación de fuerza de sustentación

Resistencia o fuerza de arrastre (figura 2.13) es la fuerza que impide el movimiento a través del fluido, en este caso, aire. Es función también del área frontal, densidad del aire y la velocidad.

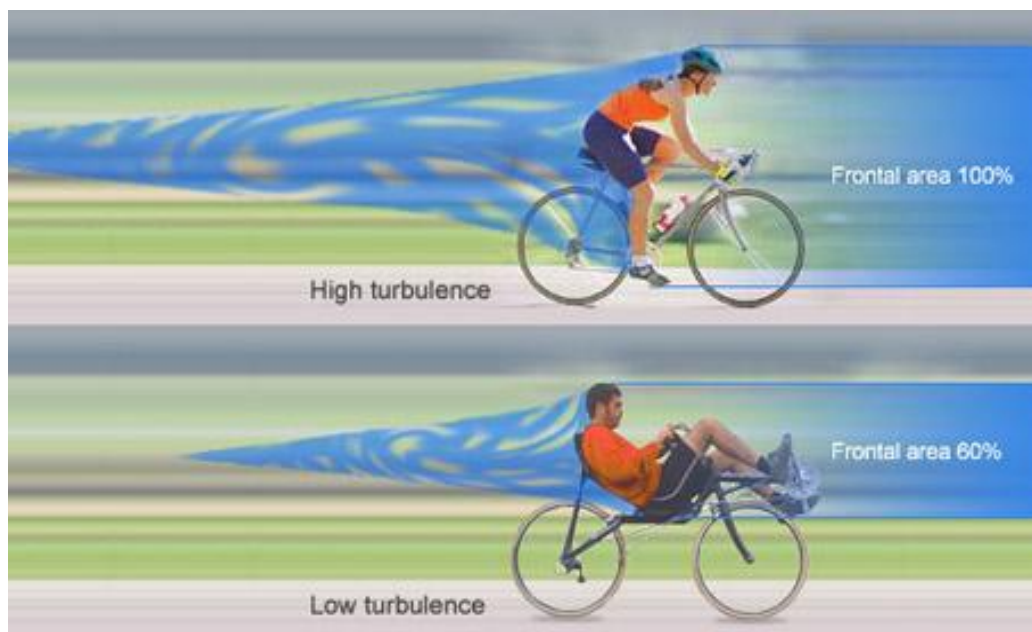


Figura 2.14 Influencia de la resistencia del aire

Empuje.- es la fuerza que el fluido aplica sobre el vehículo en sentido contrario al de la gravedad del conjunto.

Peso.- es el factor que nunca puede faltar en análisis de este tipo. Generalmente lo que se busca en este tipo de vehículos es disminuir esta característica para con ello lograr vencer la inercia del vehículo sin inconveniente.

RESISTENCIA Y POTENCIA

Existe una relación enorme entre el desarrollo de la potencia y la resistencia que se ofrece al movimiento. Estos dos factores se relacionan de manera directa, por esta razón los últimos metros para llegar a la meta es muy decisivo en una competencia.

Como se conoce a cierta velocidad tenemos una resistencia del aire, a más velocidad, mayor resistencia y ello implica mayor potencia para incrementar la velocidad. Las aves por ejemplo vuelan en conjunto con alguien en la punta para romper el viento y hacer que las de atrás no se esfuercen tanto en mantener su movimiento.

De la misma manera los ciclistas y conductores de vehículos de potencia humana buscan beneficiarse de la potencia que genera el vehículo que se encuentra delante de cada uno de ellos. Esta fuerza aerodinámica posee un sustento matemático que analizaremos a continuación.

La Física propone que el empuje del viento sobre una superficie plana perpendicular a él viene dado por la fórmula siguiente:

$$F = 0,007 \cdot v^2 \cdot S \quad (2.1)$$

De la ecuación 2.1 tenemos que:

F será la fuerza ejercida en kilogramos

v la velocidad del viento en km/h

S el área de la superficie plana en m²

Para el caso en que la superficie no sea plana y se tratase de una superficie cilíndrica convexa como por ejemplo un tubo. Esta fuerza corresponderá a el 60% de su valor respectivo.

Para estudiar la acción real del viento sobre determinados cuerpos se realizan ensayos en un túnel de viento, pues las fuerzas ejercidas dependen sobre todo de la forma física de esos objetos.



Figura 2.15 Túnel de viento para modelos a escala

No obstante, el caso de un conductor de HPV puede estudiarse de manera aproximada con la fórmula dada anteriormente, pues gran parte de los vehículos están constituida por partes cilíndricas (o parecidas a cilindros) como los neumáticos, los radios, el cuadro, las vainas, la horquilla, etc..., e incluso también el conductor, ya que la cabeza, el cuello, los brazos, las piernas y el tronco tienen formas redondeadas asimilables a cilindros.

Al no ser la forma exactamente cilíndrica, la resistencia es algo mayor de manera que la fuerza ejercida por el aire puede tomarse un 70% (en vez del 60% para las superficies cilíndricas) del valor dado por la fórmula anterior.

Por consiguiente la resistencia del aire sobre el conjunto vehículo-conductor esta dado por la ecuación 2.2

$$F = 0,7 \cdot 0,007 \cdot v^2 \cdot S = 0,005 \cdot v^2 \cdot S \quad (2.2)$$

De la ecuación 2.2 tenemos:

v la velocidad relativa del ciclista respecto del aire en m/s

S la superficie del ciclista y de la bicicleta expuesta al aire en m².

Se observa que la resistencia del aire es directamente proporcional a la superficie y al cuadrado de la velocidad. A doble superficie corresponde una fuerza doble, pero a doble velocidad la fuerza no se duplica sino que es cuatro veces mayor.

La velocidad v para este análisis es relativa. Por ejemplo, con viento en calma si el velocímetro marca 30 km/h, ésta es la velocidad v. Pero con viento en contra de 20 km/h si el cuentakilómetros marca 30 km/h, la velocidad v será de 20+30 = 50 km/h.

La superficie S depende de la corpulencia del ciclista y del tamaño del vehículo. Para un conductor medio en posición normal de pedaleo y una bicicleta media puede tomarse S = 0,4 m², con lo que la ecuación 2.3 varia.

$$F = 0,005 \cdot 0,4 \cdot v^2 = 0,002 \cdot v^2 = (v/10)^2 / 5 \quad (2.3)$$

De esta manera la resistencia del aire en kg se halla dividiendo por 10 la velocidad relativa en km/h, elevando ese valor al cuadrado y dividiendo por 5.

Por ejemplo:

Para una v = 30 km/h es $F = 3^2 / 5 = 1,8$ kg

Para una v = 50 km/h es $F = 5^2 / 5 = 5$ kg

En la tabla 2.1 se da el valor de la resistencia del aire para varias velocidades relativas:

Tabla 2.1 Resistencia del aire para varias velocidades relativas

v(km/h)	10	20	30	40	50
F (kg)	0,2	0,8	1,8	3,2	5
v (km/h)	60	70	80	90	100
F (kg)	7,2	9,8	12,8	16,2	20

Puede observarse que según crece la velocidad la resistencia del aire crece mucho más deprisa. A 20 km/h sólo es de 0,8 kg mientras que a 50 km/h es de 5 kg.

CARGA AERODINÁMICA Y AGARRE

Entenderemos por carga aerodinámica a todos los factores como forma, parámetros del fluido, velocidad y fuerzas adicionales que interfieran en el sistema. Así tiene:

Geometría.- Los vehículos con el afán de disminuir el impacto del aire, optan por geometría que en ciertas características asimilan una gota de agua cuya dirección es perpendicular a la dirección de la gravedad y en la que el factor decisivo es la reducción del área frontal.

Flujo de Aire.- Este componente del sistema, es susceptible al cambio de densidad en función de la altura y temperatura que alcance el ambiente. Además de ello pueden existir partículas en el aire, por ejemplo la neblina en ciertas ocasiones vuelve muy denso el entorno y las fuerzas sobre el vehículo poseen valores muy elevados.

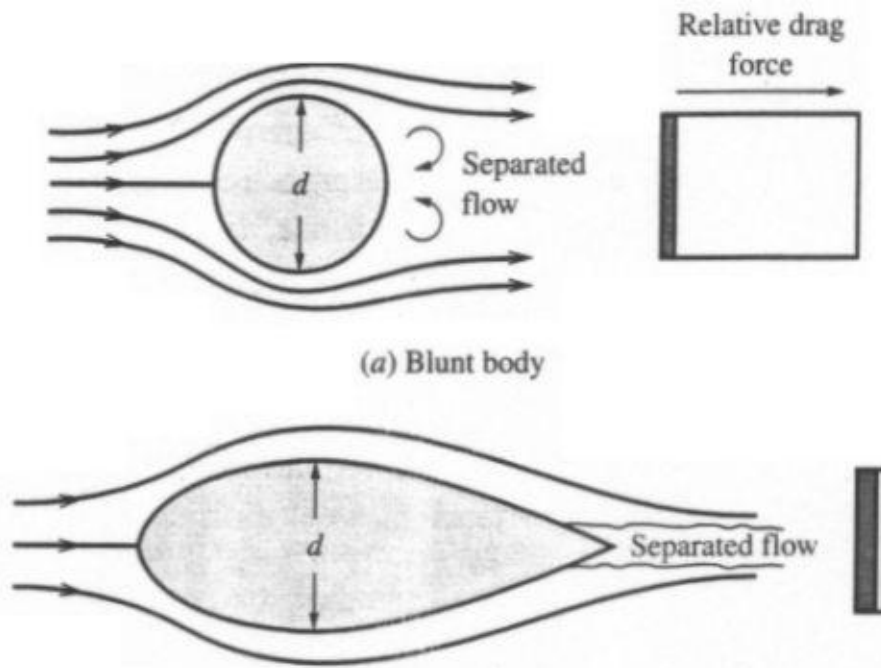


Figura 2.16 Flujo de aire

Velocidad.- Este parámetro se relaciona directamente con las cargas aerodinámicas, el incremento del mismo solo puede darse con una fuente motriz apta para lograrlo.

Agarre se entiende a la fuerza de rozamiento que se ejerce entre las ruedas del vehículo y el piso en este caso. Se deberá tener presente que el nuevo vehículo rodará en vías asfaltadas y homogéneas.

Existen dos ecuaciones mediante las cuales se analizará este fenómeno. Por una parte sabemos que la fuerza de rozamiento se representa mediante las ecuaciones siguientes:

$$Fr = u * R \quad (2.4)$$

$$F = \frac{m * v^2}{r} \quad (2.5)$$

La ecuación 2.4, se utilizará para analizar la fuerza de rozamiento Fr , dada por la ecuación 2.5, la misma que servirá para equilibrar la fuerza F , que se genera para mantener al vehículo en trayectoria circular. Como sabemos esta última

fuerza es de tipo centrípeta. Vemos las dos fuerzas contrarrestarse en el gráfico 2.17

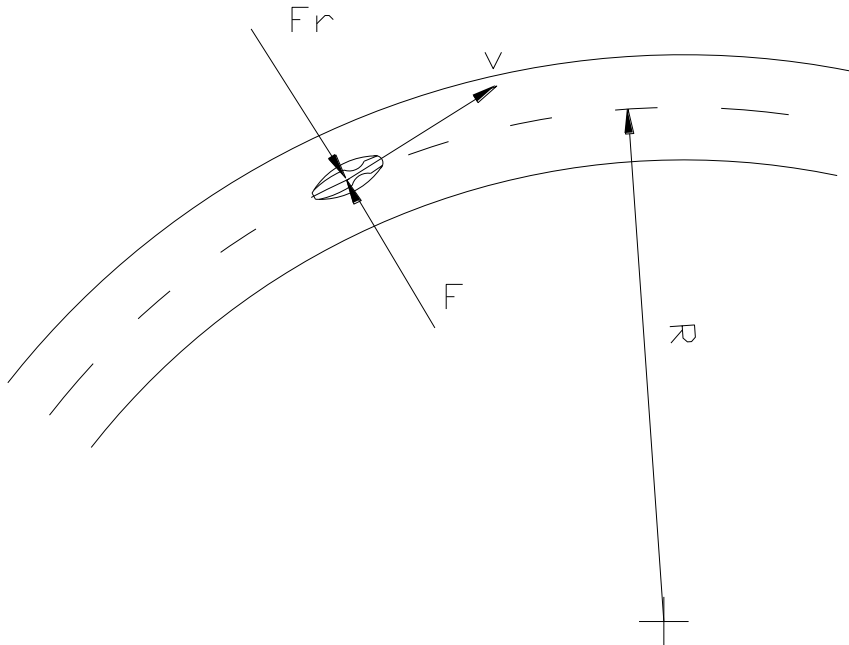


Figura 2.17 Efecto de las fuerzas centrípeta y de agarre.

Cabe señalar la importancia del factor peso del vehículo, el mismo que si sabemos en condiciones estáticas, no es el mismo en movimiento en vista de que puede variar según el efecto aerodinámico al que esté presente. Así, una sustentación positiva en sentido contrario a la fuerza de gravedad lo disminuirá y el agarre deberá considerarse de otra manera que con sustentación negativa. Nuestro diseño se basa en alcanzar una sustentación negativa la misma que permitirá disminuir el peso de manera controlada a fin de disminuir la potencia que ejecutará el conductor.

ARRASTRE Y SUSTENTACIÓN AERODINÁMICA

Siguiendo los criterios del modelo aristotélico sobre el movimiento de los cuerpos que se mueven dentro de un fluido, este, experimenta una fuerza que se suele separar en una componente en la misma dirección pero sentido

opuesto al movimiento *relativo en el fluido*, llamada fuerza de *arrastre* (Drag) F_D y una fuerza normal al movimiento, llamada fuerza de *sustentación* (Lift) F_L . Estas fuerzas se originan por la suma de las fuerzas normales y tangenciales a la superficie del cuerpo.

El arrastre debido a los esfuerzos tangenciales se denomina “arrastre viscoso” y es importante en aquellos casos en los cuales el área superficial paralela a la dirección del movimiento es grande comparada con el área proyectada normal al movimiento. El “arrastre de presión” es importante y a menudo dominante, para los cuerpos escarpados.

En una aproximación de fluido no viscoso, incompresible y sin formación de vórtices, se puede obtener una aproximación sorprendentemente precisa para la fuerza de sustentación, pero la fuerza de arrastre resulta ser nula. Esta paradoja fue descubierta por D’Alembert a mediados del siglo XVIII, y nos indica que el arrastre es principalmente viscoso, o sea debido a los esfuerzos tangenciales sobre la superficie. En 1904 Prandtl propuso que todos los efectos viscosos, responsables del arrastre, están localizados en una delgada capa cerca del contorno del cuerpo, denominada “capa límite”. Fuera de ella, el fluido actúa como no viscoso. Si el gradiente de presión sobre la superficie del cuerpo es suficientemente grande, la capa límite se separa del cuerpo, produciendo una *estela*. Esto produce una reducción de la presión en la parte posterior del cuerpo, lo que se manifiesta como una fuerza neta de arrastre de presión.

El interés tecnológico aerodinámico radica en la reducción del arrastre de presión. Para ello es necesario disminuir la magnitud del gradiente adverso de presión, dotando al cuerpo de una forma aerodinámica, se puede para ello afilar gradualmente en la parte posterior. Sin embargo, si el cuerpo es muy largo, la ganancia por la reducción del arrastre de presión puede compensarse con el incremento del arrastre por rozamiento. Así, el problema del diseño aerodinámico de un cuerpo para lograr el mínimo arrastre posible exige un compromiso entre arrastre por presión y por rozamiento.

Esto muestra que el cálculo de la fuerza de arrastre es un problema muy complicado que depende de muchísimos factores, en especial del tipo de flujo y de la forma del cuerpo. En general, las fuerzas de arrastre y sustentación se estudian mediante las siguientes expresiones.

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho A v^2 \quad (2.6)$$

$$F_L = \frac{1}{2} C_L \rho A v^2 \quad (2.7)$$

Donde:

La densidad del fluido se representa por ρ .

A es un área característica del objeto, generalmente la proyección del área normal a la dirección del movimiento. La velocidad v se define como la velocidad *ambiente* del objeto respecto del fluido. En principio, los coeficientes adimensionales de arrastre C_D y sustentación C_L dependen del tamaño, forma y velocidad del objeto en relación con las propiedades del fluido a través del número de Reynolds.

$$Re = \rho v L / \eta \quad (2.8)$$

El número de Reynolds que caracteriza al flujo del fluido alrededor del objeto cuya relación se expresa en la ecuación 2.8, η es el coeficiente de viscosidad dinámica. Este coeficiente representa una especie de inercia del fluido para fluir libremente.

COMPLICACIONES VISCOSAS

Existen dos clasificaciones de fluidos, los viscosos y los inviscidos, este último es en el que los efectos del fluido no influyen significativamente en el flujo y por lo tanto son ignorados. En un flujo viscoso los efectos de viscosidad son muy importantes y no pueden ser ignorados.

Se puede considerar un valor de 0 a la viscosidad si lo que necesitamos es modelar un efecto inviscidos. Luego de muchos planteamientos de los expertos han determinado que existen modelos en los que el flujo incide con esfuerzos cortantes despreciables y actúan en áreas tan pequeñas que no afectan significativamente el campo de flujo. La base de la experiencia ha encontrado que la clase de flujos que cumplen esta característica son los flujos externos, es decir flujos que existen en el exterior de un cuerpo, tales como el flujo alrededor de una superficie aerodinámica o una superficie hidrodinámica.

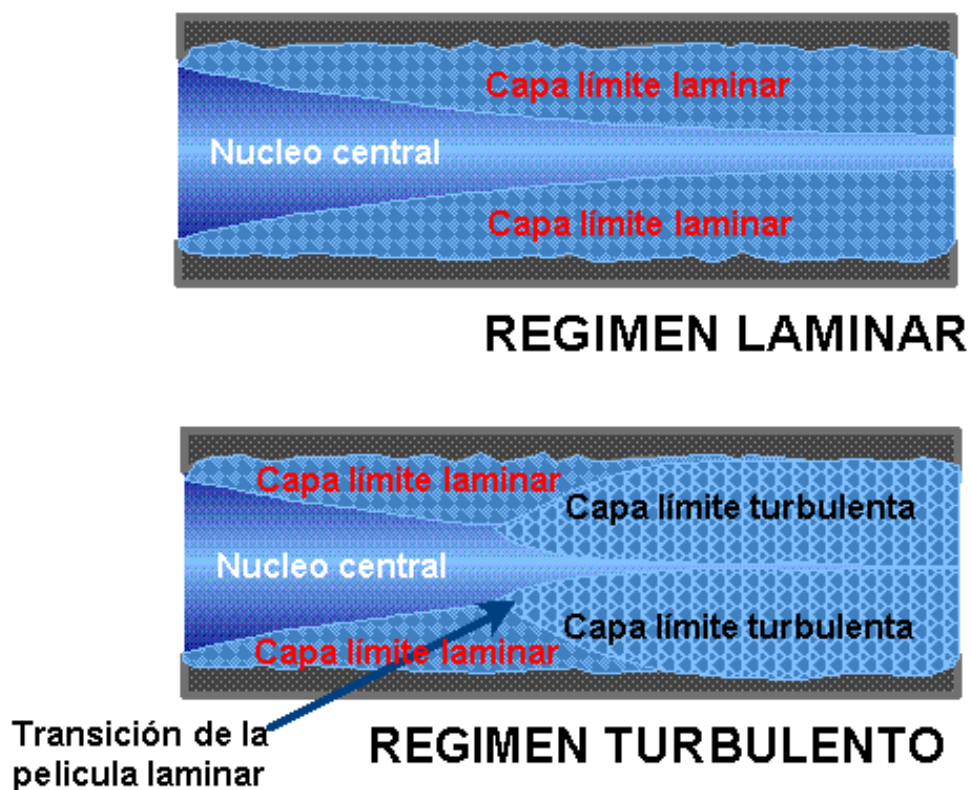


Figura 2.18 Complicaciones viscosas

Este efecto se confina a una capa delgada, llamada capa límite, unida al límite como la mostrada en la figura 2.18, la velocidad en una capa límite siempre es cero en una pared fija, resultado de la viscosidad. La solución de este flujo en la práctica proporciona una excelente predicción del flujo alrededor de una superficie aerodinámica, excepto en el interior de la capa límite y posiblemente cerca del borde de salida.

La mayoría de los flujos viscosos incluyen una amplia gama de flujos internos, tales como flujos en tubos y conductos y canales abiertos, siempre que se usen gran cantidad de energía en transportación de fluidos como petróleo, gases por ejemplo en el caso de oleoductos y gaseoductos.

NUMERO DE REYNOLDS

Consideremos el flujo alrededor de un objeto esférico de diámetro L . Para un movimiento muy lento o un flujo muy viscoso, con un número de Reynolds muy bajo ($Re < 1$), sólo el rozamiento es importante y el coeficiente de arrastre disminuye al aumentar el número de Reynolds. De hecho, para un cuerpo esférico se cumple con muy buena aproximación que $C_D = 24/Re$ y, por lo tanto, la fuerza de arrastre es proporcional a la velocidad

$$F_D = -3\pi\eta L V \quad (2.9)$$

Esta proporcionalidad de la fuerza de arrastre y la velocidades ocurre en general para objetos de cualquier forma, no necesariamente esféricos, siempre que el número de Reynolds sea suficientemente pequeño.

En realidad, para números de Reynolds más grandes comienza a producirse el desprendimiento de vórtices (denominados vértices de Karman), lo cual se hace más intenso al aumentar Re , hasta llegar a una situación donde el arrastre de presión es mayor que el de rozamiento. En esta situación, el arrastre es prácticamente independiente del número de Reynolds.

FLUJO TRIDIMENSIONAL

El análisis de flujo en tres dimensiones implica un estudio más profundo en el cual se incluyen modelos matemáticos que definirán el comportamiento de la geometría en interacción con el fluido. Como sabemos la geometría de un carenado no cumple condiciones geométricas sencillas de definir en vista de que el modelo cumple una reducción de área en función de la movilidad y

confortabilidad del conductor, ello no es simple de asimilarlo en vista de que poseemos curvas complejas en las tres direcciones de los ejes principales. Además todo el modelo se somete a variaciones de acuerdo al pequeño desplazamiento del centro de gravedad que existe en el pedaleo del conductor. Estas vibraciones logran cambiar los sentidos del fluido de manera alternada y ello pierde homogeneidad. En vista de ello, el modelo será probado con ayuda del software de Ingeniería denominado "SolidWorks", en el cual se utilizará el módulo Cosmos FloWorks. Con ayuda de este lograremos visualizar el comportamiento respectivo y poder ajustar la geometría de ser el caso.

GRADIENTES DE PRESIÓN

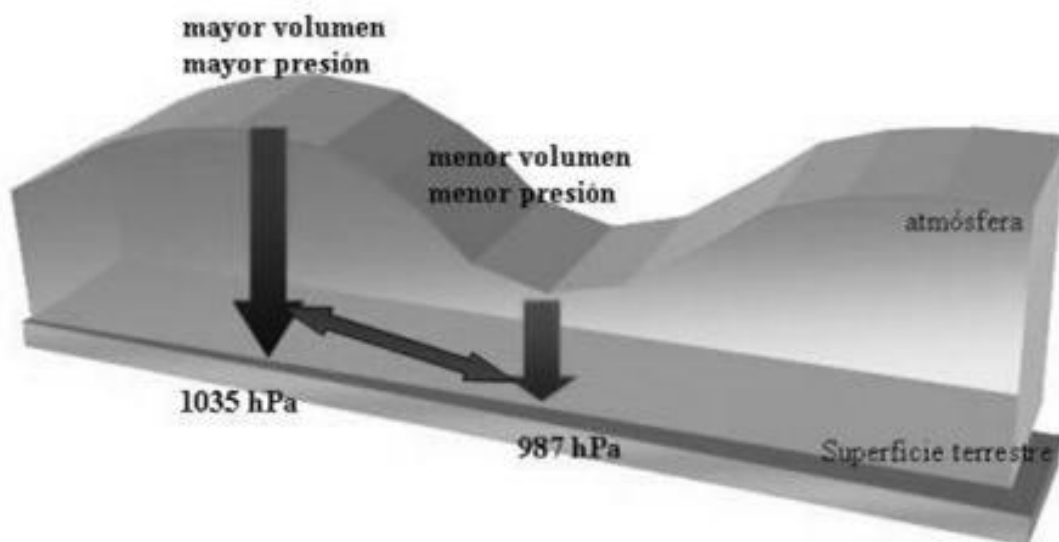


Figura 2.19 Ilustración del gradiente de presión

El gradiente de Presión es la diferencia de presión entre dos puntos. La atmósfera, al ser un fluido y no encontrarse aislado de su entorno, no es una masa homogénea y su forma varia. De esta manera la presión atmosférica se distribuye de manera desigual por la superficie de nuestro planeta. Esa diferencia entre diferentes puntos de la superficie genera el denominado gradiente de presión.

La presión influye directamente en la creación del viento. El aire se desplaza de las zonas de alta presión a las de baja presión. Este desplazamiento de un

volumen de aire da lugar al viento, que es el aire en movimiento. A mayor gradiente, mayor velocidad del viento.

En un mapa del tiempo, si las líneas están muy unidas, indica un fuerte gradiente, una mayor presión y por tanto el viento soplará más fuerte en los lugares que quedan bajo ese gradiente. Es parecido a un mapa de montaña de un excursionista, las curvas de nivel muy juntas indican un fuerte desnivel del terreno.

2.5. COMPONENTES DEL VEHÍCULO

Es importante recalcar que el diseño de un HPV, se fundamenta en criterios y componentes de ciclismo de ruta así como de elementos adicionales que mejoran las características del mismo.

Algunos de los componentes de un vehículo de este tipo serán elementos contruidos para ciclismo convencional, los cuales se adaptarán a la nueva posición del conductor y que permitirán un funcionamiento respectivo. A continuación se expondrán las partes fundamentales del vehículo.

RUEDAS

Las ruedas que se utilizarán en el vehículo HPV, serán los mismos utilizados en bicicleta de competencia, esto debido a que el diseño permita adquirir una velocidad considerable y las características de adherencia y desempeño dinámico son perfectas tomando en cuenta estas ruedas.

La rueda está compuesta de una cubierta de caucho; en cuyo interior va una cámara, también de caucho; una llanta (aro generalmente metálico sobre el que se monta la cubierta), un buje central y los radios que conectan ambos.

Existen en el mercado una gran cantidad de opciones de varios fabricantes, debido a ello se deberá aplicar un método riguroso de selección considerando los siguientes parámetros.

a) Peso.- es importante para el conjunto reducir al máximo el peso de cada elemento a fin de reducir la potencia que nuestro conductor generará para vencer la inercia inicial y acelerar al vehículo.

b) Número de radios.- los radios permiten soportar y transmitir la carga al eje, así sabemos por la práctica que un número mayor de radios tolerará mayor carga sobre si, se recomienda tener como mínimo 32 radios.

c) Diámetro de la rueda.- Es importante según el diseño, utilizar los diámetros adecuados. Nuestro diseño nos obligó por cuestiones geométricas a utilizar para la rueda delantera, un diámetro de 450 mm, y para la trasera de 700 mm.

d) Anchura de la pared.- Es importante porque para alcanzar mayor velocidad el menor contacto con el suelo ofrece menor impacto al vencer la inercia al movimiento. Buscamos por ello el menor valor de este parámetro.

En el mercado existen varias opciones, Para conseguir ruedas más ligeras se usan llantas y bujes de 32 radios, y para un tándem o una bicicleta de reparto se usan ruedas de 40 y hasta 48 radios. Los radios se pueden fijar radial o tangencialmente, como se muestra en la imagen.



Figura 2.20 Radios anclados radialmente y anclados tangencialmente

e) Tamaño de rueda.- se encuentran estandarizados en la norma ISO 5775. Los dos tamaños más corrientes son las ruedas de 26 pulgadas, típicas de las bicicletas de montaña, y las de 700mm, más grandes, que se usan en bicicletas de carretera y en muchas bicicletas urbanas.

En Latinoamérica el tamaño grande estándar para bicicletas de paseo o de campo no es de 700mm (que sólo se usa para bicicletas de carrera) sino de 28 pulgadas, que es ligeramente mayor.

Existe un cuadro referencial según la norma para el tamaño del caucho que recubre el Aro.

Tabla 2.2. Opciones de ruedas según la norma ISO 5775-2

Sección nominal ancho de rueda	anchura de llanta recomendada	
	llanta de pared recta	Llanta de tipo Crotchet
16	-	13C
18	-	13C
20	-	13C
23	16	13C, 15C
25	16, 18	13C, 15C, 17C
28	16, 18, 20	15C, 17C, 19C
32	16, 18, 20	15C, 17C, 19C
35	18, 20, 22	17C, 19C, 21C
37	18, 20, 22	17C, 19C, 21C
40	20, 22, 24	19C, 21C, 23C
44	20, 22, 24, 27	19C, 21C, 23C, 25C
47	20, 22, 24, 27	19C, 21C, 23C, 25C

50	22, 24, 27, 30.5	21C, 23C, 25C
54	27, 30.5	25C
57	27, 30.5	25C
62	27, 30.5	-

Se definen ciertos tipo de llantas en la norma ISO 5775-2 , la podemos apreciar en la tabla 2.2.

La norma ISO 5775-2 define los códigos de las llantas, y las distingue entre:
Llantas de pared recta (SS)



Figura 2.21, Llantas de pared recta

Llantas de tipo Crotchet (C)



Figura 2.22, Llantas de tipo crotchet

Llantas Hooked-bead (HB)



Figura 2.23, Llantas tipo Hooked-bead

Las llantas se designan por su *diámetro nominal* y su *anchura nominal* separados por un aspa (x). Ambas se miden en milímetros. Las llantas de tipo SS o HB llevan estas siglas delante del nombre mientras que las de tipo C la llevan al final. Ejemplos: SS 400x20, HB 422x25, 620x13C

La anchura nominal de una llanta es la anchura interior tal y como se mide con un calibre.

Las anchuras estandarizadas para las de pared recta (SS) son: 18, 20, 22, 24, 27, 30.5 , para las de tipo crotchet (C): 13C, 15C, 16C, 17C, 19C, 21C, 23C, 25C Y para las de hooked-bead (HB): 20, 25, 27

Los diámetros estandarizados para las llantas de tipo SS y C son:

194, 203, 222, 239, 248, 251, 279, 288, 298, 305, 317, 330, 337, 340, 349, 355, 357, 369, 381, 387, 390, 400, 406, 419, 428, 432, 438, 440, 451, 484, 489, 490, 498, 501, 507, 520, 531, 534, 540, 541, 547, 559, 565, 571, 584, 590, 597, 609, 622, 630, 635, 642

Los diámetros estandarizados para las llantas HB son:

270, 321, 372, 422, 459, 473, 510, 524, 560, 575, 611

La rueda de bicicleta a diferencia de la de un coche o una moto, debe soportar fuerzas menores por el poco peso de ciclista y bicicleta y por la limitada capacidad de potencia humana. Esa escasa potencia hace imprescindible que la rueda sea ligera para escalar y acelerar lo más fácilmente posible y bien diseñada aerodinámicamente para minimizar la resistencia al viento. La evolución de las ruedas de bicicleta y de la bicicleta en general, desde el momento de su invención ha sido muy lenta y casi inapreciable. Las ruedas de bicicleta desde sus comienzos han estado formadas por un aro exterior o llanta, un núcleo o buje que acoge al eje de giro y los radios que unen ambas partes. Actualmente se monta con un mínimo de 32 radios, siendo lo más corriente el uso de 36 radios dependiendo siempre del radiado que se le vaya a dar a la rueda. El radiado es la forma de colocar y entrecruzar unos radios con otros según se quiera buscar más o menos rigidez y comodidad. Una de las marcas que mas ha equipado a la mayoría de equipos profesionales es MAVIC, le siguen Rominger e Indurain.

Una buena solución que se presenta a la hora de reducir el peso es la utilización de aros de fibra de carbono, son ideales para usarlas en etapas

contrarreloj llanas y con buen piso. Campagnolo creó estos sin embargo las ruedas de concepto SHAMAL son lo más usado actualmente en el ciclismo profesional y está introduciéndose poco a poco en el aficionado. Las SHAMAL son enteramente construidas en aluminio. La novedad está en el empleo del aro ancho aerodinámico en metal y no en material compuesto y en la reducción espectacular del número de radios de 36 a 16 radios que además son planos. Esto es posible gracias a la tensión extra que se proporciona a los radios en su proceso de montaje. El resultado es una rueda muy ligera y aerodinámica que es utilizable a diario y cuyo precio sin ser barato no es desorbitado.

SISTEMA DE FRENOS

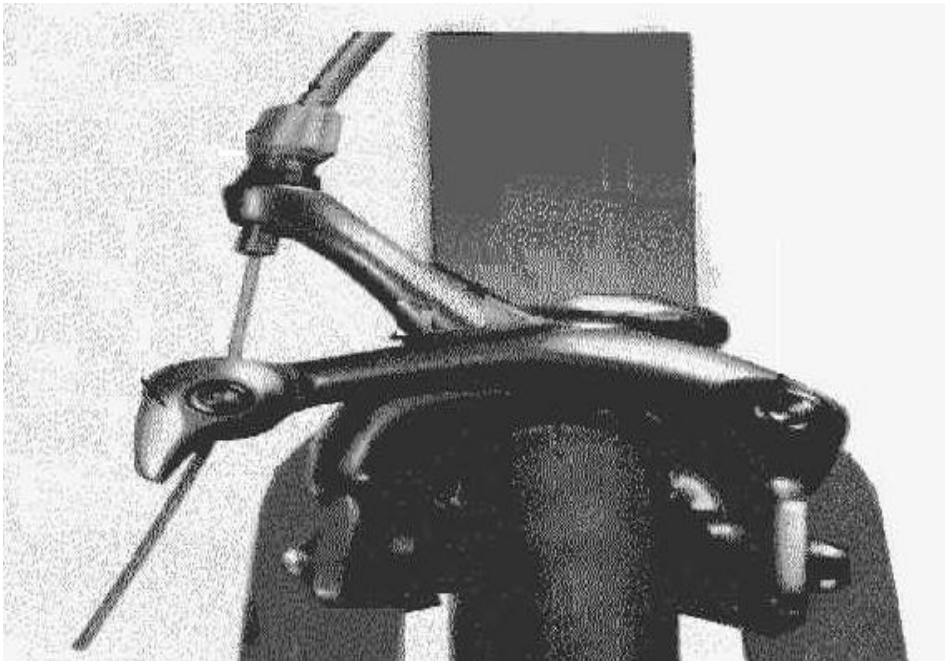


Figura 2.24, Sistema de frenos convencional

Al no existir frenos especializados para vehículos reclinados de potencia humana, se ve la necesidad de utilizar los sistemas de frenos utilizados en las bicicletas de carreras convencionales, los cuales consisten generalmente en un cable de tiro lateral que acciona un freno de tenazas con tornillo de fijación simple o doble(ver figura 2.24). Los frenos de tiro lateral combinan un peso ligero con un rendimiento perfecto, y resultan medianamente eficaces en vehículos reclinados.

Existe una segunda alternativa y son los frenos de disco (figura 2.25).



Figura 2.25, Sistema de frenos de disco

Este tipo de vehículos debido a que deberá alcanzar velocidades superiores a los 60 km/h, se torna recomendable usar frenos de este tipo a fin de soportar de mejor manera la carga del peso del vehículo-conductor en presencia de una velocidad de desplazamiento.

COMPONENTES

Nuestro vehículo al poseer similar sistema motriz que el de una bicicleta, nos permite utilizar los elementos que utilizan una bicicleta tradicional, obviamente hemos de analizar los esfuerzos a los que estarán sometidos estos componentes, es muy importante analizar por ello el trabajo que se realizará en cada uno de ellos considerando sus propiedades físicas como geométricas.

Nuestro vehículo posee una distribución que genera mayor velocidad y beneficios para el deportista, pero también permite mayor concentración de esfuerzos.

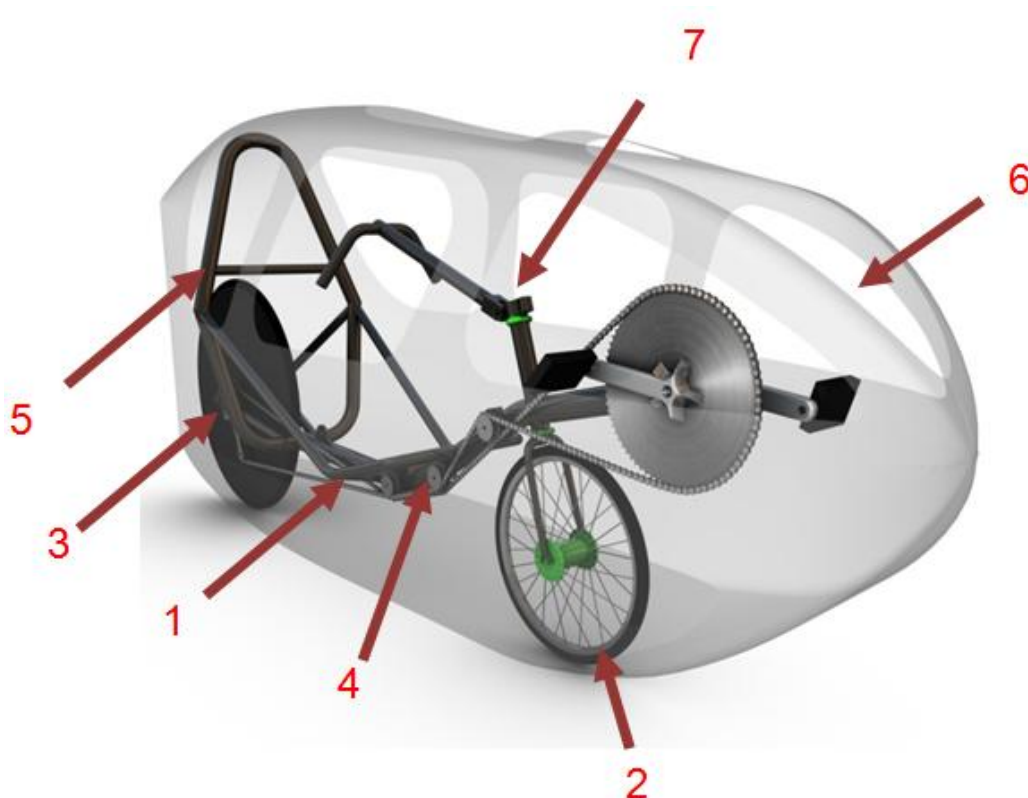


Figura 2.26, Componentes de un HPV

Los componentes generales de un HPV, detallados en la figura 2.26 son:

- Cuadro del vehículo
- Rueda
- Sistema de frenado
- Sistema de transmisión
- Roll-bar
- Carenado aerodinámico
- Sistema de dirección

El cuadro del vehículo es la estructura de soporte para todos los componentes del vehículo. Las ruedas permitirán la locomoción del mismo. El sistema de frenado permitirá eliminar probabilidades de impacto así como de detener el vehículo. El sistema de transmisión logra transformar la energía humana en energía cinética utilizando para ello una disposición determinada de platos y piñones. El roll-bar brinda seguridad al conductor en caso de volcamientos y colisiones. El carenado aerodinámico a parte de brindar protección, permite

optimizar la energía del conductor logrando reducir el impacto del aire sobre el vehículo. El sistema de dirección permite modificar la trayectoria y lograr maniobrabilidad adecuada a la necesidad.

CUBIERTA AERODINÁMICA.

La Cubierta aerodinámica es un elemento vital en el desempeño del vehículo con el objetivo de alcanzar alta velocidad, cuyo proceso constructivo se encuentra detallado en el Capítulo 5. Este componente que permite el incremento notable de la velocidad, cumple la función de reducir al máximo el impacto del viento por tanto reduce la influencia de la fuerza de arrastre.

ELEMENTOS DE SEGURIDAD.

El diseño de interés, se someterá a pruebas que han sido estandarizadas por el ASME a fin de evaluar si un vehículo de este tipo puede concursar en la competencia denominada “Human Power Vehicle Challenge”.

En lo que respecta a componentes del vehículo tenemos para el efecto los siguientes:

RollBar.- Esta parte del vehículo permite en caso de volcado, que la región superior de su cuerpo permanezca protegido. De esta manera se puede proteger la cabeza, tórax y posiblemente la cintura del conductor. En la figura 2.27 podemos apreciar la geometría que constituye dicho elemento. Esta estructura, deberá estar rigidizada en el cuadro del vehículo. A este elemento se ancla el siguiente elemento de seguridad.



Figura 2.27 RollBar para seguridad en caso de volcamiento

Cinturón de Seguridad.- Junto con la alta velocidad que se alcanzará en el vehículo, viene anexo el riesgo de impacto, por lo cual se ha colocado un cinturón de seguridad (figura 2.28) de tres puntos marca Momo. Es conveniente el uso de este tipo de cinturón por su facilidad de acople central. Esto permite salir o entrar sin arriesgar el tiempo en la operación.

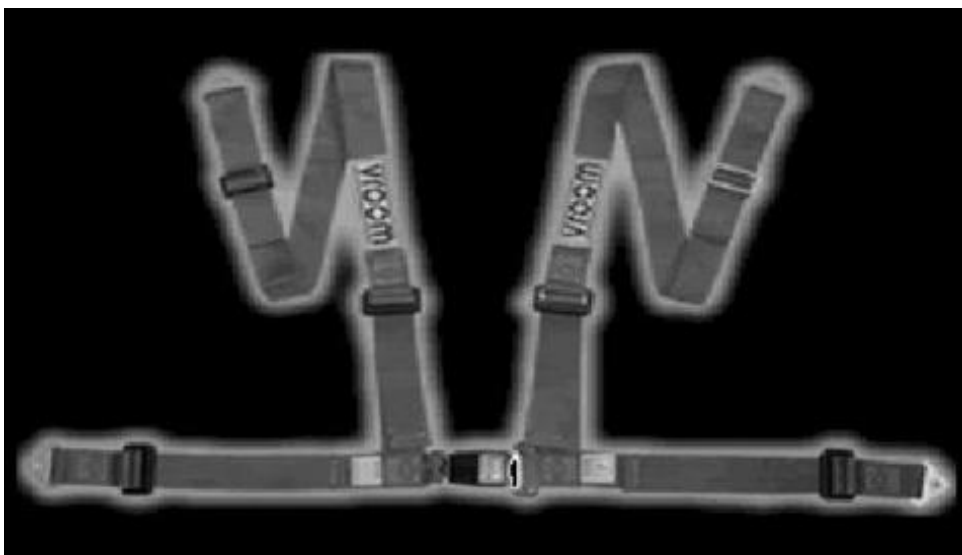


Figura 2.28 Cinturón de seguridad de tres puntos

Existen elementos que no forman parte del vehículo, los cuales son utilizados por el conductor, estos protegen ciertas zonas de su cuerpo y es recomendable su uso en todo momento. Los principales se detallan a continuación.

Casco.- Este implemento, debe siempre usarse en vista de que puede haber ocasiones en que el impacto no pueda ser controlado por los medios anteriores, además esta protección evita posibles elementos que puedan golpear la cabeza. En la figura 2.29 podemos conocer las partes importantes que lo conforman.

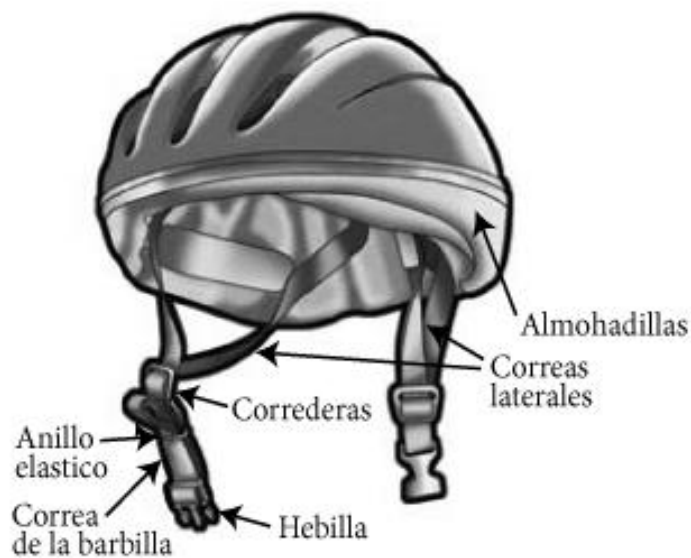


Figura 2.29 Casco del conductor y sus componentes

Zapatos de Traba.- Esta indumentaria permite al conductor tener sus pies adheridos al pedal, el primer objetivo es asegurar la posición del pie en una trayectoria circular. Esto impide que dado el caso el conductor al ejercer una gran fuerza, pueda perder el equilibrio al separar bruscamente el pie del pedal. En el gráfico 2.30 podemos apreciar el mecanismo que traba estos implementos en el pedal, para lo cual este último se seleccionará para los zapatos adecuados y de la dimensión que les permita compatibilidad.



Figura 2.30 Zapatos de traba y pedales

Rodilleras y Coderas.- Como sabemos no todo el cuerpo puede asegurarse por completo debido a la movilidad que debe poseer el cuerpo de conductor en su desempeño, por esta razón los miembros mas proclives a ser afectados son las piernas y brazos, específicamente las rodillas y codos respectivamente. Para protegerlos, la figura 2.31 ilustra de arriba hacia abajo rodilleras y coderas.



Figura 2.31 De arriba hacia abajo rodilleras y coderas respectivamente

Carenado.- A más de la función aerodinámica que desempeña el carenado, este permite servir de “cascarón” que permite al conductor protegerse de golpes inmediatos en el volcamiento. En la figura 2.32 observamos el carenado en posición normal y de volcamiento, el mismo que sufrirá en su acabado superficial debido a abolladuras que se podrían ocasionar a gran velocidad. Posee el riesgo de fractura, pero es reducido debido a que la fibra es elástica y este factor se disminuye con el trabajo de la estructura interna que lo soporta.



Figura 2.32 Carenado aerodinámico como medio de seguridad

Gafas.- En muchas disciplinas al igual que en esta, las gafas permiten una mejor visión, y elimina la posibilidad de que un elemento volátil pueda incidir en la superficie del ojo afectando la percepción del conductor. En la figura 2.33 muestra un diseño que así como estético cumple un buen comportamiento aerodinámico. Estos accesorios se fabrican exclusivamente para cumplir estas características.



Figura 2.33 Gafas de protección.

Ropa Adecuada.- Usar ropa diseñada para el efecto logra una reducción y optimización de la energía en el movimiento así como confort y una temperatura adecuada en interacción térmica con el entorno. La ropa de este tipo se diseña apegada al cuerpo y con características elásticas para lograr una mejor adherencia. En la figura 2.34 muestra dos trajes diseñados para efectos de ciclismo, los cuales pueden usarse para conducir nuestro vehículo.



Figura 2.34 Ropa elástica para la conducción de HPVs y Ciclismo

Guantes.- Estos implementos mejoran la adherencia de la mano del conductor al volante así como a los controles y dispositivos de freno y de cambio de marchas en el vehículo. Es importante debido a que no es prudente arriesgar el frenado con un resbalón de la mano. De esta manera también la mano en alguna caída puede ser protegida a fin de evitar raspones y afectaciones en general. En la figura 2.35 muestra un ejemplo de guante requerido para una mejor condición de conducción.



Figura 2.35 Guantes para conducción

2.6. RELACIÓN ENTRE POTENCIA Y VELOCIDAD

La potencia es el indicador de cuán rápido puede hacerse un trabajo, por medio de la energía que se invierte en cada momento. En el caso de un vehículo de combustión interna, una de las características que definen la potencia es la capacidad que tienen para ganar velocidad.

2.6.1. NECESIDADES DE POTENCIA PARA EL MOVIMIENTO

Para que un vehículo de propulsión humana pueda moverse se requiere una potencia útil resultado de considerar las pérdidas de potencia, especialmente debido a: rozamiento, aerodinámica.

Pérdidas debido a rozamientos

Este tipo de pérdidas hace referencia a la eficiencia mecánica. Para un vehículo de propulsión humana por lo general el valor es de 0.95¹, este valor puede mejorarse si hay una buena instalación y mantenimiento en ejes centrales, rodamientos, acoples, cadena y en especial el factor que más afecta a la eficiencia es el estado de los neumáticos.

Como dato se tiene que el rozamiento se duplica y el rendimiento baja a partir de una velocidad de 44 km/h. Aproximadamente se requiere de 2 watts de aumento de potencia por cada km/h de aumento de velocidad en plano².

Pérdidas aerodinámicas

Los requerimientos de potencia para superar las pérdidas aerodinámicas se dan en función directa con la densidad del aire, el área frontal y el coeficiente de arrastre. Como se indica en la fórmula³ de la ecuación 2.10

$$P = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot C_d \cdot V^3 \quad (2.10)$$

¹ Frank Rowland y David Gordon. *Bicycling Science*. Segunda ed. Inglaterra-Londres. The MIT Press. 1982. 157p.

² http://www.revistaciclistismoenruta.com/cuantos-vatios-cuanta-potencia-2%20aa-parte_id20669/introduccion_id216990

³ Frank Rowland y David Gordon. *Bicycling Science*. Segunda ed. Inglaterra-Londres. The MIT Press. 1982. 86p

Donde:

ρ es la densidad del aire, A es el área frontal, Cd es el coeficiente de arrastre, V es la velocidad relativa del vehículo.

2.6.2. POTENCIA DE PEDALEO

La potencia que se requiere generar al pedalear para alcanzar una velocidad y aceleración determinada, está dada por la ecuación 2.11⁴

$$W = \frac{C_v}{\eta_{mech}} \left\{ \sum m \cdot g \left[C_r + \frac{s}{100} + \frac{a}{g} \left(1 + \frac{m_w}{\sum m} \right) \right] + 0,5 \cdot C_d \cdot A \cdot \rho (C_v + C_w)^2 \right\} \quad (2.11)$$

Donde η_{mech} es la eficiencia mecánica de la transmisión incluyendo ruedas, $\sum m$ es la masa total del conductor y vehículo en Kg, C_r es el coeficiente de resistencia de rodadura, s pendiente de la inclinación en porcentaje, a/g es la aceleración del vehículo como una proporción de la aceleración gravitacional en m/s², m_w es la masa rotacional efectiva de las ruedas en Kg, C_v es la velocidad del vehículo en m/s, C_d es el coeficiente aerodinámico de arrastre, A es el área frontal en m², ρ es la densidad del aire en Kg/m³, C_w es la velocidad del viento en contra en m/s.

2.6.3. ORGANISMO DEL CONDUCTOR

El motor que brinda el requerimiento de potencia para un vehículo de potencia humana, es el organismo del conductor, su aparato locomotor es el encargado de convertir mediante varios procesos energéticos en energía química los alimentos que ingiere, para ser empleada en la generación de movimiento.

El cuerpo humano requiere energía que emplea básicamente en tres aspectos: Metabolismo basal .- consumo calórico mínimo que necesita un organismo para completar sus actividades vitales básicas. Actividad física .- consumo calórico

⁴ Frank Rowland y David Gordon. Bicycling Science. Segunda ed. Inglaterra-Londres. The MIT Press. 1982. 157p

necesario para realizar actividades físicas diversas. Situaciones estresantes .- consumo calórico en enfermedades. El conductor debe consumir mayor cantidad de energía que la empleada para generar potencia útil, debido a las pérdidas que se producen en el organismo.

2.6.4. PEDALEO VS OTROS TIPOS DE MOVIMIENTO IMPULSADOS POR POTENCIA HUMANA.

En la tabla 2.3 se comparan los requerimientos de energía para varios tipos de trabajo en los que intervienen únicamente fuerza humana para una persona de 65Kg de peso, en un tiempo de 44,4 segundos.

Tabla 2.3. Comparación de requerimiento de energía

Descripción	calorías requeridas ⁵
clases de baile	6,00
Baloncesto	7,00
Fútbol	8,00
ciclismo 20-25 Km/h	7,00
ciclismo 25-30 Km/h	8,00
correr 10Km/h	9,00
correr 12 Km/h	11,00
correr 16 Km/h	14,00
Aerobic	6,00
tenis	6,00
Voleibol	3,00
Hípica	4,00
Golf	5,00
Natación	5,00
Judo	5,00
gimnasia olímpica	3,00
caminar 6 Km/h	3,00

⁵ http://usuarios.lycos.es/megamuscle/nutric/calculadora_de_calorias.htm

saltar cuerda	8,00
---------------	------

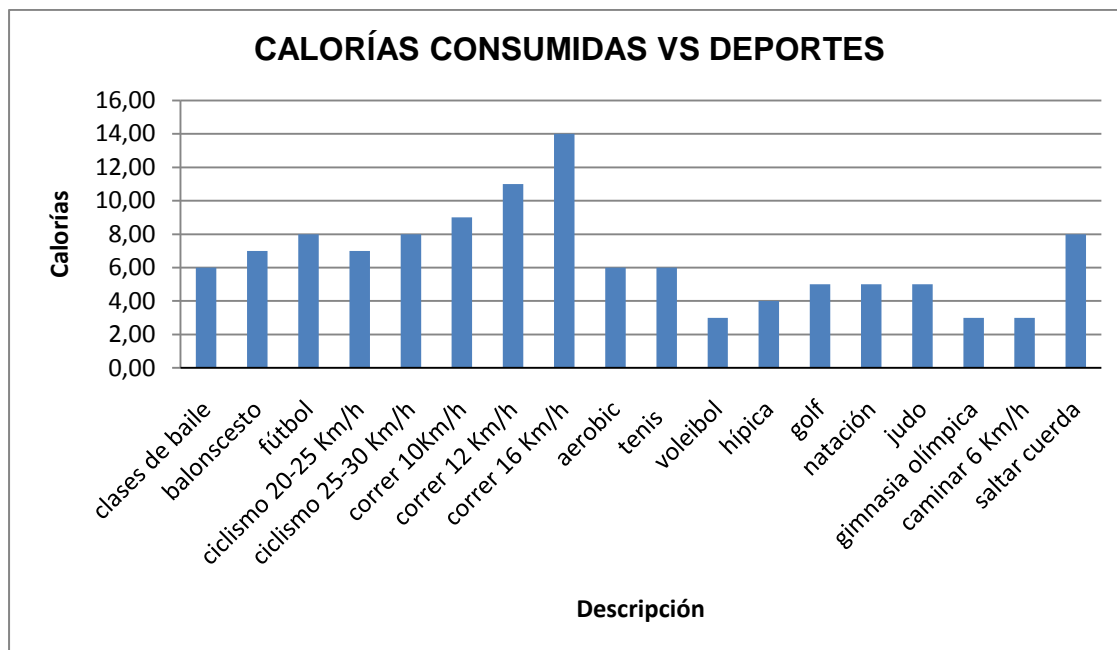


Figura 2.36 Calorías consumidas

2.6.5. EQUILIBRIO Y DIRECCIÓN

Para que exista equilibrio dinámico en un sistema debe existir una fuerza de inercia $-ma$ (Principio de D'Alembert) de magnitud igual a las fuerzas presentes en el sistema con la finalidad de que se cumpla

$$\sum F - ma = 0 \quad (2.12)$$

Para se cumpla en el comportamiento de un vehículo de potencia humana, deben generarse fuerzas producto de girar el manillar o dirección en sentido opuesto a la tendencia de caída, con el fin de contrarrestar las fuerzas desestabilizadoras y poder mantener el centro de gravedad justo perpendicular de la línea de ejes.

Bajo un marco inercial, cuando el centro de gravedad del sistema conductor-vehículo está desfasado producto de un ángulo de inclinación, se genera un momento que favorece a la caída del vehículo.

Para tener un mayor control sobre este efecto resulta adecuado incrementar la altura debido al efecto de péndulo inverso

$$\ddot{\theta} = \frac{g}{l} \text{sen}(\theta) \quad (2.13)$$

Si la longitud L hasta el centro de gravedad es grande la tasa de cambio de la velocidad angular en el tiempo disminuye, por lo que es más fácil controlar las perturbaciones que existen en el equilibrio inestable, al aplicar un torque de restauración, respuesta natural del conductor.

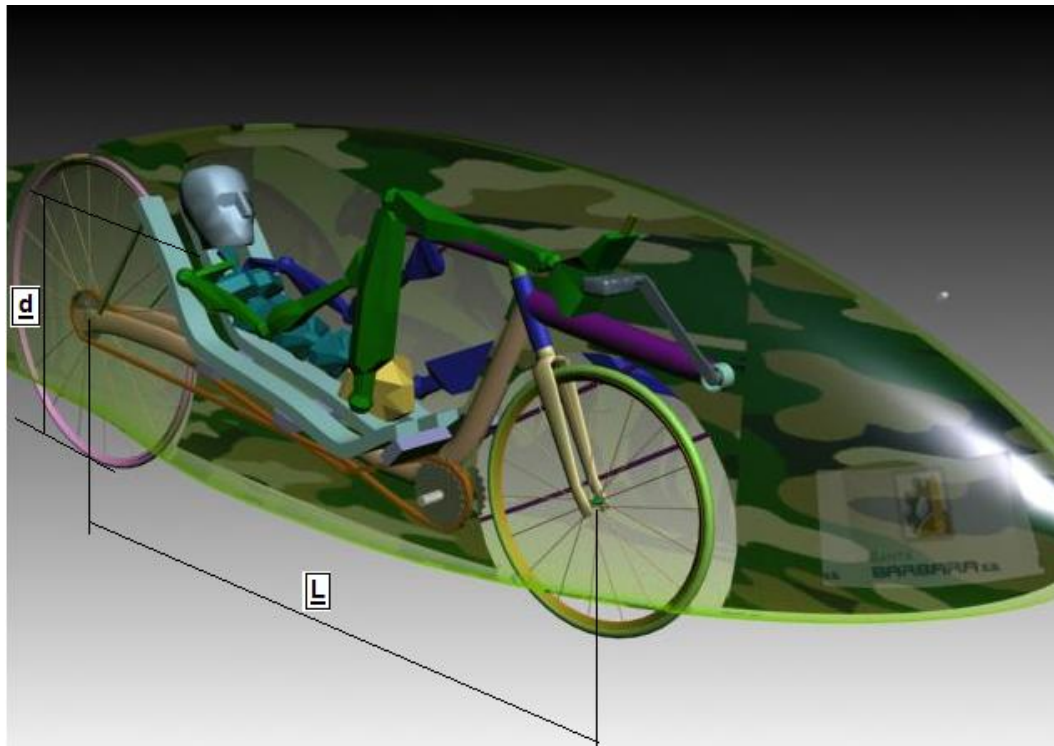


Figura 2.37 Parámetros para determinar el equilibrio y dirección

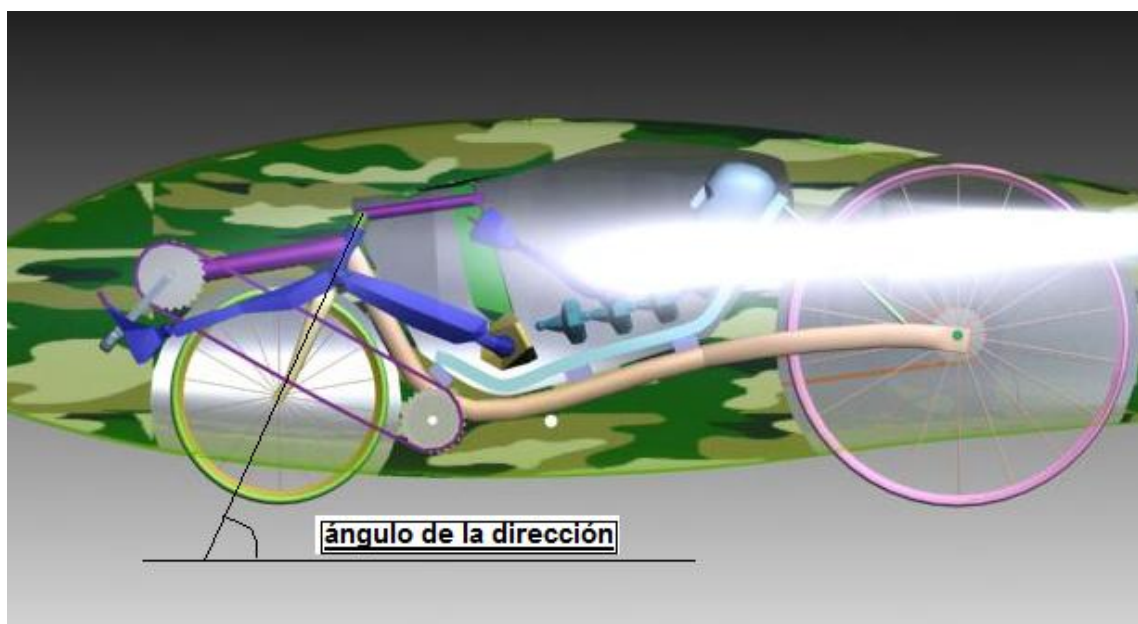


Figura 2.38. Ángulo de dirección

Mientras mayor es el ángulo de la dirección, el vehículo tiene un comportamiento más estable en línea recta, pero tiene un comportamiento nervioso al tratar de cambiar de dirección. El ángulo varía entre 67° y 72° . Mientras mayor es el ángulo menor es la distancia L y el vehículo es más manejable, mientras mayor es la longitud hay mayor estabilidad. Por lo general la medida de longitud entre ejes es 1 metro.

2.6.6. FACTORES POSITIVOS Y NEGATIVOS DE CONDUCCIÓN

Cualquier tipo de vehículo de propulsión humana debe permitir adoptar una postura cómoda y natural, con el fin de aprovechar de manera eficiente el esfuerzo que realiza el conductor. Además realizar un diseño ergonómico permite tener un soporte total a la espalda y cabeza, evitando una postura antinatural y problemas de salud. La dirección debe permitir al conductor tener control adecuado sobre el vehículo, evitando soportar con los brazos su propio peso, con el fin de evitar la tensión en las extremidades superiores.

Es de mucha importancia dentro de un vehículo de propulsión humana tener una visibilidad en 180° hacia los lados como se aprecia en la figura 2.39 y a 5 metros por delante como se aprecia en la figura 2.40, permitiendo tener una apreciación del paisaje sin mayor esfuerzo y mayor seguridad. La falta de visión hacia atrás se supera con la instalación de retrovisores.

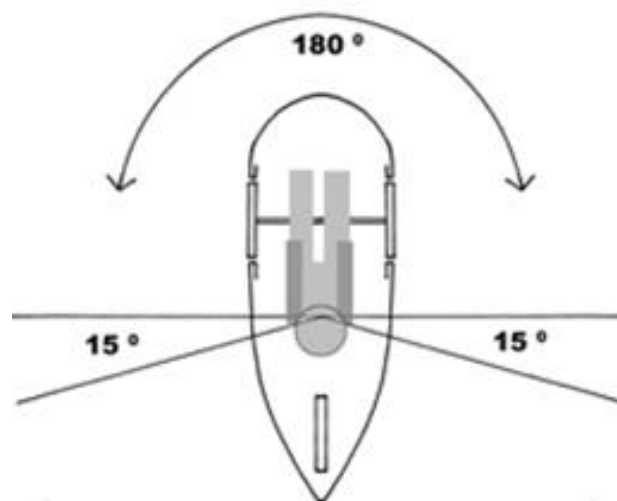


Figura 2.39 Visibilidad lateral del conductor

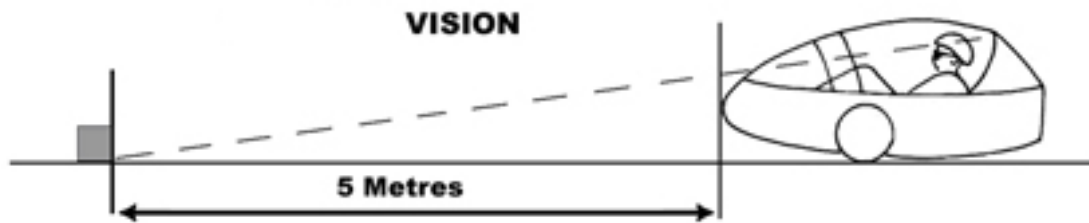


Figura 2.40 Visibilidad frontal del conductor

Para desarrollar mayor potencia que impulse al vehículo es aconsejable que la posición del mismo sea reclinada para que le permita tener una mayor ventaja mecánica para incrementar la fuerza aplicada en los pedales. Además una posición reclinada permite diseñar un vehículo de baja altura, favoreciendo la seguridad del conductor al evitar que en un frenado instantáneo salga despedido.

2.7. MECANISMOS Y TRANSMISIÓN

Los elementos que transmiten la potencia que favorece al aprovechamiento útil y a la compensación de las pérdidas en el vehículo, son las piernas. Dependiendo de la posición que adopte el conductor (ventaja mecánica), se puede transmitir mayor fuerza hacia los miembros inferiores del mismo, e incrementar la potencia.

2.7.1. ANÁLISIS DEL MECANISMO DE CUATRO BARRAS.

El mecanismo empleado para la transmisión de potencia humana es el de manivela oscilador, sin embargo para realizar el análisis de la ventaja mecánica se aplica criterios de un mecanismo de 4 barras, que es un eslabonamiento de lazo cerrado que tiene un elemento fijo, tres móviles 2,3,4 y cuatro juntas revolutas o también llamadas de pivote o pasador , A,B,o1y o2 como indica la figura 2.41.

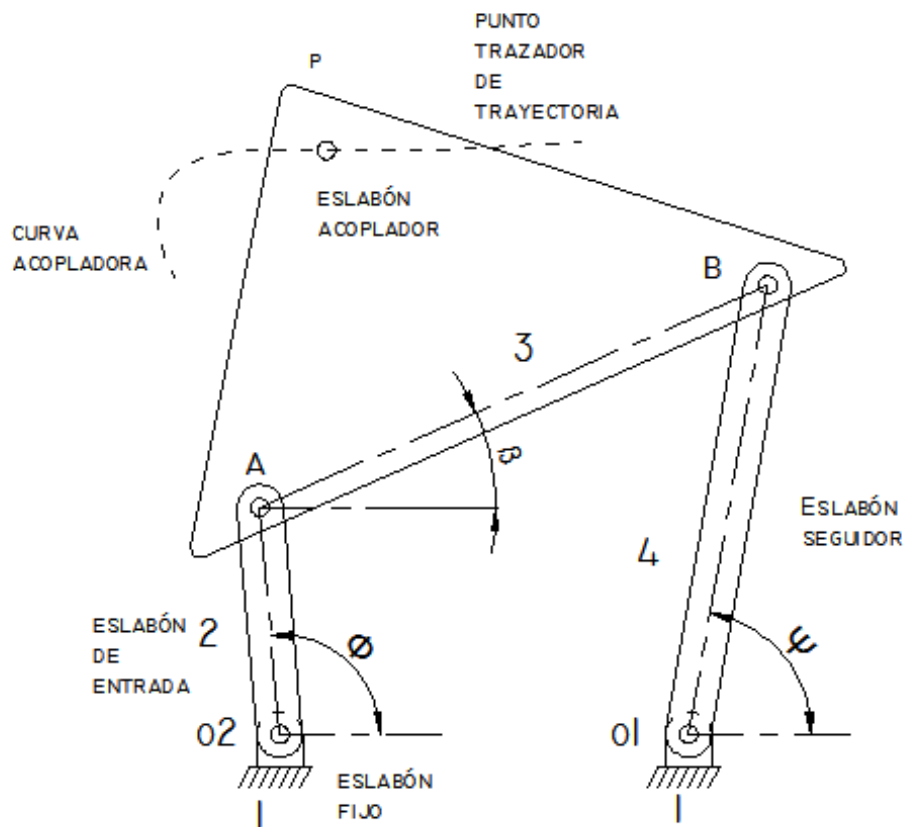


Figura 2.41 Partes de un mecanismo de cuatro barras

El mecanismo tiene un eslabón de entrada o manivela de entrada, uno de salida, cada uno con órganos estacionarios en sus respectivas bases, o_2 y o_1 , formando parte de una pieza estacionaria 1. Los órganos móviles 2,4, están conectados entre sí por un eslabón acoplador 3, llamado también biela o acoplamiento flotante, su función es controlar el giro de las manivelas con respecto a su propio eje.

Las formas de desempeñarse de un mecanismo de cuatro barras son:

Generación de trayectoria, figura 2.42: la trayectoria del punto trazador está definido y la orientación del eslabón acoplador no es importante.

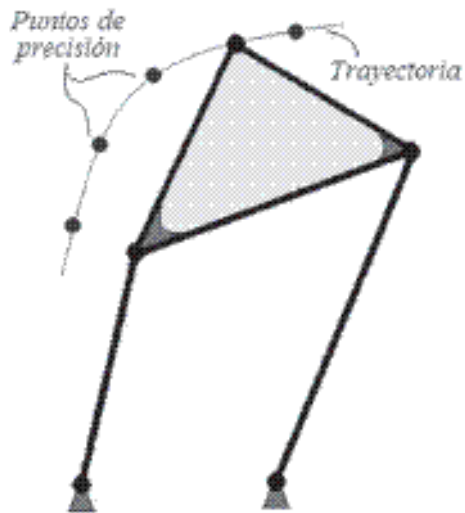


Figura 2.42 Generador de trayectoria

Generación de movimiento figura 2.43 en este tipo de generación es de interés el movimiento total del eslabón acoplador, es decir, las coordenadas x , y del punto trazador de trayectoria y la orientación angular del eslabón acoplador.



Figura 2.43 Generador de movimiento

Generación de función, figura 2.44: en el que el movimiento relativo o fuerzas entre eslabones conectados a tierra es de interés. En este tipo de mecanismos, la tarea no requiere un punto trazador de trayectoria sobre el eslabón acoplador



Figura 2.44. Generador de función

La forma de desempeñarse el mecanismo que se aplica en el vehículo con ayuda del fémur, tibia y peroné es como generador de movimiento.

Grados de libertad

Los grados de libertad son el número de entradas independientes requeridas para determinar la posición de todos los eslabones del mecanismo respecto a tierra.

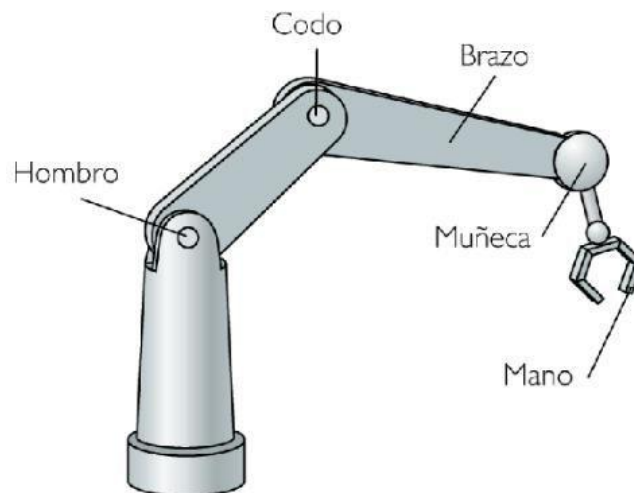


Figura 2.45. Grados de libertad

Una junta de pasador o revoluta elimina dos grados de libertad de movimiento relativo entre eslabones sucesivos. Para determinar los grados de libertad de de una cadena de n eslabones conectados por f juntas de pasador, con el

eslabón fijo considerado como uno de los eslabones, se utiliza la *ecuación de Gruebler*

$$\text{grados de libertad} = F = 3(n - 1) - 2f \quad (2.14)$$

Centros instantáneos

Se define como centro instantáneo un punto en el que no se tiene velocidad relativa entre dos eslabones de un mecanismo en ese instante. En el mecanismo de cuatro barras de la figura 2.48 se tienen el centro instantáneo (1,2) localizado en o₂, el centro instantáneo (1,4) localizado en o₁, el centro instantáneo (2,3) y (3,4) localizados en A y B respectivamente figura 2.7.1.2.2 siguiente. Para determinar los centros instantáneos (1,3) y (2,4) se utiliza el *teorema de Kennedy*, que tiene que ver con los tres centros instantáneos entre tres eslabones de un miembro rígido, el teorema dice que “Los tres centros instantáneos de tres cuerpos que se mueven relativamente entre sí deben estar a lo largo de una línea recta”. Aplicando este teorema se encuentra los centros instantáneos restantes del mecanismo de cuatro barras como se muestra en la figura 2.46

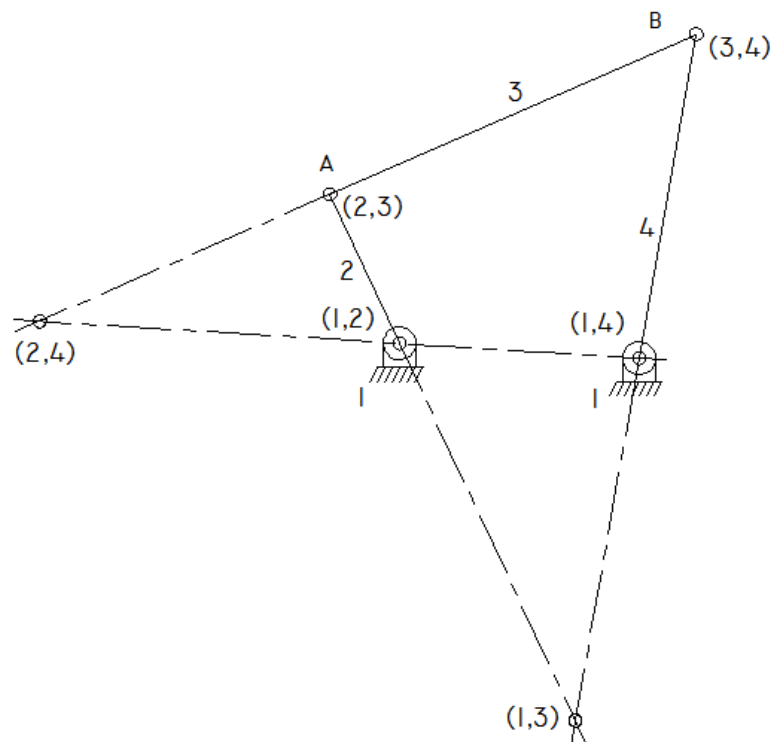


Figura 2.46 Centros instantáneos

Análisis de velocidad usando centros instantáneos

La teoría ha sido desarrollando mediante el teorema de *Kennedy*, suponiendo que el centro instantáneo (2,3) de la figura⁶ 2.47 se encuentra en el punto K, se tiene:

$$V_{(K2)} = iw_2(\overline{O_2K}) = iw_2(\overline{1,2 - 2,3}) \quad (2.15)$$

$$V_{(K3)} = iw_3(\overline{O_3K}) = iw_3(\overline{1,3 - 2,3}) \quad (2.16)$$

Siendo:

$$V_{(K2)} = V_{(K3)}$$

Entonces se encuentra una relación de razones entre velocidades angulares y distancias:

$$\left| \frac{w_2}{w_3} \right| = \frac{(\overline{1,3 - 2,3})}{(\overline{1,2 - 2,3})}$$

Si el centro instantáneo relativo K o (2,3) se encuentra entre los centros instantáneos absolutos (1,2 y 1,3), los eslabones giran en sentido contrario y la velocidad angular es negativa. Si el centro instantáneo (2,3) se encuentra fuera de los otros centros instantáneos (nuestro caso), la razón de velocidad angular es positiva y los eslabones giran en el mismo sentido.

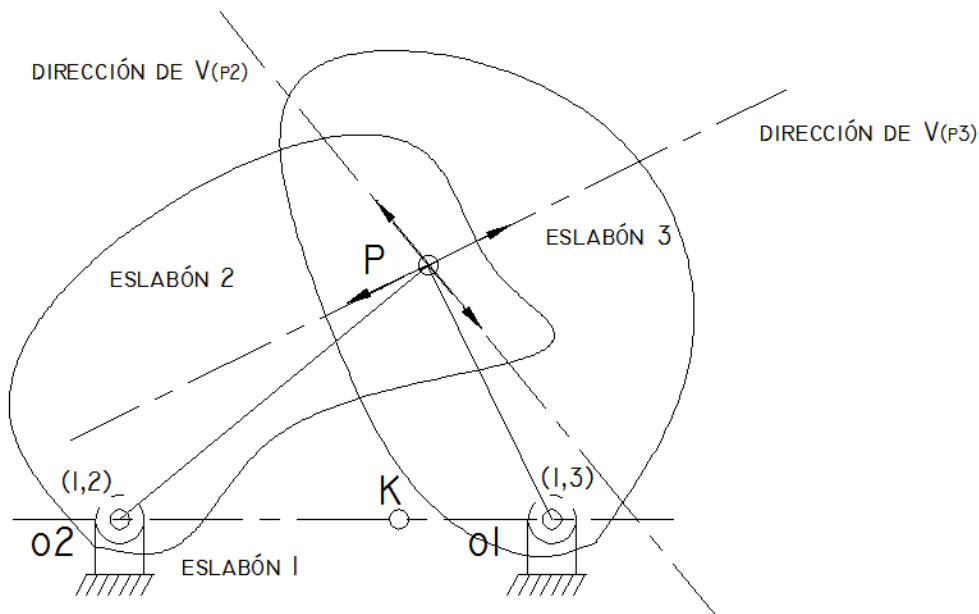


Figura 2.47 Teoría desarrollada mediante el modelo de Kennedy

⁶ Arthur G. Erdman y George N. Sandor. Diseño de Mecanismos, Análisis y Síntesis. Traducción: José de la Cera UNAM. Tercera ed. México. Prentice Hall, Pearson. 1998. 154p.

Ventaja mecánica

Si se parte de un mecanismo como un sistema conservativo (las pérdidas de energía debido a la fricción, calor, etc., son despreciables en comparación con la energía total transmitida del sistema), y además no existen fuerzas de inercia , entonces la potencia de entrada será igual que la potencia de salida, lo que quiere decir que el par de entrada multiplicado por la velocidad angular de entrada es igual a su similar de salida, de igual manera el producto escalar de la fuerza tanto de entrada como de salida por la velocidad de entrada y salida respectivamente.

$$P_{ent} = T_{ent} \omega_{ent} = T_{sal} \omega_{sal} = P_{sal} \quad (2.17)$$

$$\frac{T_{sal}}{T_{ent}} = \frac{\omega_{ent}}{\omega_{sal}}$$

$$P_{ent} = F_{ent} V_{ent} = F_{sal} V_{sal} = P_{sal} \quad (2.18)$$

Como se indica en la ecuación 2.18, a diferencia de: la fuerza, la velocidad y el par, la potencia y la energía son conservativos a través de un mecanismo.

La Ventaja Mecánica⁷ es la razón entre las magnitudes de la fuerza de salida y la fuerza de entrada. Estas fuerzas varían en función de los parámetros geométricos que varían en el transcurso del movimiento.

$$V. M. = \frac{F_{sal}}{F_{ent}} \quad (2.19)$$

$$V. M. = \frac{\frac{T_{sal}}{r_{sal}}}{\frac{T_{ent}}{r_{ent}}} \quad (2.20)$$

Combinando las ecuaciones 2.19 y 2.20 se tiene la ecuación 2.21:

$$V. M. = \frac{r_{ent} \omega_{ent}}{r_{sal} \omega_{ent}} \quad (2.21)$$

⁷ Arthur G. Erdman y George N. Sandor. Diseño de Mecanismos, Análisis y Síntesis. Traducción: José de la Cera UNAM. Tercera ed. Mexico. Prentice Hall, Pearson. 1998. 165p.

A diferencia de la razón de velocidad angular que cambia en la mayoría de los mecanismos de eslabones, la razón que se mantiene constante es la de distancias, depende únicamente de la posición de las fuerzas de entrada y de salida.

2.7.2. ANÁLISIS DEL MECANISMO DE MANIVELA OSCILADOR.

Un mecanismo manivela oscilador se logra cuando el eslabón más corto R2 esta adyacente al eslabón fijo R1 en la figura 2.48. La posición límite del oscilador R4 queda definido por los puntos B1 y B2, de dicha figura 2, en cada posición extrema se alinea el oscilador R4 con la manivela R2. El ángulo descrito por la manivela es ψ cuando el oscilador se mueve de B1 a B2 describiendo un ángulo ϕ , cuando el oscilador regresa a B2 describe el mismo ángulo ida, mientras que la manivela describe un ángulo $360^\circ - \psi$.

La razón del tiempo de avance con respecto al tiempo de retorno se define con la formula de razón de tiempos, este concepto es aplicado para mecanismos de retorno rápido.

$$Q = \frac{\text{tiempo de la carrera de avance}}{\text{tiempo de la carrera de retorno}} \quad (2.22)$$

Durante el movimiento del mecanismo en cualquier punto del acoplador R3 si se fija un punto, este genera una trayectoria determinada con respecto al eslabón fijo R1, que recibe el nombre de curva del acoplador. Como se puede apreciar en la figura 2.48., la curva del acoplador en su extremo A2 es un círculo.

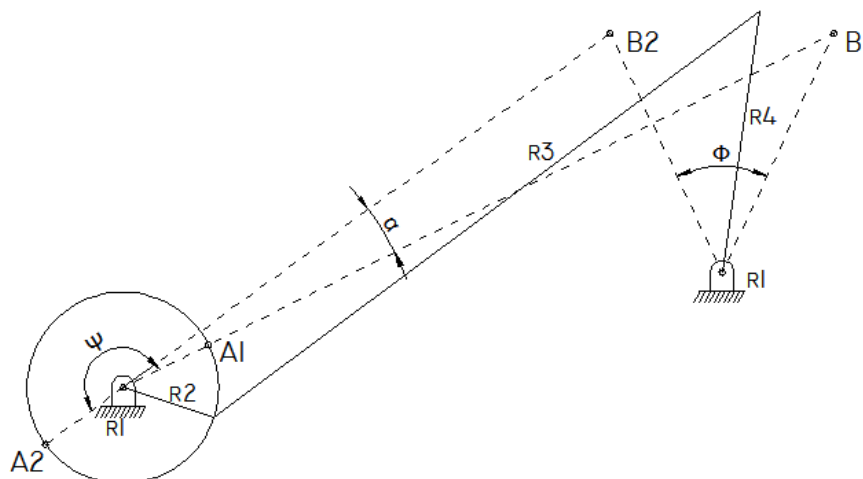


Figura 2.48 Mecanismo manivela oscilador

Para que exista una rotación relativa continua entre los elementos del mecanismo es preciso cumplir la Ley de Grashof que afirma que : “La suma de los eslabones más corto y más largo de un eslabonamiento plano de cuatro barras no puede ser mayor que la suma de los dos restantes elementos ”

Angulo Optimo De Transmisión

Brodell y Sony⁸ desarrollan un método analítico para sintetizar el eslabonamiento manivela-oscilador en el que la razón de tiempos sea $Q=1$ (tiempo de carrera de avance = tiempo de carrera de retorno). El diseño también satisface la ecuación 2.23:

$$\gamma_{min} = 180 - \gamma_{máx} \quad (2.23)$$

Donde γ es el ángulo de transmisión figura 2.49.

⁸ Joseph Edward Shigley y John Joseph Uicker. Teoría de Máquinas y Mecanismos. Traducción: Ing. Hortensia C. de Cortin- Universidad de Berkeley. 1era ed. México. McGraw Hill. 1988. 349p

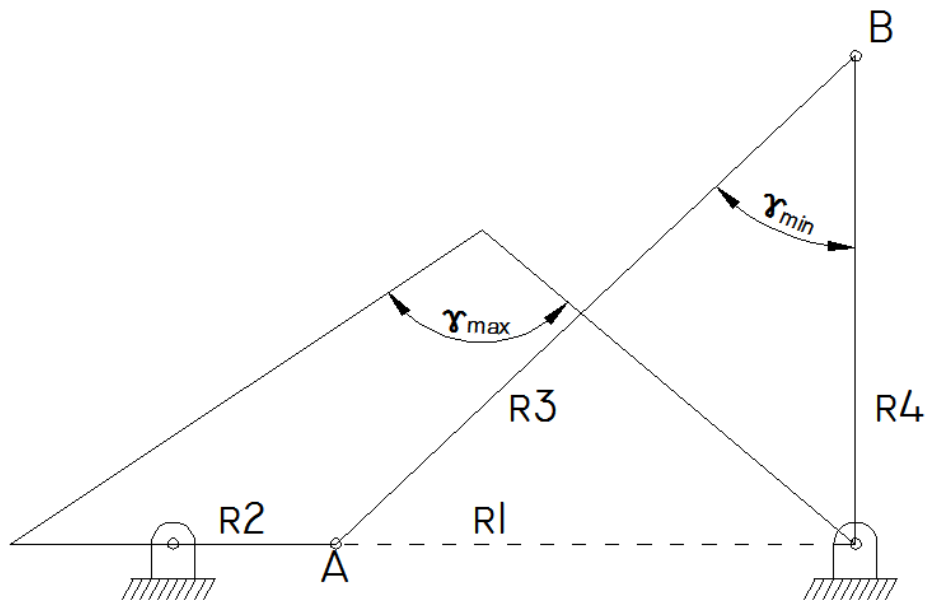


Figura 2.49 Ángulo de transmisión

Aplicando la ley de los cosenos a la figura 2.50

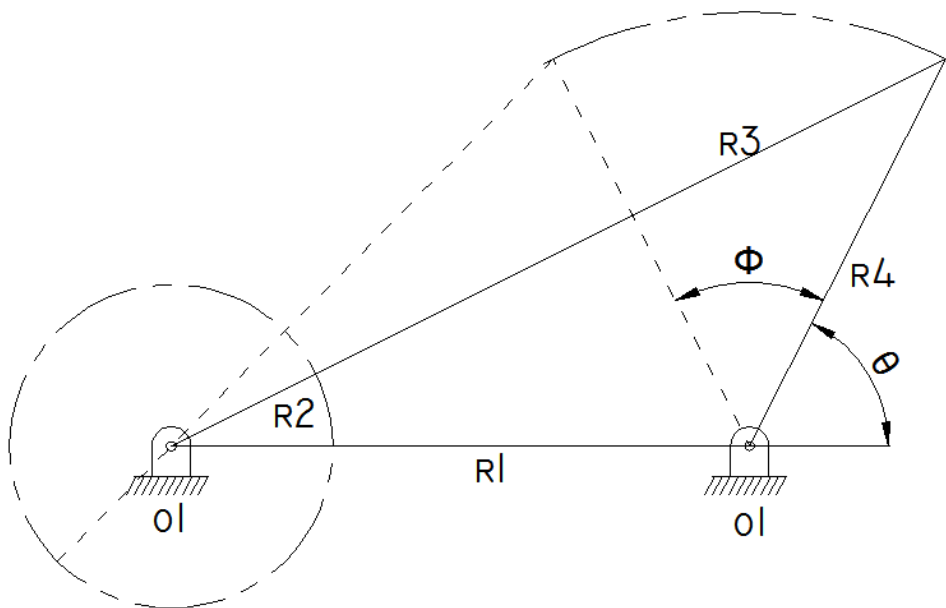


Figura 2.50 Razones de distancias

$$\cos(\theta + \phi) = \frac{R_1^2 + R_4^2 - (R_2 + R_3)^2}{2R_1R_4} \quad (2.24)$$

$$\cos\theta = \frac{R_1^2 + R_4^2 - (R_3 - R_2)^2}{2R_1R_4}$$

Entonces de la figura 2.49

$$\cos\gamma_{min} = \frac{R_3^2 + R_4^2 - (R_1 - R_2)^2}{2R_3R_4} \quad (2.25)$$

$$\cos\gamma_{m\acute{a}x} = \frac{R_3^2 + R_4^2 - (R_1 + R_2)^2}{2R_3R_4}$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones 2.24 y 2.25 tenemos.

$$\frac{R_3}{R_1} = \sqrt{\frac{1 - \cos\phi}{2\cos^2\gamma_{min}}}$$

$$\frac{R_4}{R_1} = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{R_3}{R_1}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{R_3}{R_1}\right)^2\right)\cos^2\gamma_{min}}}$$

$$\frac{R_4}{R_1} = \sqrt{\left(\frac{R_3}{R_1}\right)^2 + \left(\frac{R_4}{R_1}\right)^2 - 1}$$

Los autores de este método indican que el ángulo de transmisión debe ser mayor que 30°, para lograr un movimiento de buena calidad e incluso mayor cuando se manejan velocidades elevadas.

2.7.3. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La transmisión de potencia en el vehículo se da por medio de elementos rotantes, debido a que la transmisión de energía por rotación ocupa menos espacio que por traslación.

La función de una transmisión puede ser: reducir una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa.

En el vehículo la misión es variar paulatinamente la relación de transmisión, hasta alcanzar la marcha que permita incrementar al máximo la velocidad de salida en la rueda posterior.

El mecanismo de transmisión puede estar compuesto de engranes, bandas y cadenas, con la finalidad de intercambiar energía mecánica.

Ruedas dentadas de talla recta o engranes.

Los engranes de talla recta. Figura 2.51 son ruedas cilíndricas que tienen dientes rectos y paralelos al eje de la flecha o eje que los soporta se emplean para transmitir potencia y movimiento desde un eje a otro. En un engrane impulsor los dientes se enlazan con precisión al momento de insertarse al impulsado. Los dientes impulsores ejercen una fuerza perpendicular al radio de eje, sobre los dientes impulsados, debido a esta fuerza se transmite torque y debido a la velocidad angular del engrane se transmite una potencia. Debido a la sencillez de este tipo de engranes tanto para su fabricación como su instalación, son elementos muy utilizados en la transmisión de potencia.

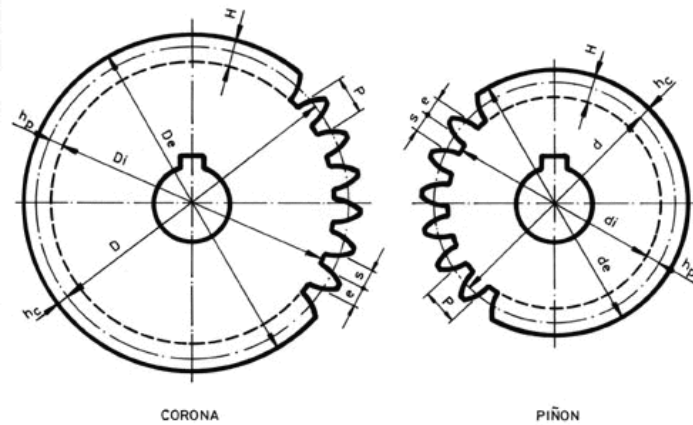


Figura 2.51 Engranes de talla recta

Impulsores de Banda

Una banda es un elemento flexible con capacidad de transmitir potencia desde una polea impulsora hacia una impulsada. Figura 2.52



Figura 2.52 Impulsores de banda

Cuando se transmite potencia la fricción provoca que exista adherencia entre la banda y la polea impulsora, y, se produce un incremento de tensión en el impulsor, en uno de sus lados, como se puede apreciar en la figura 2.53

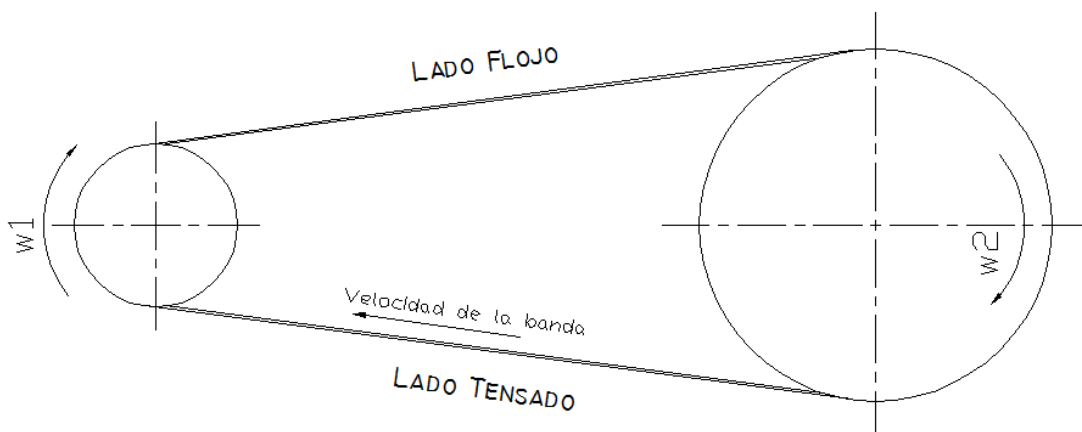


Figura 2.53 Tensión en la banda

La fuerza de tracción que se genera en la banda ejerce una fuerza tangencial sobre la polea impulsada.

Existen bandas planas, dentadas, en V, dobles en V, múltiples en V. La más simple de ellas es la banda plana, se la fabrica con piel o tela recubierta con hule. La superficie de las poleas es lisa, por lo que la fuerza impulsora se da por la fricción entre la banda y la polea. La ventaja de utilizar bandas planas es que existirá un deslizamiento si existe incremento de torque que pueda dañar la maquina.

Impulsores de cadena

Una cadena es un elemento fabricado con una serie de eslabones unidos con pernos, figura 2.54, con el fin de lograr flexibilidad y transmisión de fuerzas de tracción y potencia de magnitudes considerables.

Cuando se transmite potencia entre ejes que giran por medio de cadenas, se activan ruedas dentadas o catalinas, como se ilustra en la figura siguiente:



Figura 2.54 Impulsores de cadena

Una cadena de rodamientos se clasifica de acuerdo a la distancia entre las partes correspondientes a los eslabones adyacentes (paso). Una cadena de rodamientos estándar lleva una designación de tamaño entre 40 y 240, en la tabla 2.4 se detalla el tamaño de cadenas con rodamientos⁹

Tabla 2.4 Resistencia de cadenas

Número de Cadena	Paso (pulg)	Resistencia promedio al esfuerzo de tracción (lb)
25	$\frac{1}{4}$	925
35	$\frac{3}{8}$	2100
41	$\frac{1}{2}$	2000
40	$\frac{1}{2}$	3700
50	$\frac{5}{8}$	6100
60	$\frac{3}{4}$	8500
80	1	14500

⁹ Tabla tomada de libro de Robert L. Mott. "Diseño de Elementos de Máquinas ", Segunda edición, p. 549, 1992

100	1 ¼	24000
120	1 ½	34000
140	1 ¾	46000
160	2	58000
180	2 ¼	80000
200	2 ½	95000
240	3	130000

Las cadenas para trabajo pesado se acompaña con sufijo H y se mantienen las dimensiones de la tabla 2.4, lo que cambia es el espesor mayor de las placas laterales.

El dato de resistencia promedio al esfuerzo de tracción puede utilizarse para impulsores de baja velocidad o en aplicaciones donde la función de la cadena es aplicar una fuerza de tracción o soportar una carga. Para este tipo de aplicaciones es recomendable usar solo el 10% de la resistencia a la tracción promedio. Para transmitir potencia debe calcularse el tamaño de la cadena en función de la velocidad de giro

Robert I. Mott indica que la especificación de la cadena en relación a su capacidad de transferir potencia considera tres modos de falla: fatiga de las placas de los eslabones por aplicación sucesiva de tensión en el lado flojo de la cadena, impacto en los rodamientos conforme se enlazan con los dientes de la rueda dentada y raspadura entre los pernos de cada eslabón y los bujes en los pernos.

Las variables importantes son la velocidad de giro de la rueda dentada mas pequeña y el paso de la cadena. La lubricación cumple un papel fundamental en el funcionamiento adecuado del impulsor de cadena. En la tabla 2.5 se enumeran la potencia especificada para el numero 40(1/2”).

mas tramos se multiplica por los siguientes múltiplos: para dos tramos el factor es 1.7, para tres tramos el factor es 2.5 y para cuatro tramos el factor es 3.3. Las especificaciones son para un factor de servicio de 1.0 y una vida útil de 15000 horas.

Recomendaciones generales para diseño de impulsores de cadena.

Los siguientes parámetros de diseño para impulsores de cadena son tomados del libro de Robert L. Mott:

El número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor este trabajando a una velocidad menor que 100rpm.

La relación de velocidad máxima debe ser 7.0 aunque son factibles relaciones más altas. Se pueden utilizar dos o más faces de de reducción para obtener relaciones más altas.

La distancia central entre los ejes de la rueda dentada debe ser entre 30 y 50 pasos aproximadamente. El arco de contacto de la cadena en la rueda dentada más pequeña no debe ser menor de 120°. En condiciones normales, la rueda dentada más grande no debe tener menos de 120 dientes.

La posición más favorecida para un impulsor de cadena es con la línea central de las ruedas dentadas horizontal y con el lado tensado en la parte superior.

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo par completo de pasos. La distancia central debe hacerse ajustable para adaptar la longitud de la cadena y compensar las tolerancias por desgaste una relación conveniente entre la distancia central, (C) la longitud de la cadena (L), número de dientes en la rueda dentada pequeña(N1) y numero de dientes en la rueda dentada grande (N2) expresada en pasos es:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (2.26)$$

La distancia central teóricamente exacta para una longitud de cadena, en pasos es:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (2.27)$$

La distancia central teórica no supone juego ni en el lado tensado ni en el lado flojo de la cadena y por consiguiente es un máximo. Se deben prever tolerancias o ajustes negativos.

El diámetro de paso de una rueda dentada con N dientes para una cadena de paso p es:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)} \quad (2.28)$$

El diámetro mínimo de una rueda dentada y por ende en número de dientes, está limitada por el tamaño de la flecha que se monta.

Eficiencia de transmisión

Sobre la eficiencia de la transmisión, influyen una serie de parámetros como: potencia a transmitir, velocidad angular de las ruedas, aceite empleado, tipo de engranaje, grado de precisión, geometría, etc.

Normalmente la eficiencia en la transmisión es un parámetro que se debe analizar de que la maquina está en funcionamiento, el parámetro que debe controlarse es la potencia de salida con respecto a la de entrada. Sin embargo un dato general de eficiencias puede ser:

Tabla 2.6 Eficiencia de transmisión

Descripción	Valor
engranes	~ 0,98
bandas	~ 94
cadenas	0,95 (ver: efectos del tipo de vehículo en el desempeño sección 2.6.1)

Relación de transmisión

La relación de transmisión es una relación entre la velocidad de salida y la velocidad de entrada, siempre y cuando la entrada y salida sean de rotación. Se representa como:

$$i = \frac{\omega_s}{\omega_e} \quad (2.29)$$

En el caso de elementos de transmisión que interactúan entre si la relación de transmisión se calcula por medio de:

$$i = \frac{\text{producto de ruedas conductoras}}{\text{producto de ruedas conducidas}} \quad (2.30)$$

En el caso de la figura 2.55 las ruedas conductoras son 1y 3, las ruedas conducidas la 2 y la 4.La relación de transmisión sería:

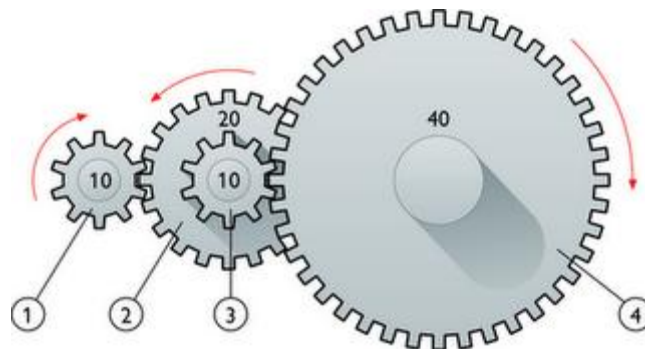


Figura 2.55 Relación de transmisión

$$i = \frac{10 * 10}{20 * 40}$$

$$i = 0.125$$

Si:

$i < 1$.- el mecanismo es un reductor de velocidad.

$i > 1$.- el mecanismo es un multiplicador de velocidad.

2.8. CARACTERÍSTICAS DE CARGAS Y MATERIALES

2.8.1. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

Con la intención de interpretar los datos dados en el análisis del chasis del vehículo deben toparse los siguientes puntos.

Esfuerzo normal y deformación unitaria normal

Si a una barra prismática se le somete a una fuerza axial, F , figura 2.56, en ella se produce un incremento de longitud, δ . Si se realiza un corte (a-a) se puede apreciar una fuerza distribuida transversal al corte. La intensidad de la fuerza o fuerza por área unitaria se denomina esfuerzo, σ .

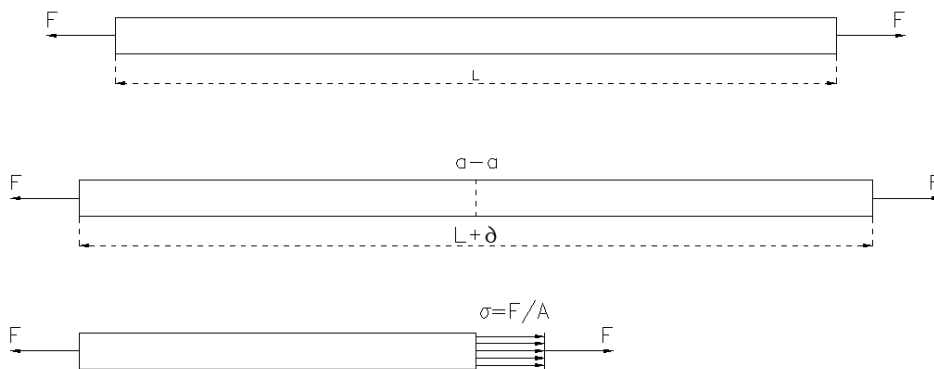


Figura 2.56 Barra prismática sometida a fuerza axial

El resultado de multiplicar la fuerza distribuida por el área de la sección transversal del elemento es la fuerza resultante F , por lo que:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.31)$$

El esfuerzo obtenido es de tensión (+), si la fuerza aplicada, F , es colocada en sentido contrario sería un esfuerzo de compresión (-), ambos esfuerzos son normales, por actuar en direcciones perpendiculares a la sección transversal.

La deformación unitaria, ϵ , se calcula dividiendo el alargamiento, δ , para la longitud total:

$$\varepsilon = \frac{\partial}{L} \quad (2.32)$$

Si el elemento esta a tensión la deformación unitaria es de tensión y el material se estira. Si el elemento está sometido a una fuerza de compresión la deformación unitaria es de compresión y se produce una disminución de tamaño.

Esfuerzo y deformación unitaria en cortante puro

A diferencia del esfuerzo normal, el esfuerzo cortante actúa en sentido tangencial a la superficie del material

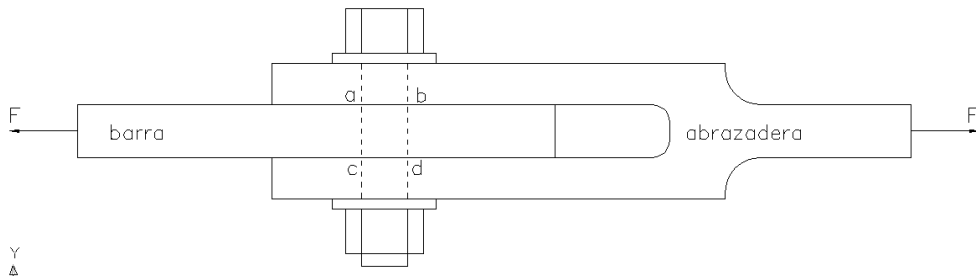


Figura 2.57 Elemento sometido a carga axial

En la figura 2.58 por acción de las cargas de tensión, F, la barra y la abrazadera presionan al perno, generando esfuerzos de aplastamiento y tendiéndolo a cortar, tendencia que es resistida por esfuerzos cortantes del perno. A continuación se analizan los esfuerzos en el perno.

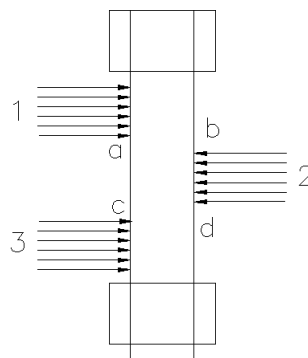


Figura 2.58 Elemento sometido a esfuerzos de aplastamiento

Los esfuerzos de aplastamiento están numerados por 1 y 3, el numero 2 indica los esfuerzos de la barra. El esfuerzo de aplastamiento, σ_a , se calcula de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_a} \quad (2.33)$$

Donde:

A_a = área proyectada de la superficie curva de aplastamiento

F_a = fuerza lateral total de aplastamiento.

En la figura 2.59 se aprecia la acción de las fuerzas cortantes V sobre una porción de superficie abcd del perno.

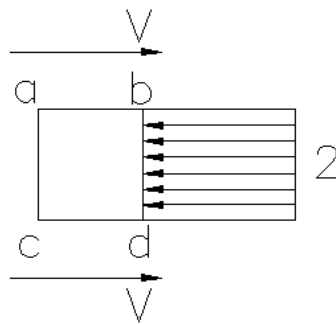


Figura 2.59 Aplicación de fuerzas cortantes

En la figura 2.59 se muestran dos planos de cortante (ab y cd), por ende la porción de perno esta a cortante doble, cada una de las fuerzas V equivale a la mitad de la fuerza que se aplica F. Las fuerzas cortantes V son el resultado del producto entre los esfuerzos cortantes distribuidos y el área de sección transversal del perno. τ

$$\tau = \frac{F_c}{A_c} \quad (2.34)$$

Los esfuerzos cortantes actúan paralelos a la superficie cortada. La distribución de esfuerzos es máxima cerca del centro y se vuelve cero en ciertas posiciones del borde como se muestra en segmento ab de la figura 2.60:

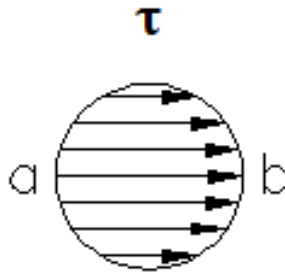


Figura 2.60 Distribución de esfuerzos cortantes

Las deformaciones unitarias cortantes se producen debido a los esfuerzos cortantes que actúan sobre un elemento, figura 2.61, los mismos que no tienden a alargar o acortar en ninguna dirección al elemento, es decir la longitud de los lados se mantiene constante. Los que producen este tipo de esfuerzos es un cambio de forma

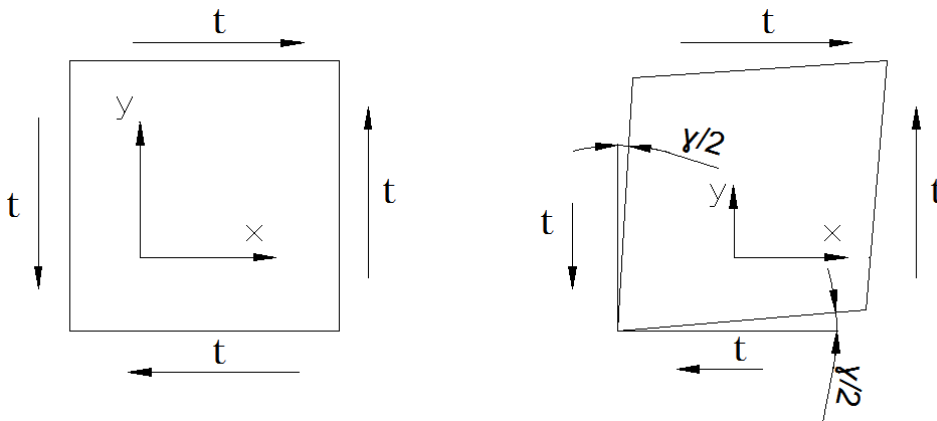


Figura 2.61 Deformaciones unitarias

Debido a la deformación producida, los ángulos de las caras laterales se ven afectados, el ángulo γ es una medida de distorsión llamada deformación unitaria cortante y se mide en radianes o en grados.

2.8.2. PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICAS DE LOS MATERIALES.

Las propiedades mecánicas de los materiales son las características que permiten diferenciar a un material, para determinar las propiedades mecánicas es preciso realizar pruebas de laboratorio para poder medir las deformaciones en probetas que son sometidas a cargas estáticas y dinámicas a tensión y

compresión según lo establecido por la ASTM (American Society for Testing and Materials).

Después de realizar una prueba de tensión o compresión y determinar el esfuerzo y la deformación unitaria para varias magnitudes de la carga, se puede determinar un diagrama de esfuerzo en función de la deformación unitaria como en la figura 2.62.

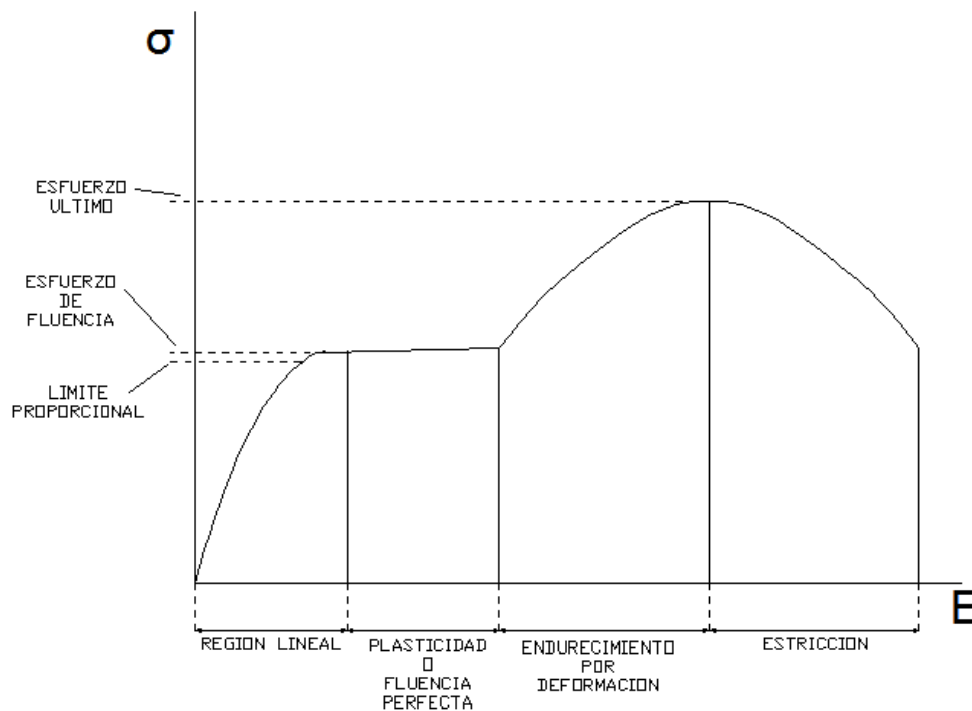


Figura 2.62 Diagrama de esfuerzo en función de la deformación unitaria

El diagrama presentado corresponde al ensayo de tracción de una probeta de acero estructural conocido también como acero al bajo carbono o acero dulce.

Durante la deformación de un material, desde que se aplica una fuerza por primera vez, hasta que el material se rompe, atraviesa por varias fases, serán explicadas a continuación:

Zona elástica. Durante esta fase, cualquier fuerza deforma al material elásticamente. Dentro de la zona elástica la razón entre el esfuerzo y la deformación es lineal y proporcional, hasta llegar al límite de proporcionalidad, para aceros al bajo carbono este límite varía de 30 a 50 Ksi, pero para aceros con mayor contenido de carbono, el límite puede ser mayor que 80 Ksi. La

pendiente de la recta hasta el límite proporcional se denomina módulo de elasticidad o de Young

Plasticidad perfecta o fluencia. Durante esta fase el material se deforma plásticamente, la deformación unitaria comienza a crecer con más rapidez para cada incremento de fuerza, y se produce un incremento considerable de la longitud de la probeta.

Endurecimiento por deformación. Al pasar la fase de fluencia, el material experimenta cambios en su estructura cristalina por lo que es posible resistir un mayor esfuerzo, hasta llegar al último esfuerzo. Un alargamiento adicional de la probeta va acompañado por una reducción de carga.

Estricción. Durante esta fase el material comienza a deformarse sobre una región específica, por lo que se reduce considerablemente, la fuerza soportada disminuye y finalmente llega a la fractura.

De acuerdo a la gráfica de esfuerzo - deformación un material puede ser clasificado como dúctil si muestra deformaciones relativamente grandes o de lo contrario se considera material frágil.

Además de las características que presenta el diagrama, también es importante tener en cuenta el comportamiento que puede tener un material en los diferentes procesos de mecanizados. Entre estas características mecánicas y tecnológicas destacan:

Resistencia a esfuerzos de tracción, compresión, flexión y torsión, así como desgaste y fatiga, dureza, resiliencia, elasticidad, tenacidad, fragilidad, cohesión, plasticidad, ductilidad, maleabilidad, porosidad, magnetismo, las facilidades que tenga el material para soldadura, mecanizado, tratamiento térmico así como la resistencia que tenga a los procesos de oxidación, corrosión. Asimismo es interesante conocer el grado de conductividad eléctrica y la conductividad térmica que tenga y las facilidades que tenga para formar aleaciones.

Aparte de estas propiedades mecánicas y tecnológicas cabe destacar cuando se elige un material para un componente determinado, la densidad de ese material, el color, el punto de fusión la disponibilidad y el precio que tenga.

Debido a que cada material se comporta diferente, es necesario analizar su comportamiento mediante pruebas experimentales.

2.8.3. LEY DE HOOKE

La ley de Hooke es una relación lineal entre esfuerzo y deformación unitaria en materiales elásticos lineales sometidos a tensión o compresión simple.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (2.35)$$

E es una constante de proporcionalidad llamada modulo de elasticidad o modulo de Young. Por ser la deformación unitaria a dimensional, la unidad del módulo de elasticidad es la misma que del esfuerzo.

2.8.4. RAZÓN DE POISSON

Cuando una barra de sección transversal uniforme se somete a tensión aparte de producirse un alargamiento axial se produce una contracción lateral como se ilustra en la figura 2.63:

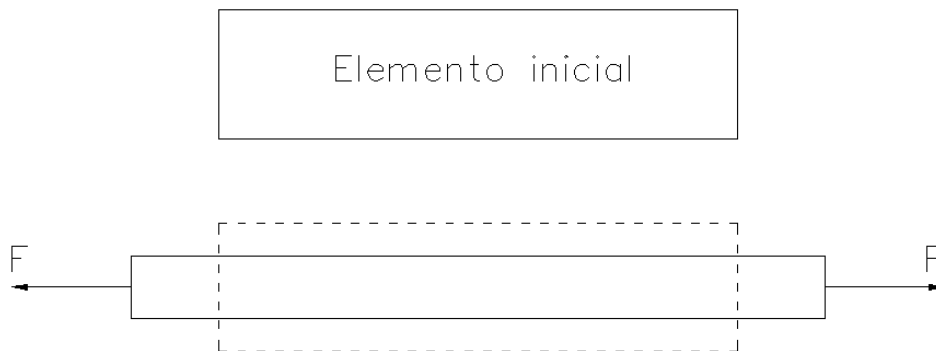


Figura 2.63 Sección transversal sometida a tensión

En cualquier punto de la deformación unitaria lateral, la deformación unitaria axial es proporcional en el mismo punto. La razón de estas deformaciones se conoce como Razón de Poisson ν :

$$\nu = - \frac{\text{deformación unitaria lateral}}{\text{deformación unitaria axial}} = - \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \quad (2.36)$$

Esta razón se da en elementos sometidos a tensión en la que la deformación unitaria axial es positiva y la deformación unitaria lateral es negativa, caso

contrario sucede a compresión. De modo que la razón de Poisson para materiales homogéneos (misma composición) e isotrópicos (mismas propiedades en todas direcciones) es siempre un valor positivo.

2.8.5. CARGAS ESTÁTICAS Y DINÁMICAS.

Una carga estática es la que se aplicada durante un tiempo considerable y varían su magnitud desde cero hasta su valor definitivo de forma lenta, de tal forma que la aceleración que recibe un elemento sometido a este tipo de carga es despreciable.

Una carga dinámica es la que se aplica en un periodo de tiempo relativamente corto. Las cargas dinámicas se distinguen de las estáticas por el hecho de originar modificaciones tanto en la magnitud de las tensiones como en las deformaciones a que dan lugar, y por ende afectando también la forma y límite de rotura de los materiales.

En los materiales sometidos a cargas dinámicas la deformación de rotura se reduce en forma considerable. Asimismo, experiencias realizadas demuestran incrementos del límite de fluencia y de la tensión de rotura.

Por lo general materiales que frente a cargas estáticas tienen un comportamiento dúctil, frente a cargas dinámicas presentan un comportamiento frágil. El impacto de un cuerpo en movimiento también genera cargas dinámicas, este origen puede generar efectos vibratorios. Si la carga dinámica se repite en forma periódica, y su frecuencia coincide con el período de vibración del elemento, éste puede entrar en resonancia. Si existe resonancia se originan deformaciones muy grandes que conducen al colapso de la estructura.

La determinación de las cargas que se producen por origen estático se pueden determinar de forma más precisa que las producidas por cargas dinámicas, debido a que en ellas ocurre una transferencia de energía cinética, la que resulta difícil de cuantificar, por tender a un comportamiento indefinido. En la

mayoría de los casos se tratan de cuantificar los efectos dinámicos en forma experimental.

Para que los cálculos donde existen cargas dinámicas aplicadas sean más fáciles de realizar, se utilizan “cargas estáticas equivalentes”, que son cargas ficticias que actuando estáticamente producen el mismo efecto que las cargas verdaderas actuando en forma dinámica. Estas “cargas estáticas equivalentes” se obtienen multiplicando las cargas verdaderas por un “coeficiente de impacto o dinámico”. Este coeficiente depende de numerosas variables, y en la mayoría de los casos se determina en forma experimental.

2.8.6. ESFUERZO DE VON MISES

El esfuerzo de Von Mises es un valor efectivo combinado de esfuerzos a tensión y cortante. Este criterio de resistencia estática que se aplica a materiales dúctiles, es llamado también de máxima energía de distorsión. Se define como¹⁰ “aquel esfuerzo a tensión uniaxial que generaría la misma energía de distorsión que la que se produciría por la combinación real de los esfuerzos aplicados”, en otras palabras indica que “el material no fluirá en el punto analizado siempre que la energía de distorsión por unidad de volumen en el punto no supere la energía de distorsión por unidad de volumen que se da en el momento de la fluencia en el ensayo de tracción”. Este criterio matemáticamente se escribe como:

$$\sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} < S_y \quad (2.37)$$

siendo $S_y > 0$ es el límite de fluencia a tracción.

El coeficiente de seguridad en el punto analizado, de acuerdo con el criterio de von Mises se obtiene de:

¹⁰ Robert L. Norton. Diseño de Máquinas. Traducido por, Ing. Gabriel Sanches UNAM. Mexico. Prentice Hall. 1999. 295p

$$n_s = \frac{S_p}{\sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}} \quad (2.38)$$

Expresión que es válida para cualquier signo de las tensiones principales.

2.8.7. FACTOR DE SEGURIDAD.

El factor de seguridad es un valor escalar, resultado de una relación de dos cantidades que contienen las mismas unidades. El factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras: multiplicando el valor de las fuerzas que actúan sobre un elemento resistente o dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño. En ambos casos lo que resulta es un sobredimensionamiento del componente que se diseña.

El sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como: corrosión, desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación, tolerancias por incertidumbre en las fuerzas a que se someterá el elemento, incertidumbre del método de cálculo, etc.

La forma de expresión para un factor de seguridad suele escogerse con base en el carácter de la carga sobre el componente, que suele ser de varios tipos como:

Carga previsible a lo largo del tiempo, resistencia/esfuerzo.

Carga en columnas, carga crítica/carga aplicada.

Carga que varía cíclicamente con el tiempo, ciclos máximos/ciclos aplicados.

Carga aplicada a un elemento giratorio, velocidad máxima de seguridad/velocidad de operación.

Estos factores de seguridad, por lo general, provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en normas, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

2.8.8. MATERIALES ALTERNATIVOS UTILIZABLES.

Actualmente existe disponible una gran variedad de materiales cada uno con sus propias características, aplicaciones, ventajas y limitaciones. Los siguientes son los tipos generales de materiales usados actualmente en la manufactura ya sea individualmente o combinados.

Materiales ferrosos. Al carbón, aleados, inoxidable, aceros para herramientas.

Aleaciones y materiales no ferrosos. Aluminio, magnesio, cobre, níquel, titanio, súper aleaciones, materiales refractarios, berilio, zirconio.

Cerámicos. Vidrios, grafito, diamante.

Materiales compuestos. Plásticos reforzados, compuestos con matriz metálica o cerámica, estructuras de panal.

CAPITULO 3

ANALISIS DE ALTERNATIVAS

El diseño que se realizará se basa en la consideración de varios parámetros que se analizarán de manera detallada a fin de reunir con ello gran número de ventajas en el desempeño de nuestro vehículo y lograr el objetivo de elevar la velocidad en nuestro vehículo de competición.

3.1. CONSIDERACIONES ESPECÍFICAS PARA EL DISEÑO.

3.1.1. PESO DEL VEHÍCULO

Este factor influencia primeramente todas las decisiones en lo que respecta a materiales y al diseño en general.

Se conoce que la fuerza que el conductor aplicará para incrementar la velocidad es proporcional al peso del mismo.

Como base de este estudio se puso en consideración diseños bases correspondientes a los records mundiales de esta categoría. Se observa que poseen cierto desarrollo tecnológico en el uso de materiales, específicamente fibra de carbono.

3.1.2. MANIOBRABILIDAD

Una de las pruebas a las que el vehículo se somete en la competencia es la de maniobrabilidad¹¹, en la cual el vehículo es probado para un radio de curvatura, de 3 metros. Si es vehículo, sin inconveniente puede maniobrar en estas condiciones tendrá una puntuación adicional a favor.

¹¹ Rules HPVC Asme 2008

Este aspecto nos llevó a tomar decisiones importantes a la hora de seleccionar la alternativa de posición óptima del conductor siendo este un parámetro importante en el desarrollo.

3.1.3. POSICIÓN DEL CONDUCTOR

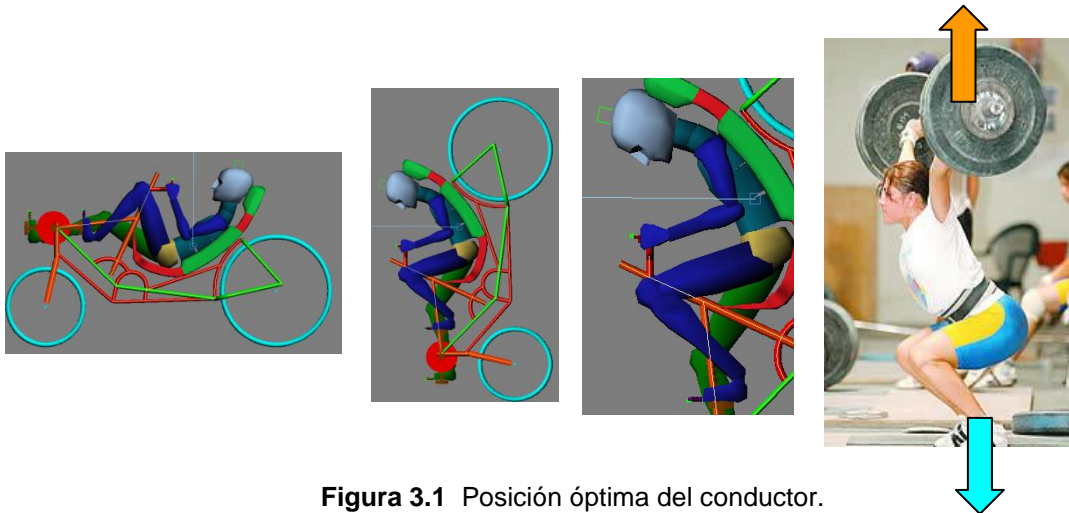


Figura 3.1 Posición óptima del conductor.

Como vemos en la figura 3.1, el conductor se encuentra en la posición en la que un pesista utilizaría sus piernas para impulsarse y elevar carga sobre su cabeza.

En nuestro vehículo, el conductor tiene la espalda fija y cómodamente asentada. EL único trabajo que ha de realizar está en sus piernas. He ahí la ventaja enorme en cuando a preservar intacto el resto de miembros del cuerpo. Este parámetro se influencia con la visibilidad y la altura del vehículo la cual debe no incrementarse a fin de mantener área frontal reducida.

3.1.4. ÁREA FRONTAL

El lo que respecta a la aerodinámica, el área frontal es función directa del comportamiento a la resistencia del aire, mientras más reducida sea esta, el vehículo necesitará menos potencia para incrementar la velocidad por parte del conductor.

3.1.5. SEGURIDAD DEL CONDUCTOR

Este aspecto debe siempre estar inmerso en el diseño de vehículos de cualquier tipo, sobremanera cuando se pretende alcanzar considerables velocidades

Nuestro vehículo será más seguro que los otros vehículos debido a que se considerará que en un impacto frontal a alta velocidad, primero deberán fallar los elementos estructurales y motrices delanteros, luego el primer miembro que absorberá el impacto será las piernas, ello reduce el riesgo en la parte superior y columna vertebral. Se diseñará preferentemente de manera que la estructura absorba la mayoría de la energía en el impacto.

3.1.6. COMODIDAD

El desempeño óptimo del conductor depende de una posición cómoda a fin de que pueda hacer uso de sus mejores atributos físicos a la hora de competir.

Este vehículo posee la particularidad de prestarse para una posición más relajante sin tener ninguna afectación secundaria.

El cansancio que naturalmente debe sentirse será el de las piernas que obviamente son las que trabajan. Ningún otro miembro será afectado ni sometido a tensión.

El diseño de este vehículo permitirá que el conductor adopte la postura: más cómoda, natural y eficaz posible. El área de apoyo fija correctamente alrededor del 50% del cuerpo de manera firme.

Una visión correcta permitirá una mejor maniobrabilidad. Existen modelos en los que el conductor debe utilizar pantallas para mejorar su visibilidad, no obstante sabemos que una pantalla con una correcta resolución no nos mostrarán los 180° de visión que se alcanzará con nuestro diseño.

3.1.7. POSICIÓN MÁS BAJA Y ESTABLE

En nuestro vehículo consideraremos una posición baja, por lo tanto su centro de gravedad estará menos alejado del piso. Si el conductor vuelca y se precipita, lo hará de una altura menor.

3.1.8. VELOCIDAD

Nuestro vehículo alcanzará velocidades superiores considerando una transmisión de potencia adecuada en la que se transmitirá a través de dos cadenas cinemáticas el movimiento. Se buscará una configuración óptima para el número de platos y piñones que formarán parte del sistema de tracción del vehículo. Este nuevo sistema de transmisión de doble etapa permite transferir mayor energía a la rueda posterior. Cabe recalcar que la posición del conductor es óptima para la aplicación de la fuerza con la reducción del impacto del esfuerzo sobre los miembros del mismo.

3.1.9. MATERIALES

Este aspecto se analiza en todo momento buscando un peso más reducido para el vehículo a fin de disminuir la potencia que el conductor deberá generar al incrementar la velocidad. Para ello estudiaremos posteriormente algunas propiedades con las cuales se puede elegir de manera correcta los materiales que conformarán nuestro vehículo.

3.1.10. GEOMETRÍA

Es importante desarrollar una geometría que primero optimice el proceso constructivo y el consumo de material en lo que respecta al cuadro. Los componentes que se elegirán muchos ya están estandarizados con geometrías acordes al fin de intervenir de manera correcta con la aerodinámica; sin embargo la geometría también se estudia en la protección aerodinámica en donde es de vital importancia para lograr mejorar el desempeño del vehículo en interacción con el fluido denominado aire.

3.2. ALTERNATIVAS DE CONSTRUCCIÓN.

Existen hasta la actualidad modelos que han estado vigentes en las competencias desde hace cerca de veinte años.

Estos modelos han sido catalogados y considerados dentro de las competencias con sus características y ventajas específicas. Así existe un número considerable de variantes a este tipo de vehículos. A continuación

citaremos las posibilidades existentes así como sus características más destacadas según el gran aporte de la Publicación Scientific American de diciembre de 1983.

Existen cuatro Principales grupos de vehículos que engloba a todos los modelos existentes. Así tenemos:

Bicicletas Standard

Modelos Improvisados

Records de velocidad

Modelos de Pruebas de límites teóricos

A manera informativa, conocerán los modelos de bicicletas standard, los mismos que fueron algún día base y han servido para homologar ciertos criterios en vehículos reclinados.

a) Bicicletas Standard

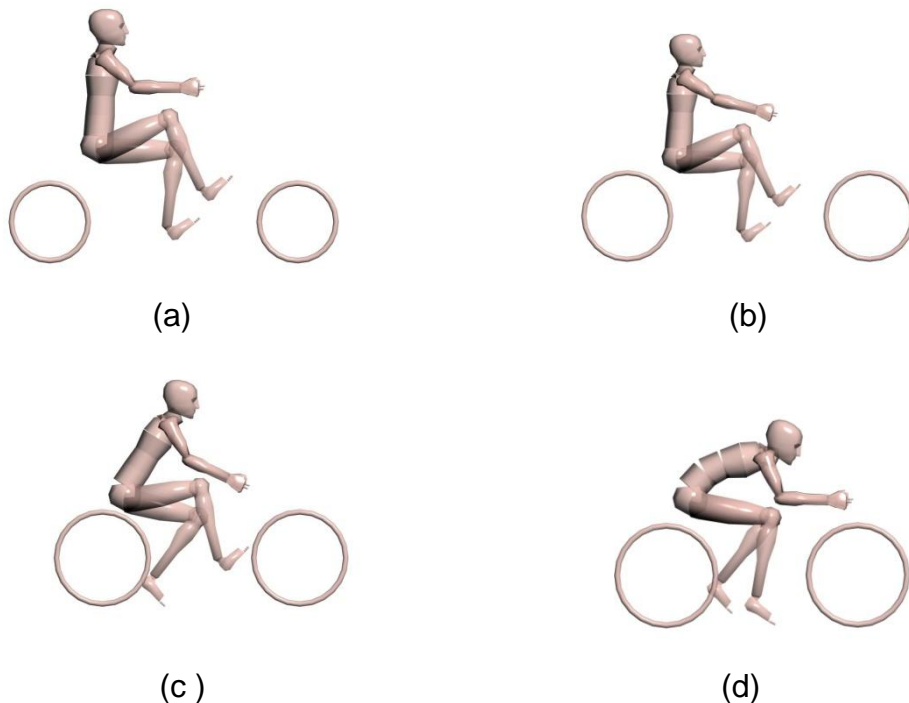


Figura 3.2 Modelos de bicicletas standard

Los tipos respectivos a la figura 3.2 son: (a) BMX (Youth off-road racer); (b) European Upright Commuter; (c) Touring (Arms straight); (d) Racing (Fully crouched)

Estos tipos, como se aprecian visualmente, marcan sus diferencias en función del diámetro de sus ruedas y de la ubicación de la misma. También la posición del ciclista varía según los anteriores parámetros.

Sus características técnicas se pueden apreciar en el cuadro anexo denominado clasificación de vehículos impulsado por fuerza humana.

b) Modelos Improvisados

Estos modelos han sido construidos para pruebas y están sujetos a variaciones en aplicación. Varían en el diámetro de sus ruedas y disposición de los mecanismos. Ya poseen carenados aerodinámicos. Estos modelos son utilizados en centros de atracción como en parques en algunos países de Europa. Algunos de ellos todavía compiten por el primer lugar en el Human Power Vehicle Challenge en Estados Unidos anualmente.

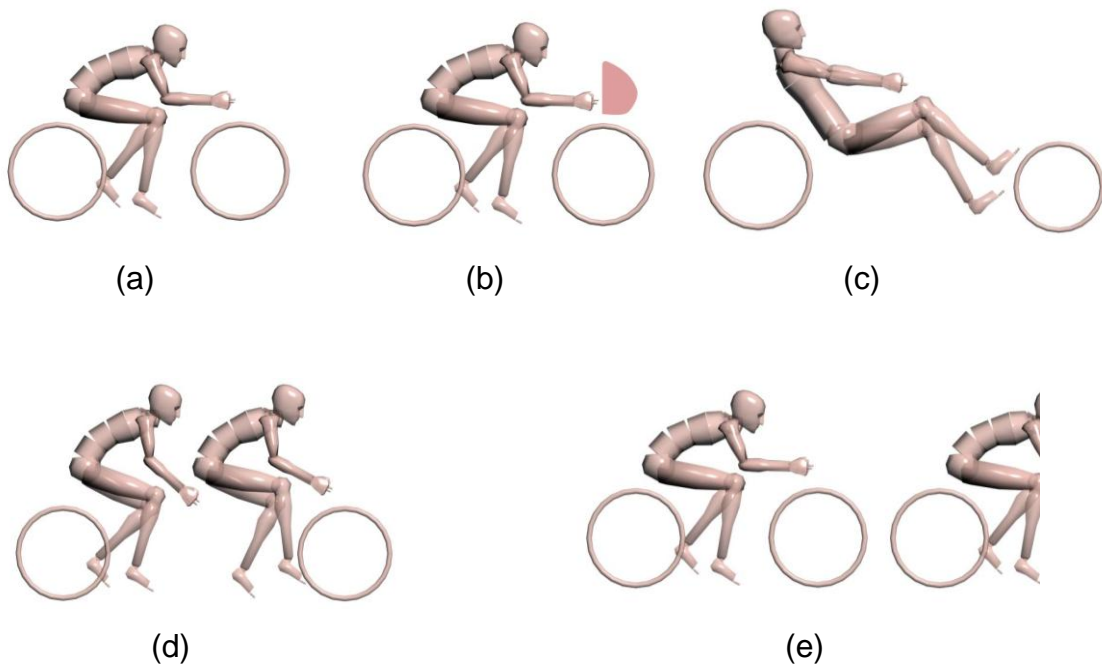


Figura 3.3 Modelos Improvisados

Los modelos que se exponen dentro de este grupo son: (a) Aerodynamic Components (Fully Crouched); (b) Partial fairing (Zipper, crouched); (c) Recumbent (Easy Racer); (d) Tandem; (e) Drafting (closely following another bicycle). Sus características técnicas se puede apreciar en el cuadro anexo denominado Clasificación de vehículos impulsado por fuerza humana.

c) Records Mundiales

Se ha incluido en esta categoría a los vehículos que por su gran desempeño han dejado huella a través del tiempo. Estos vehículos ya poseen criterios más sofisticados de ingeniería que incluyen pruebas en túneles de viento y una gran investigación de campo.

En la figura 3.4. tenemos los siguientes modelos: (a) Blue bell (two wheels, one rider); (b) Kyle (two wheels, two riders); (c) Vector single (Three wheels); (d) Vector Tandem (Three wheels)

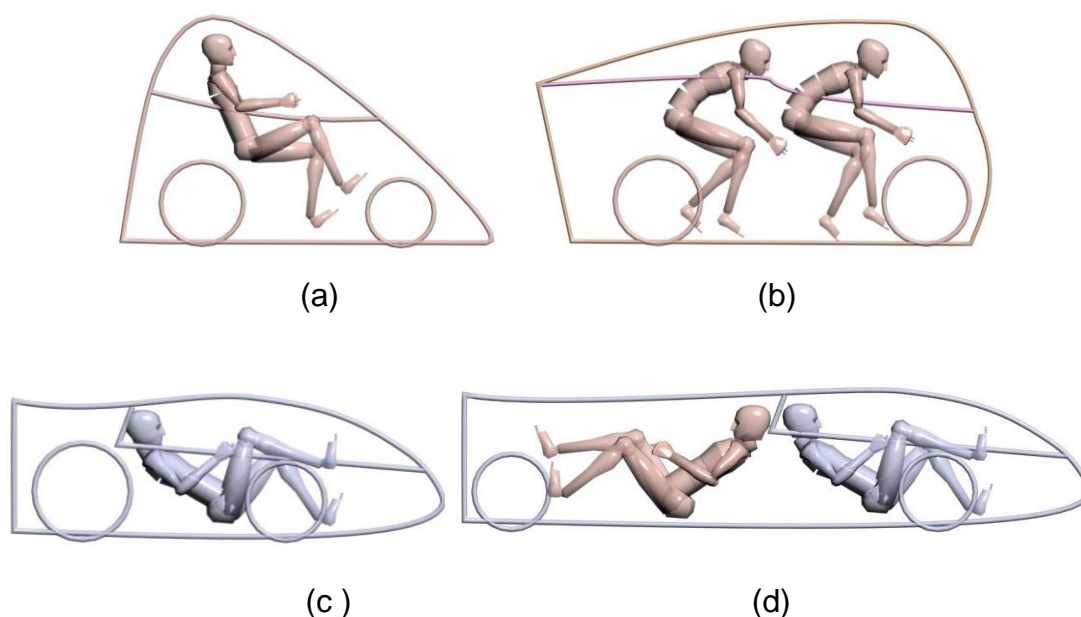


Figura 3.4 Records Mundiales

Estos modelos difieren en el número de conductor, que por ahora pueden ser dos, la forma de su carenado varía según la disposición, también varían diámetros de ruedas. Sus características técnicas se pueden apreciar en el

Cuadro Anexo denominado Clasificación de Vehículos impulsado por fuerza humana.

A lo largo de los últimos veinte años las categorías que han predominado obteniendo el record mundial en velocidad es el modelo Vector Single, y dentro del mismo grupo es Blue Bell quien admite mayor grado de maniobrabilidad, Estos dos modelos se observan por separado en la figura 3.5

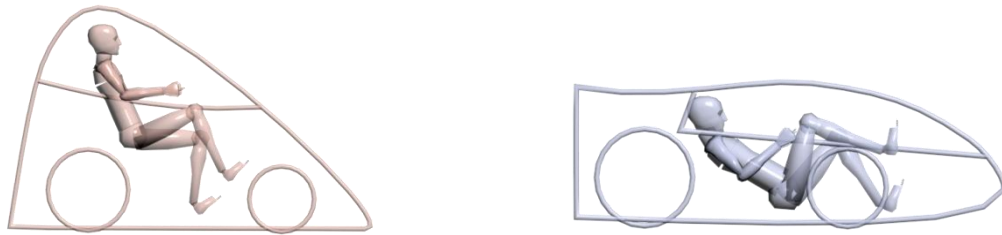


Figura.3.5 Modelos base para realizar el nuevo diseño.

Blue Bell, posee excelentes características de maniobrabilidad. La rueda delantera puede girar sin inconveniente, esto nos permite un uso más adecuado en lugares donde existen pequeños radios de curvatura.

Vector single por su óptima disposición aerodinámica y su reducida área frontal, permite alcanzar velocidades superiores a los 130 Km/h en la actualidad. La rueda delantera no puede curvar al hallarse entre las extremidades inferiores.

3.3. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.

A lo largo del desarrollo de este proyecto, hemos encontrado relaciones que pueden ser analizadas en la elección del modelo, geometría y materiales a utilizarse.

3.3.1. MODELO

Nuestro modelo nace de la fusión de las mejores características de dos categorías, Vector single y Blue bell (figura 3.6).

Se optimiza aun más la posición del conductor en Blue Bell, mientras que se procura conservar las características de disposición de Vector Single.

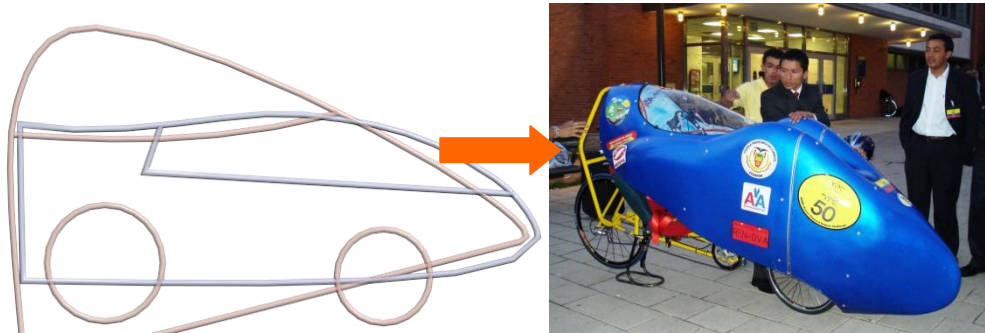


Figura.3.6 Fusión de modelos anteriores, modelo único en su tipo.

Tabla 3.1 Matriz de decisión

Parámetro de Diseño	Blue Bell	Single Vector	Fusión
Peso del vehículo	2	6	5
Maniobrabilidad	9	4	7
Posición del conductor	8	5	7
Visibilidad	7	2	6
Estabilidad	7	2	6
Tecnología	6	9	8
Area frontal	5	10	7
Costo	6	10	8
Totales	50	48	54
Alternativa elegida	Fusión		

Se procedió a la realización de una matriz de decisión (tabla 3.1) que permitió elegir la mejor alternativa, se valoró sobre 10 como excelente, 5 valor intermedio y 1 como deficiente. En función de esta evaluación se optó por fusionar los modelos.

La fusión que se realizó permite los siguientes beneficios:

Se conservó el coeficiente de arrastre $C_d=0.11$ perteneciente a Single Vector, es decir permite mejor comportamiento frente a la fuerza de resistencia del aire Posee Excelente maniobrabilidad en una Área frontal reducida.

La posición del piloto permite perfecta visibilidad en comparación con Single Vector.

Un modelo Atractivo y un ángulo de ataque óptimo para aumentar la sustentación.

Radio de curvatura de 3 metros.

3.3.2. CUADRO

Material del cuadro

En el Mercado nacional existen varias posibilidades de materiales metálicos y no metálicos. Se resume los materiales más adecuados para esta aplicación.

Tabla 3.2 Propiedades mecánicas de posibles materiales

Materiales posibles	ρ Kg/m³	Sy MPa	E GPa	Elongación %
Aceros	7850	250	196	20
Aleaciones de aluminio	2700	97	70	18
Aleaciones de titanio	4510	240	107	30
Aleaciones de magnesio (extruido)	1740	276	45	***
Fibras de carbono	1750	5650	1000	***

En la tabla 3.2 se tiene las propiedades mecánicas de los materiales que pueden servirnos para la construcción del cuadro. Como observamos, Si bien el Aluminio posee un peso reducido, necesita mayor sección para alcanzar una adecuada resistencia a la fluencia y rigidez, mientras que la aleación de titanio con la mitad de la densidad del acero posee casi la misma resistencia, este podría ser elegido el material adecuado, sin embargo hay más factores que se analizan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3 Propiedades tecnológicas y costo

Materiales posibles	Soldabilidad	Extrusionabilidad	Maquinabilidad	Costo
Aceros	Excelente	Buena	Buena	Bajo
Aleaciones de aluminio	Buena	Excelente	Excelente	Medio
Aleaciones de titanio	Mala	Buena	Buena	Alto
Aleaciones de magnesio	Buena	Buena	Buena	Alto
Fibras de carbono	**	**	**	Muy Alto

En la tabla 3.3, se comparan aspectos como la soldabilidad, extrusionabilidad y costo, estos parámetros se abordan en función de que forman parte de procesos a los que tenemos acceso en los talleres del laboratorio de Maquinas y herramientas de la ESPE.




Como vemos el titanio representa una opción óptima para aplicarla en nuestro diseño. De acuerdo al rápido análisis se tienen dos posibilidades opuestas. Por resistencia, facilidad de maquinado y soldabilidad, módulo elástico y costo es ACERO, pero por resistencia y bajo peso es la FIBRA DE CARBONO. Por las posibilidades tecnológicas y presupuestarias para este proyecto se usa ACERO como material, aunque si existe la opción de utilizar los otros mencionados

Alternativas de cuadro

Las alternativas de cuadro presentadas son diseños que han sido desarrollados con el tiempo, diseños de nuestra exclusividad. La trayectoria que se lleva en este campo investigativo, nos arroja criterios que se han implementado en los modelos construidos, los cuales se han probado en competencias así como en ensayos respectivos. En función de esta experiencia y con ayuda del software de diseño mecánico SolidWorks, hemos evaluado la resistencia y rigidez. El

uso de esta herramienta ayuda a probar varias posibilidades geométricas y de carga.

Tabla 3.4. Modelos de cuadros construidos y probados

Modelo de marco	Ventajas	Desventajas
	<ul style="list-style-type: none"> Bajo peso Construcción sencilla Poca altura Estable altas velocidades 	<ul style="list-style-type: none"> Sensible a la deformación Inestabilidad en baja velocidad
	<ul style="list-style-type: none"> Mayor resistencia Mejor rigidez lateral Mejor estabilidad Mejor maniobrabilidad 	<ul style="list-style-type: none"> Construcción compleja Mayor peso Mayor altura
	<ul style="list-style-type: none"> Mejor resistencia Mejor maniobrabilidad Material optimizado Bajo Peso Altura media Menor longitud 	<ul style="list-style-type: none"> No determinados

En la tabla 3.4, se presenta tres modelos y se hace referencia a sus ventajas y desventajas, cabe recalcar que la primera opción fue construida con aluminio, esta es la razón de su bajo peso; para la segunda opción se considera el acero como material constitutivo; la tercera opción se construye con acero y presenta un modelo optimizado, compacto y de elevada resistencia. Según las pruebas realizadas, las desventajas aun no se han hecho evidentes a excepción del peso que obviamente se podría mejorar con el tipo de material.

Debido a la resistencia y facilidad de manufactura, estructura óptima que involucra menor cantidad de material, elegimos la tercera opción en vista de que reduciría inclusive el costo en procesos constructivos.

3.3.3. CARENADO

Material del carenado

Se han planteado varias soluciones al inconveniente del peso en la protección aerodinámica del vehículo, de la misma manera hemos construido algunas geometrías de las cuales podremos seleccionar la más adecuada. Cabe considerar que los materiales algunos tiene una maleabilidad superior que otros, y ello también se tomará en cuenta entre otros aspectos. Se cita a continuación los materiales que permiten ser opciones apropiadas para la construcción de nuestro elemento aerodinámico.

a) Fibra de Vidrio

En la tabla 3.5, observaremos las propiedades mecánicas que estos tipos de fibras ofrecen en sus 5 grupos más característicos. Se analizan los parámetros de tenacidad, elongación y resistencia a tracción, con cuyos valores procederemos a la selección pertinente.

Tabla 3.5 Tipos y propiedades mecánicas de la fibra de vidrio

FIBRA DE VIDRIO			
TIPO	TENACIDAD	FUERZA A TRACCIÓN	ELONGACIÓN
	(N/tex)	(Mpa)	(%)
E	1.3	3400	4.5
R	1.74	4400	5.2
D	1.17	2500	4.5
AR	s/n	3000-3500	4.3
C	1.24	3100	4

En el desempeño del vehículo, este puede ser afectado por un volcado que producirá en una fuerza lateral que deformará el carenado en su parte abierta.

De este modo el parámetro elongación será seleccionado convenientemente, se ve que en la tabla 3.5, el tipo R de fibra de vidrio goza de esta característica con un valor de 5.2 %. La tenacidad se debe tomar en cuenta en el momento del impacto, por lo que se preferirá un mayor valor de igual manera. Para el

efecto, el material tipo R al parecer complementa su beneficio con un valor de 1.74. Sin duda este material puede ser el conveniente. No existe dificultad de encontrar este material en el medio nacional así que se podría considerar dentro de las opciones importantes a elegir.

Respecto del peso, sabemos que mientras más capas posea este material, mayor será en consumo de resina de poliéster y con ello el peso incrementará.

Geometría del Carenado

Se posee una variedad de opciones que se han utilizado a lo largo de la historia en competencias, los cuales integran el grupo de records de velocidad citados en el apartado anterior.

Sin embargo dentro de la selección y dentro del mismo grupo, se optó por considerar la fusión de modelos que permitan integrar las características de velocidad y maniobrabilidad. Sin embargo se tomará una perspectiva de cada modelo que ha estado vigente entre los records del mundo.

CAPITULO 4

DISEÑO DE PARTES

En la tabla 4.1 se detallan las características que gobernarán el diseño.

Tabla 4.1 Características para el diseño de partes

Característica	Descripción
Peso reducido	Reducir la cantidad de energía necesaria al impulsar el vehículo
Resistencia	Soportar los esfuerzos en el material
Rigidez	Controlar deformaciones, asegura alineamiento elementos de transmisión
Ventaja mecánica en el pedaleo	Factor que multiplica la fuerza del conductor
Seguridad	Cuidar de la integridad del conductor y transeúntes
Costo reducido	Para que sea económicamente aceptado
Radio de curvatura	Capacidad de girar en U en un radio de 6m
Peso vehículo	25 Kg
Peso Conductor	65 Kg
Longitud máxima	2500mm
Ancho máximo	700 mm

DESCRIPCION DE LAS PARTES

Al vehículo se le ha dividido en las partes mostradas en la tabla 4.2 y figura 4.1:

Tabla 4.2 Partes del vehículo a diseñarse

Sistema	Descripción
Marco	Estructura que soporta todos los componentes y al conductor. Debe soportar los esfuerzos y deformaciones
Mecanismo y transmisión	Mecanismo que convierte la fuerza de empuje del conductor en movimiento rotacional de la rueda impulsora
Carenado	Superficie que reduce la fuerza de fricción del aire

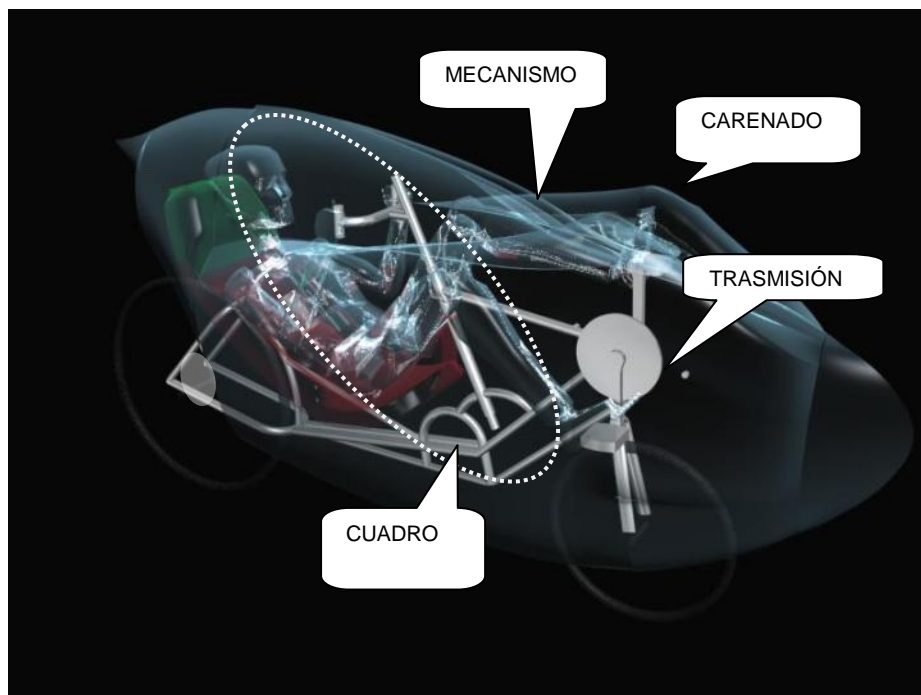


Figura 4.1 Componentes principales del vehículo

4.1. CUADRO DEL VEHÍCULO

4.1.1. GEOMETRÍA.

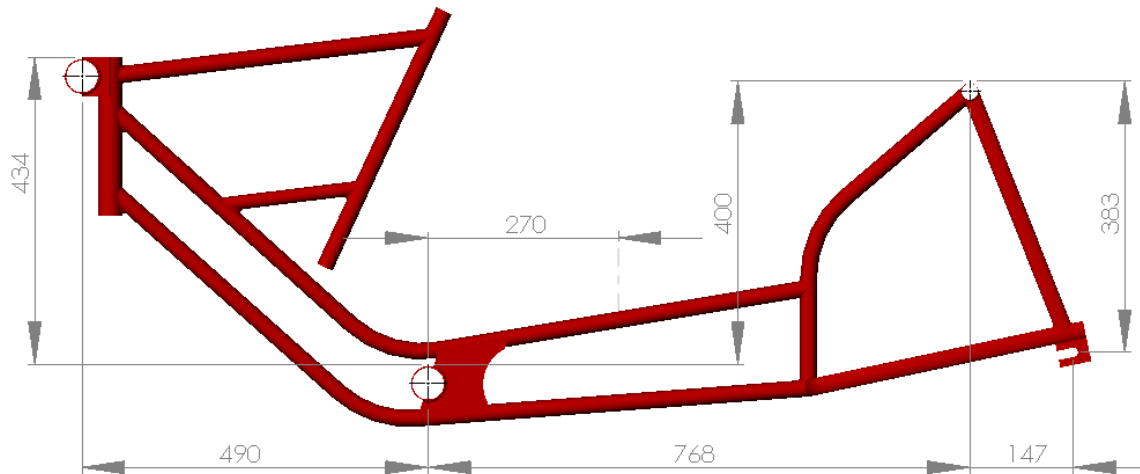


Figura 4.2 Geometría del vehículo

4.1.2. ANÁLISIS DE CARGAS

El análisis del cuadro es estático pero se aplica el criterio de "cargas estáticas equivalentes" mencionado en el ítem 2.8.5. Las cargas externas son la fuerza del conductor sobre el pedal (obtenida en las pruebas de laboratorio, se indica en el ítem 5.1.2 como capacidad de empuje del conductor) y la reacción que provoca sobre el espaldar del asiento. Se estima que en la dirección horizontal llega a su valor máximo. Las otras cargas son el peso del conductor y del carenado incrementado en 75% del peso real por criterio indicado. Se ha omitido la carga de viento.

La tabla 4.3 resume las cargas, reacciones y resultantes internas de importancia que actúan en el chasis.

Tabla 4.3 Cargas y reacciones sobre el cuadro

Símbolo	Denominación	Valor	Unidad
F	Fuerza máxima en el pedal	1800	N
W	Peso del conductor y carenado	1200	N
T1	Tensión de la cadena primera etapa	A determinar	N
T2	Tensión de la cadena segunda etapa	A determinar	N
Ra	Reacción en el punto A	A determinar	N
Rd	Reacción en el punto B	A determinar	N
Fr	Fuerza de las ruedas contra el piso	A determinar	N

VISTA LATERAL

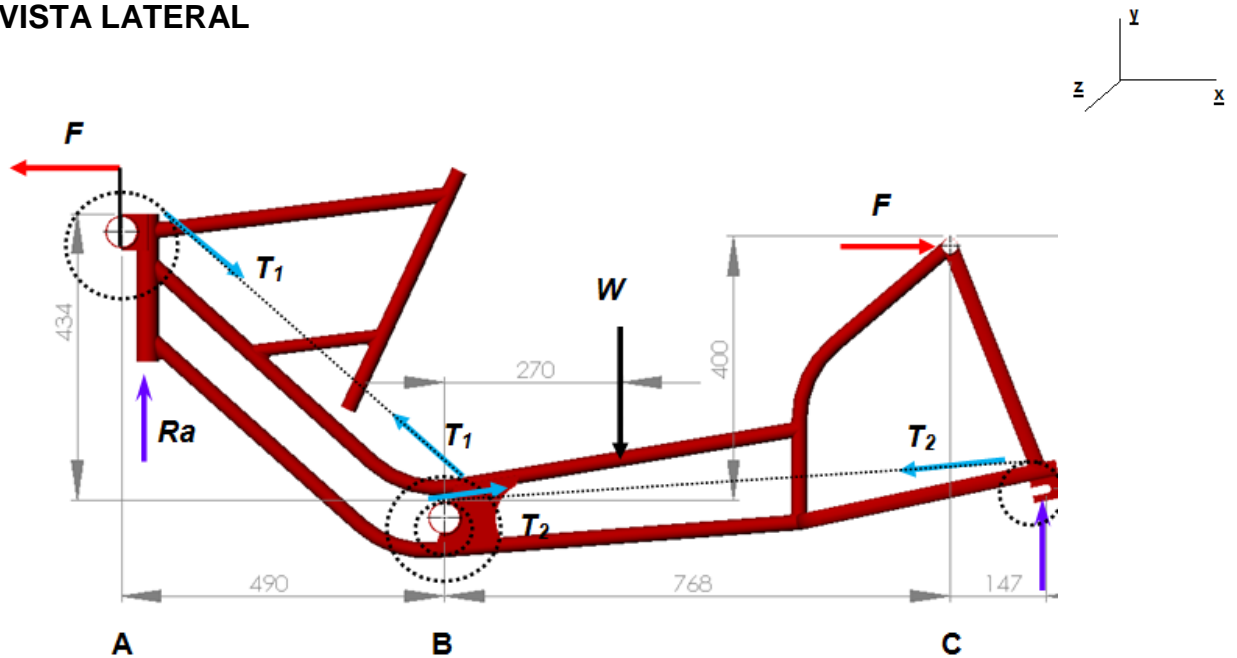


Figura 4.3 Diagrama de cuerpo libre del cuadro, plano x-y

Tabla 4.4 Reacciones principales

$\sum(MD)_z=0$ $1800(517)-$ $R_a(1440)+1200(645)-$ $1800(383)=0$ $R_a=705N$	$\sum F_y=0$ $705-1200+R_d=0$ $R_d=495N$
---	--

Vista superior

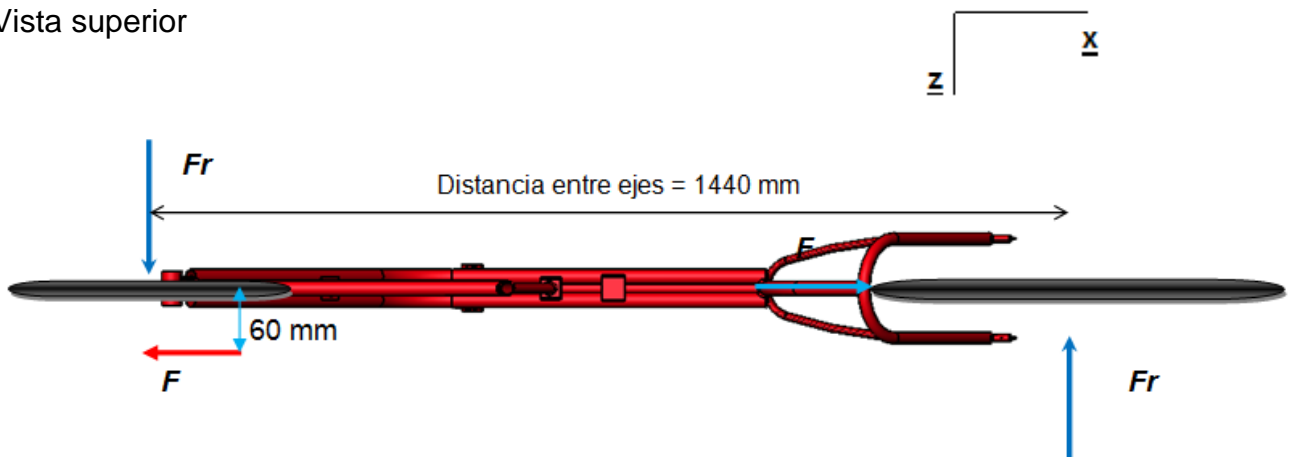


Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre del cuadro, plano x-z

Tabla 4.5 Reacción sobre las ruedas

$\sum(MD)_y=0$ $1800(60)-F_r(1440)$ $F_r=75N$

Tensiones en las cadenas

Rueda A

$$\tan \alpha = \frac{434}{490}$$

$$\alpha = 42^\circ$$

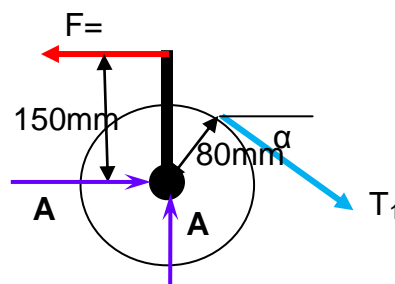


Figura 4.5 Diagrama de cuerpo libre del plato principal

Tabla 4.6 Tensión en las cadena

$\sum(MA)_z=0$	$\sum F_x=0$	$\sum F_y=0$
$1800(150)-T_1(80)=0$	$-1800+Ax+3375\cos\alpha=0$	$A_y-3375\sin\alpha=0$
$T_1=3375N$	$A_x=-727N$	$A_y=2238N$

$$A = \sqrt{727^2 + (-2238)^2}$$

$$A = 2353N$$

Rueda B

$$\tan\beta = \frac{17}{915}$$

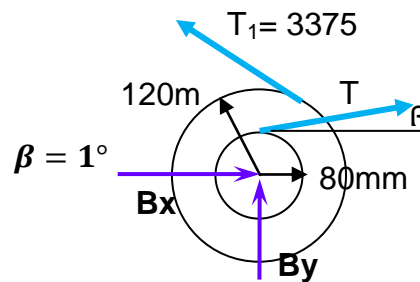


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre del plato central

Tabla 4.7 Reacciones en el eje central

$\sum(MB)_z=0$	$\sum F_x=0$	$\sum F_y=0$
$3375(120)-T_2(80)=0$	-	$3375\sin\alpha+By+5063\sin\beta=0$
$T_2=5063N$	$3375\cos\alpha+B_x+5063\cos\beta=0$	$By=-2347N$
	$B_x=-2554N$	

$$B = \sqrt{(-2554)^2 + (-2347)^2}$$

$$B = 3469N$$

4.1.3. ESFUERZOS Y DEFORMACIONES, VALIDADOS CON SOFTWARE: SIMULACIÓN Y ANÁLISIS COMPUTARIZADO DE RESISTENCIA DEL CUADRO CON EL PROGRAMA “COSMOS WORKS 2008”

Los datos obtenidos en el análisis de cargas del ítem 0 se aplican y con ayuda del programa de simulación se procede a comprobar si el diseño es o no adecuado.

En la tabla 4.8 se resume el diseño obtenido en el programa CosmosWokrs para: esfuerzo de Von Mises, desplazamientos estáticos y deformación unitaria presenta.

Tabla 4.8 Resumen de diseño en Cosmos Works

Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.266313 MPa	1136.7 MPa
Desplazamientos1	URES:Desplazamiento resultante	0 m	0.063892 m
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	3.98647e-006	0.00795202

En la figura siguiente se aprecia con flechas de color verde el empotramiento al que está sometido el marco del vehículo. Las flechas de color violeta indican la dirección de las cargas previamente calculadas que se aplican.

El mallado que se aplica es de lámina utilizando superficies, para unificar las características del cuadro.

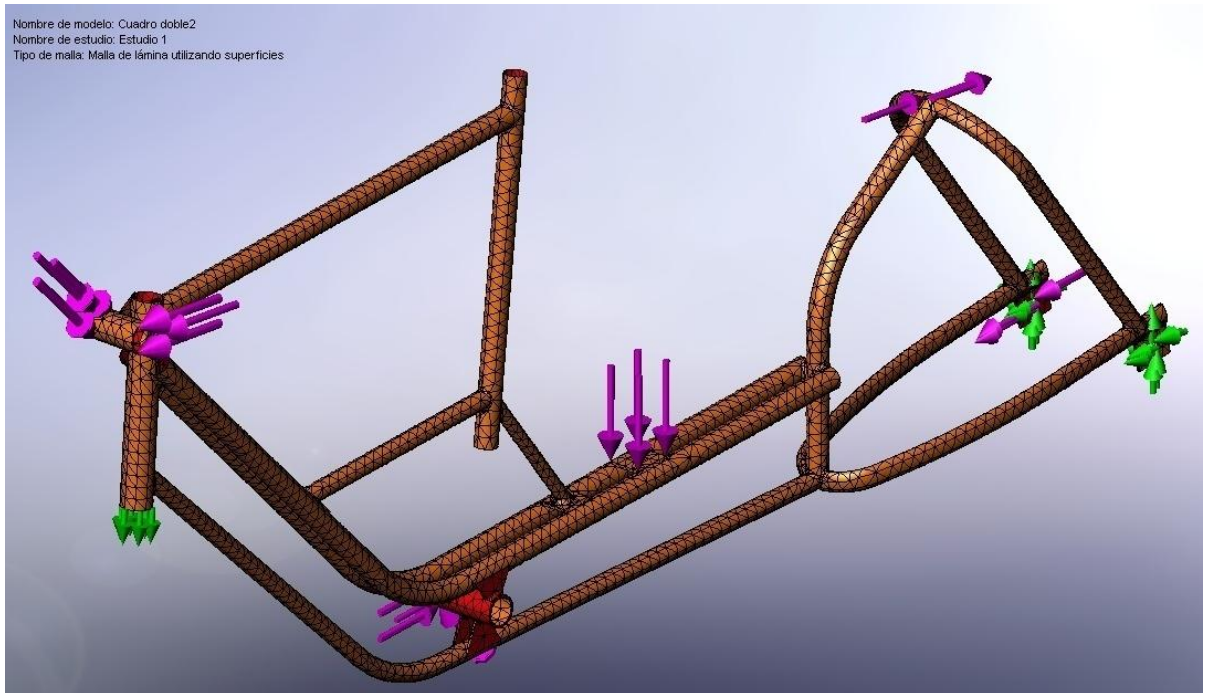


Figura 4.7 Mallado de lámina utilizando superficies

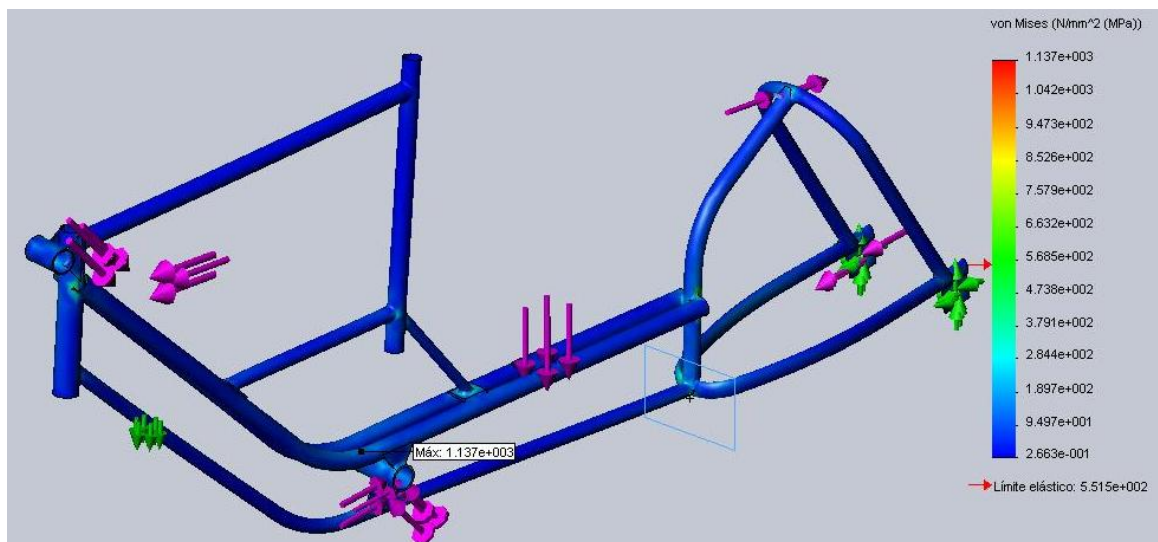


Figura 4.8 Esfuerzos de Von Mises

El valor del esfuerzo efectivo de Von Mises permite encontrar los valores de los factores de seguridad a los que están trabajando los elementos del vehículo, de la siguiente manera:

$$factor\ de\ seguridad = \frac{S_y}{esfuerzo\ efectivo\ de\ Von\ Mises} \quad (4.1)$$

El S_y del material utilizado para la simulación es 551,5 MPa.

Tabla 4.9 Cálculo de los factores de seguridad

Von Mises	factor de seguridad
1137	0,485048373
1042	0,529270633
947,3	0,582180935
852,6	0,646844945
757,9	0,727668558
663,2	0,831574186
568,5	0,970096746
473,8	1,163993246
379,1	1,454761277
284,4	1,939170183
189,7	2,907221929
94,97	5,807096978
26,63	20,70972587

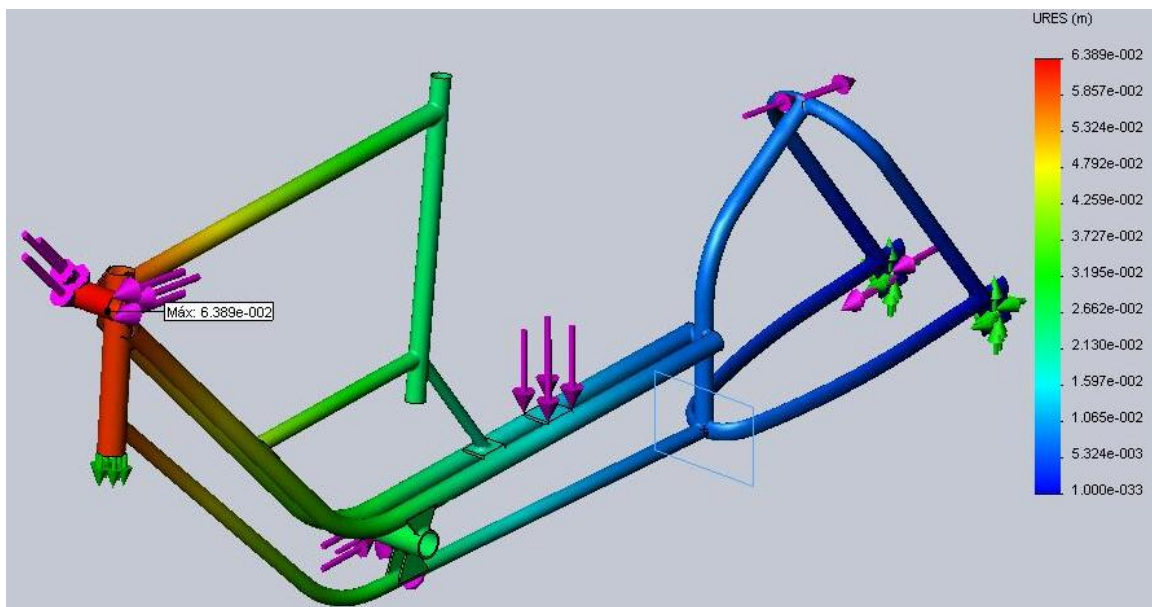


Figura 4.9 Desplazamiento estático

La deflexión máxima producida al aplicarse la carga es de 0,064 mm

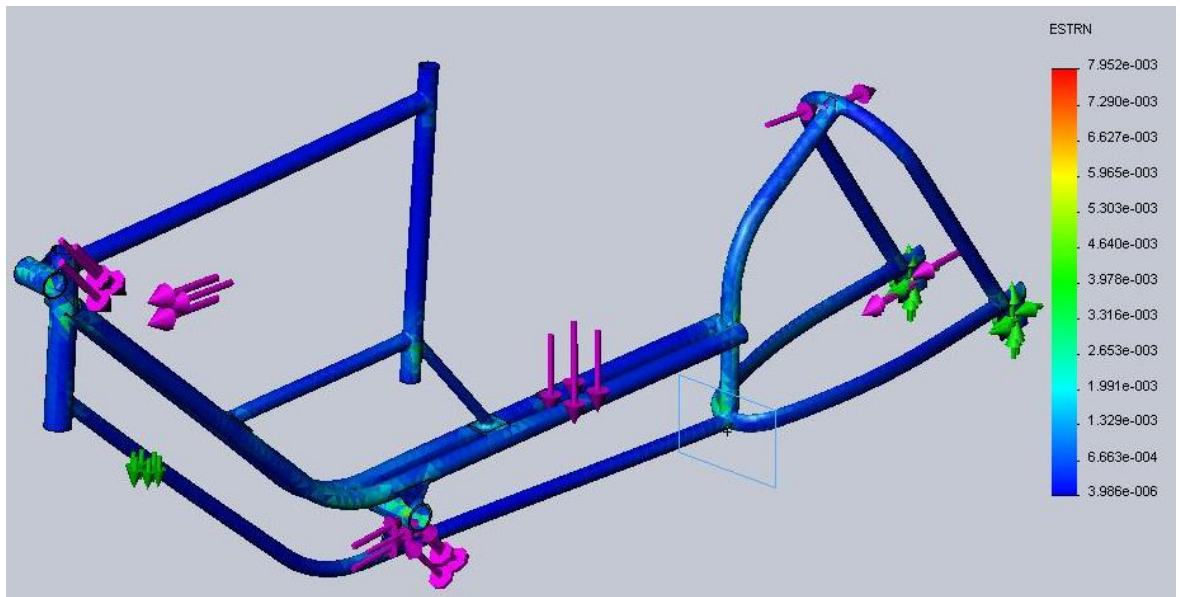


Figura 4.10 Deformación unitaria equivalente

4.2. MECANISMO

En base a la teoría desarrollada en el ítem **Error! Reference source not found.** Para el diseño del mecanismo del vehículo, se considera una estatura para el conductor de 1,70 m. En función de ese dato se tienen las medidas¹² de los huesos de las piernas para realizar el respectivo diseño. La forma de desempeñarse del mecanismo que se diseña es como un generación de movimiento

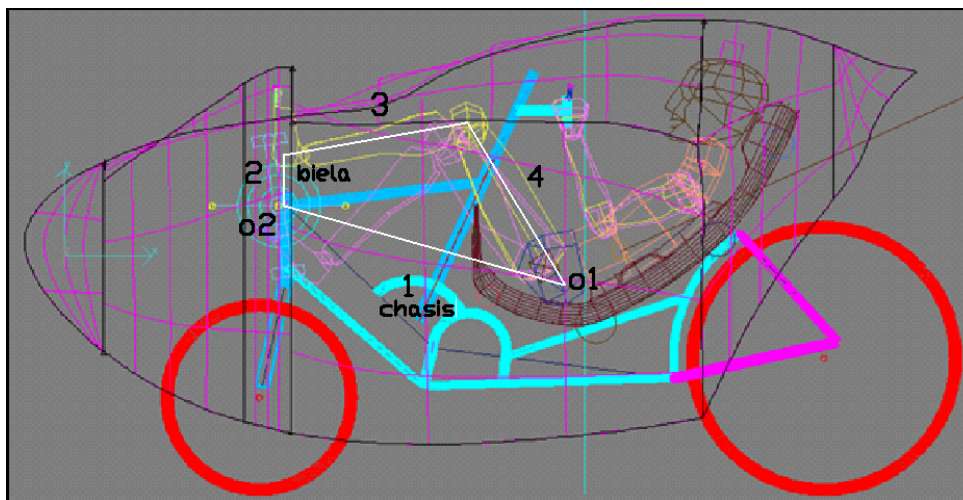


Figura 4.11 Mecanismo vehículo conductor

El cálculo de los grados de libertad se realiza en función de la teoría desarrollada en el ítem 0. Para el mecanismo compuesto de la biela, chasis y miembros inferiores del conductor como se aprecia en la figura 4.11, los grados de libertad serían: $n=4$, $f1=4$.

$$F = 3(4 - 1) - 2(4) = 1$$

¹² J. A. Gisbert Calabuig y E. Villanueva Cañadas. Medicina Legal y Toxicología. Reimpresión de sexta edición. Barcelona- España. Masson, S.A. 2005. Tabla94.3(de Manouvrier-Olivier), 1307p

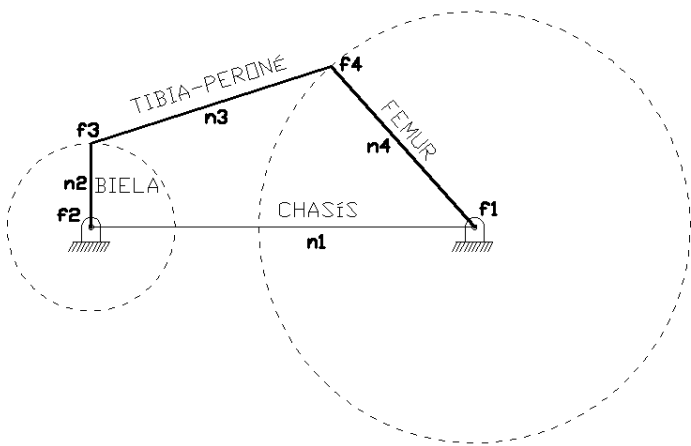
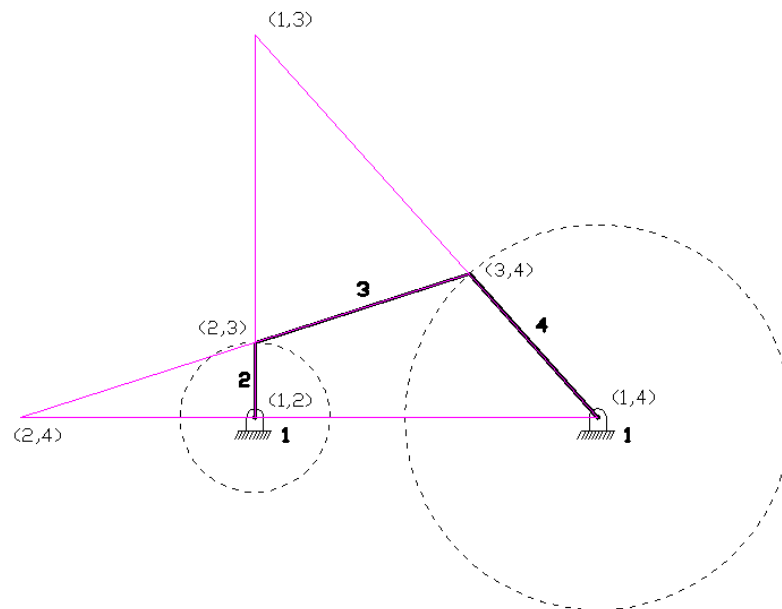


Figura 4.12 Grados de libertad del mecanismo vehículo-conductor

4.2.1. VENTAJA MECÁNICA DEL MECANISMO

En base de la teoría expuesta en el ítem 0, para el cálculo de la ventaja mecánica, se considera un mecanismo de cuatro barras, extraído del mecanismo manivela-oscilador del vehículo, de la siguiente manera:



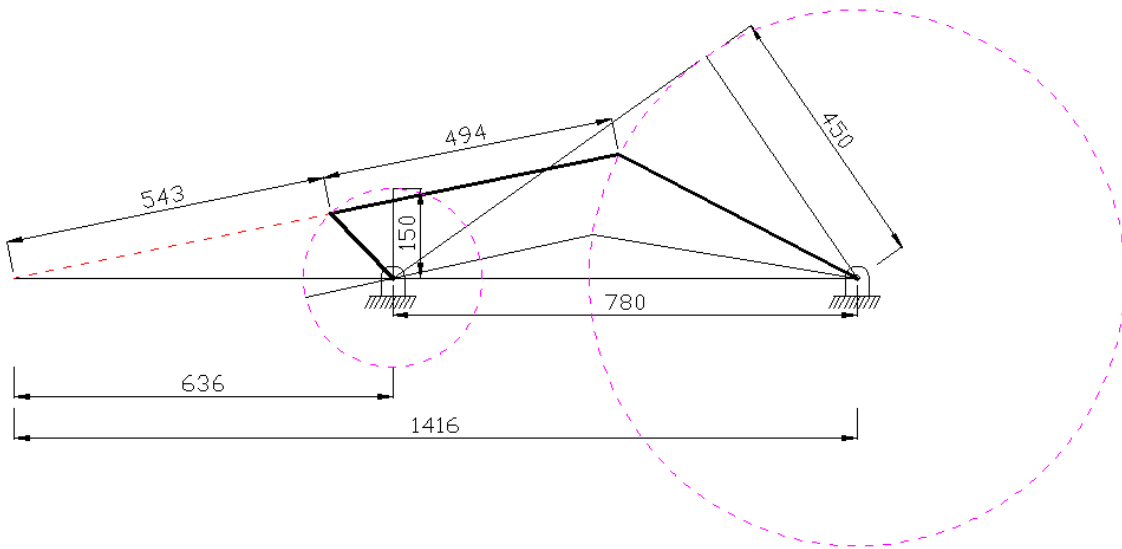


Figura 4.13 Ventaja mecánica

$$V.M. = \frac{r_{ent} \omega_{ent}}{r_{sal} \omega_{ent}}$$

$$V.M. = \frac{450 (1,2 - 2,4)}{150 (1,4 - 2,4)}$$

$$V.M. = \frac{450 (636)}{150 (1416)}$$

$$V.M. = 1,35$$

4.2.2. MECANISMO MANIVELA OSCILADOR

En base a la teoría expuesta en el ítem 2.7.2 se comprueba si el mecanismo tiene una rotación relativa continua, al aplicar la Ley de Grashof.

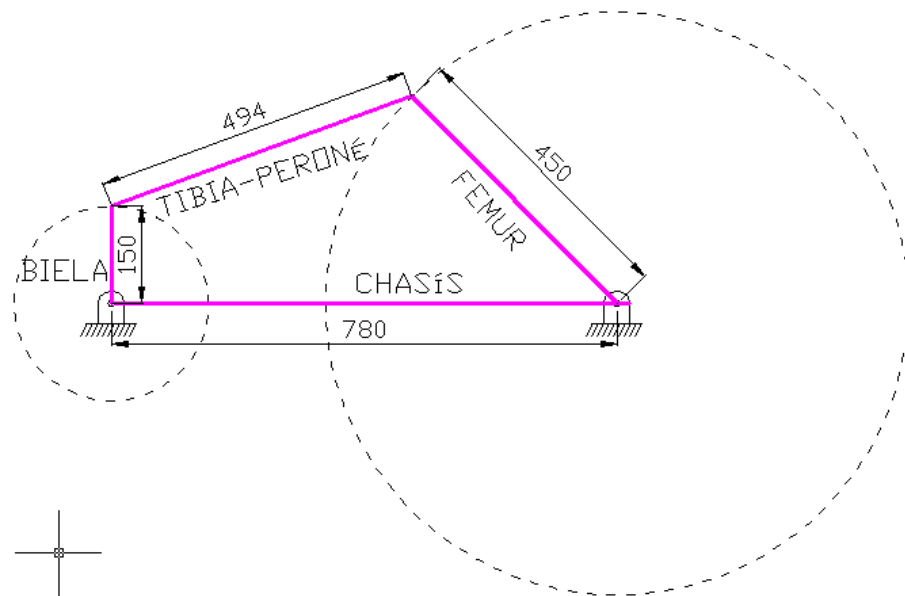


Figura 4.14 Comprobación de la ley de Grashof

$$\text{long CHASIS} + \text{long BIELA} < \text{long TIBIA} + \text{long FEMUR}$$

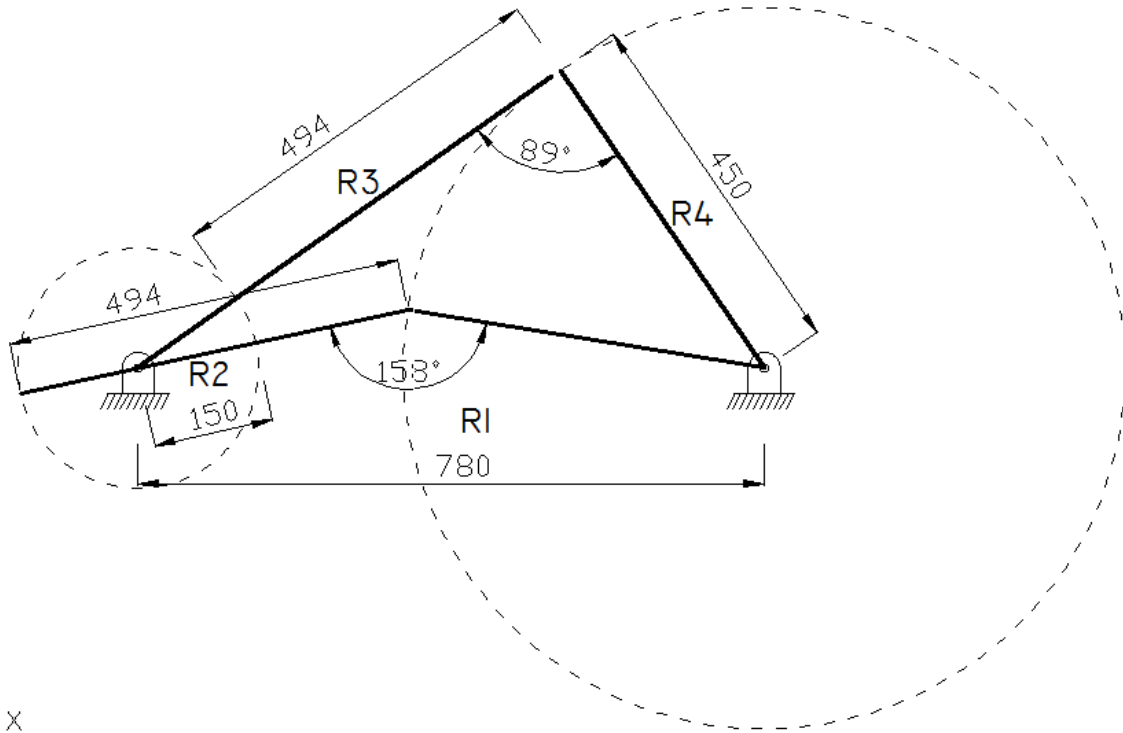
$$780 + 150 < 494 + 450$$

$$930 < 944$$

En el mecanismo conductor-vehículo existe una rotación continua.

4.2.3. ÁNGULO DE TRANSMISIÓN

Como indica la teoría en el ítem 0, el ángulo de transmisión es mayor que 30° , figura.4.15. Debido a esto se logra un movimiento de buena calidad e incluso mayor cuando se manejan velocidades elevadas.

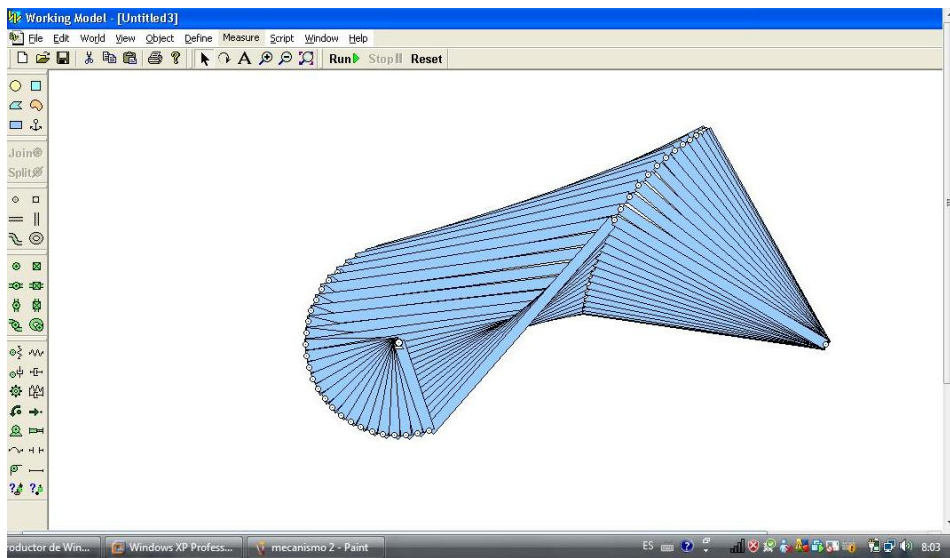
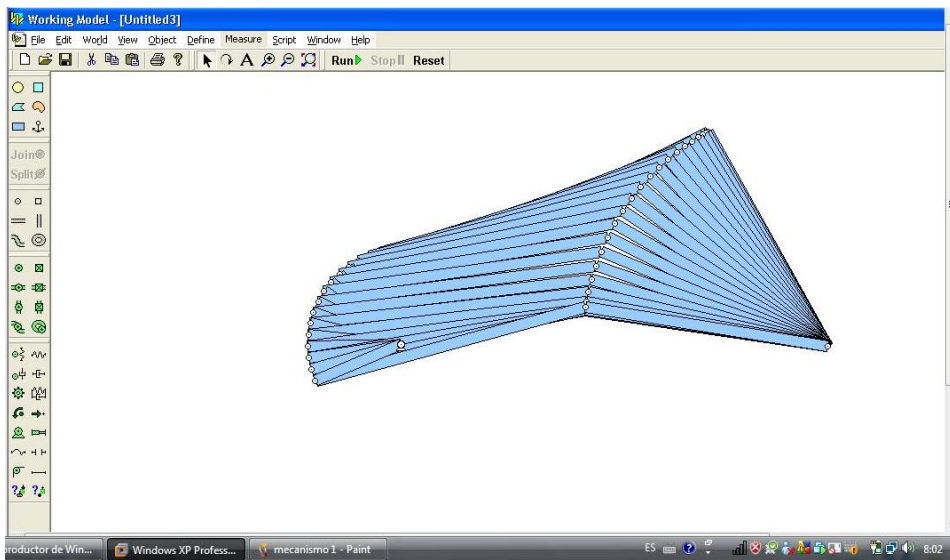
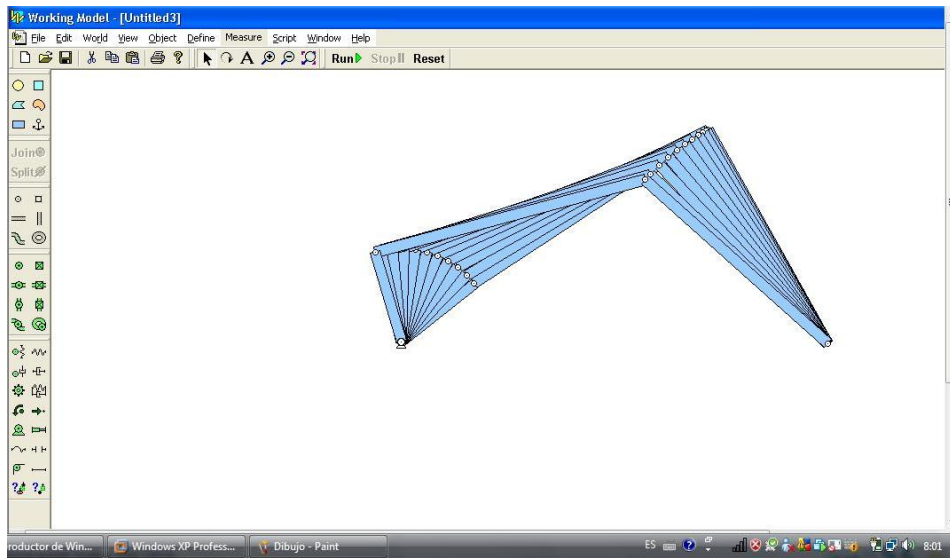


X

Figura 4.15 Ángulo mínimo de transmisión

4.2.4. SIMULACIÓN DEL MECANISMO

La simulación se realiza en el programa Working Model, y se determina un comportamiento dinámico continuo, como se aprecia en las figuras siguientes.



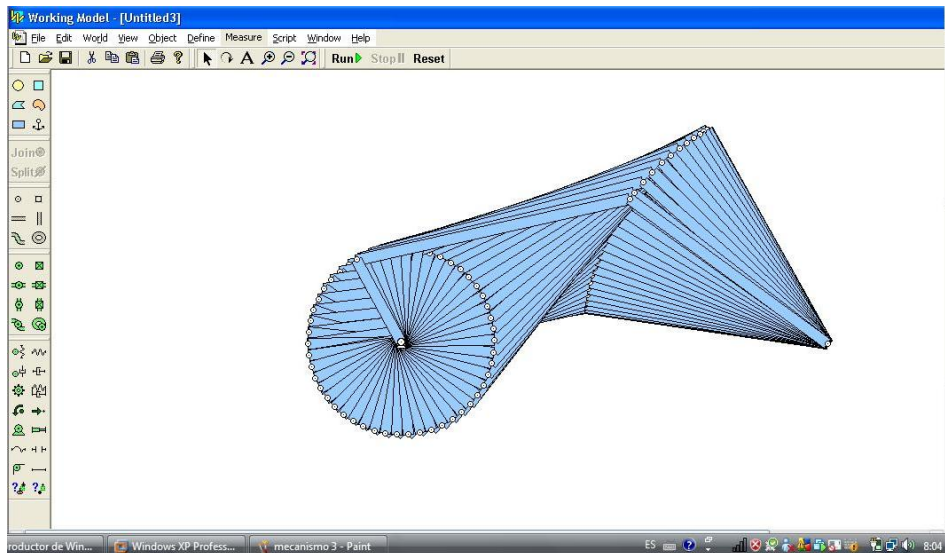


Figura 4.16 Funcionamiento del mecanismo en Working Model

4.3. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN

4.3.1. ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Para el sistema de transmisión se pueden emplear: engranes, bandas o cadenas. A continuación se exponen ventajas y desventajas de cada uno de los elementos mencionados con el fin de escoger la alternativa más adecuada para el vehículo, y en función de ello se plantea la matriz de decisión.

Engranes: Si en el vehículo se utiliza un eje de transmisión las ventajas serían:

Menos probabilidad de romperse o atascarse, problema que es común con la transmisión de cadena.

El uso de un sistema de engranajes permite un movimiento en el pedaleo constante y suave.

El conductor no se ensucia con la grasa de la cadena ni se lesiona.

Un rendimiento más constante. Como un dato particular, según la compañía Dynamic Bicycles proclama que una bicicleta con árbol de transmisión proporciona un 94% de eficiencia donde una bicicleta con transmisión por cadena ofrece entre un 75% y un 97% dependiendo de su estado.

Desventajas

Un eje de transmisión pesa más que un sistema de cadena, normalmente entre medio y un kilogramo más.

Con un mantenimiento óptimo, la cadena ofrece una eficiencia mayor.
 Quitar la rueda es muy complicado en algunos diseños.

Bandas: Las bandas se usan para mecanismos de baja potencia y en comparación con las cadenas, es un elemento de menor eficiencia porque se producen deslizamientos y produce mayor consumo de potencia.

Cadena: Es un elemento flexible de transmisión mecánica, que ocupan ruedas dentadas o catalinas. Este tipo de transmisión se emplea cuando las distancias entre los ejes son considerables (hasta 4 m). La potencia de transmisión que se puede alcanzar es relativamente elevada.

Matriz de decisión:

Tabla 4.10 Matriz de decisión para el sistema de transmisión

factores	E.		P. C.		P.T.		P.		M.A.		S.		R,A		M.		Total
pesos	10		9		9		10		7		10		9		9		
engranes	3	30	3	27	3	27	1	10	3	21	3	30	3	27	1	9	181
bandas	1	10	1	9	2	18	3	30	2	14	1	10	2	18	3	27	136
cadenas	3	30	3	27	3	27	3	30	2	14	2	20	2	18	2	18	184

Siendo:

PC: potencia consumida

E: eficiencia

PT: potencia transmitida

P: peso

MA: movimiento angular constante

S: seguridad

R.A: rompimiento atascamiento

M: mantenimiento

El análisis determina que dadas las valoraciones asignadas a cada uno de los factores de decisión, la opción del uso de cadena, es la que mejor responde a

las expectativas de funcionamiento del vehículo, por ser un elemento con características de transmisión flexible y de alta eficiencia, entre otras, que permite transmitir fuerzas de tracción de magnitudes considerables.

4.3.2. CADENA CINEMÁTICA.

El sistema seleccionado está basado en un tren de ruedas dentadas con cadena de rodillos, mostrado en la figura 4.17:

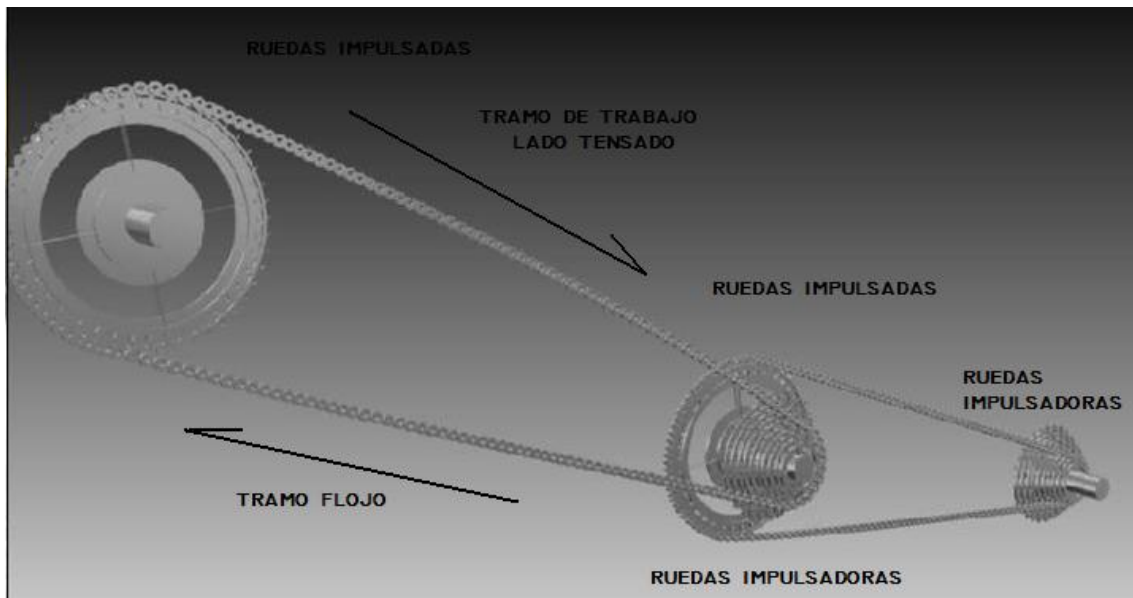


Figura 4.17 Cadena cinemática

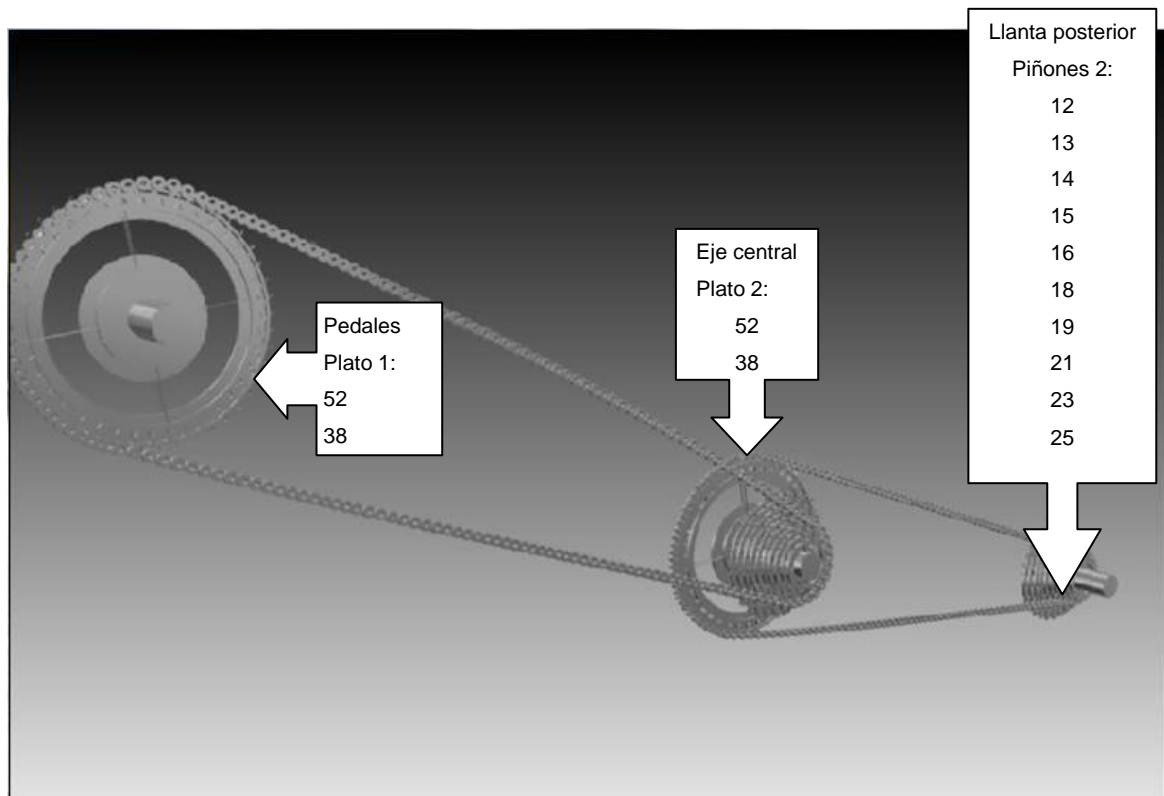


Figura 4.18 Configuración de la cadena cinemática

4.3.3. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

El conjunto utilizado para transmitir la potencia es elaborado a partir de una configuración en serie. Los elementos de entrada se denominan PLATOS y los elementos de salida PIÑONES. Se resume la numeración de los elementos en la tabla 4.11.

Tabla 4.11 Resumen de elementos de la transmisión

Plato 1	Piñón 1	Plato 2	Piñón 2
52	38	52	12
38			13
			14
			15
			16
			18
			19
			21
			23
			25

Analizando todas las combinaciones posibles se desarrolla la tabla 4.12 que indica las relaciones de transmisión (i) posibles del mecanismo. Los valores máximos y mínimos se resaltan en cada combinación.

$$i = \frac{\text{plato1}}{\text{piñón 1}} * \frac{\text{plato2}}{\text{piñón2}}$$

Tabla 4.12 Relaciones de transmisión

plato1	plato 2	piñones	12	13	14	15	16	18	19	21	23	25
38	52	38	4,3	4,0	3,7	3,5	3,3	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1
52			5,9	5,5	5,1	4,7	4,4	4,0	3,7	3,4	3,1	2,8

Descripción:



La relación de transmisión que permite alcanzar una velocidad máxima se analiza mediante la cadencia. La cadencia es el ritmo al cual un conductor puede mantener una velocidad angular constante de los pedales. El análisis se realiza para una cadencia de 100rpm, valor cronometrado con la rueda posterior levantada. Esto se resume en la tabla 4.13

Tabla 4.13 Cálculo de velocidades para una cadencia de 100rpm

	Relación de transmisión	w= 100rpm	Velocidad lineal(km/h) rueda posterior d=0,7m	combinación
Mínimo	2,1	208,0	27,4	38-38-52-25
Máximo	5,9	593,0	78,2	52-38-52-12

4.4. CARENADO AERODINÁMICO

El diseño del Carenado aerodinámico lleva una serie de ramas de la ingeniería, las mismas que solucionan problemas por separado. Como se hace necesario, el modelo que proponemos se probará a futuro por medio de bancos de pruebas así como con la ayuda de software especializados, los mismos que podrán sugerir algún cambio o consideración dentro del modelo estudiado.

4.4.1. GEOMETRÍA.

El criterio inicial para determinar la geometría del carenado fue la disminución al máximo del área frontal. Siendo conscientes de este hecho, partimos de la simulación del movimiento del conductor. Para lograrlo, se utilizó un software que incluye el movimiento humano. Si bien este software no analiza parámetros de ingeniería, 3Ds Max 8, se utilizó para aproximar de manera adecuada la curvatura primitiva del carenado. Cabe mencionar que el Humanoide de pruebas, tiene las medidas de nuestro conductor real.

El cuadro del nuevo diseño, fue realizado previamente y en el probamos al humanoide

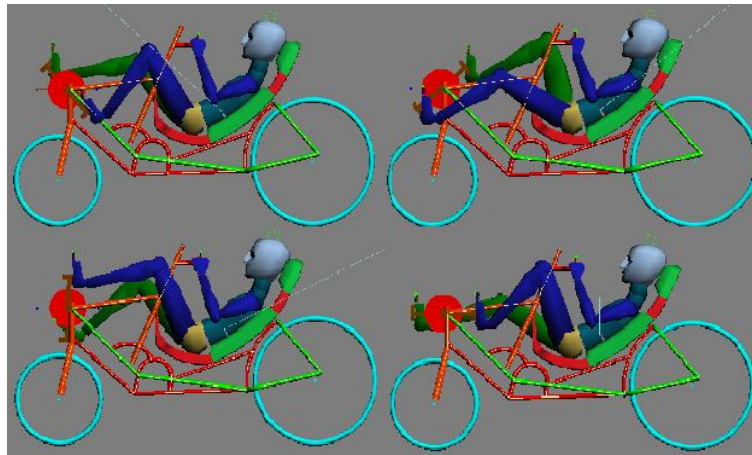


Figura 4.19 Diferentes posiciones del humanoide en la conducción.

Con estos datos espaciales y de comportamiento adaptamos una primera geometría mostrada en la figura 4.20. Esta imagen apreciamos una línea de color blanca, la cual permite que el conductor se mueva libremente sin tener ningún roce con la superficie o mallado en líneas en verde.

Es importante recalcar que el objetivo de crear esta malla yace en el hecho de disminuir al máximo el área frontal de incidencia del vehículo con el fluido aire.

Tanto el cuadro como el conductor de esta simulación poseen las medidas adecuadas a la realidad. En la figura 4.20 apreciamos al conductor en su posición típica en la vista respectiva a los ejes restantes en que podría incidir el movimiento con la superficie exterior.

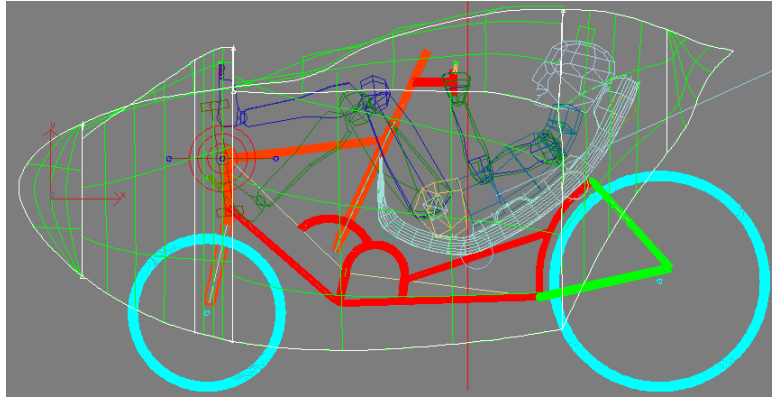


Figura 4.20 Aproximación de la geometría a la movilidad del conductor.(vista lateral)

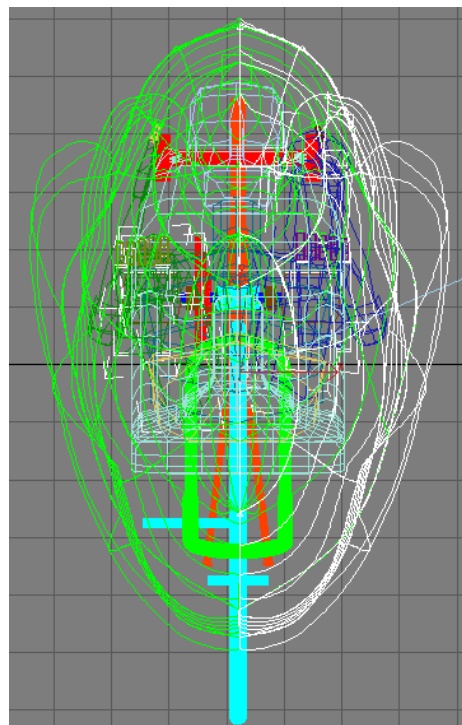


Figura 4.21 Aproximación de la Geometría con la movilidad del conductor (vista frontal).

En el funcionamiento se descubrió que un punto crítico que eleva un saliente en la parte superior del carenado es el pie en su posición superior así como la rodilla. Por esto, con línea blanca aproximamos la forma para evitar incida con el movimiento en el pie, en la rodilla y sobre la cabeza del conductor incluyendo el uso del casco y la protección adecuada (Rollbar)

En línea verde en el gráfico 4.13, vemos el tejido automático del programa en Malla tipo NURBS. El cual genera la superficie que se necesita para generar el modelo y poder seguir su estudio y posterior construcción.

Finalmente luego de modelar el carenado acoplándolo a la anatomía respectiva en movimiento, se ha tratado geométricamente de optimizar el espacio reduciéndolo al máximo con objeto de reducir material y peso a su vez.

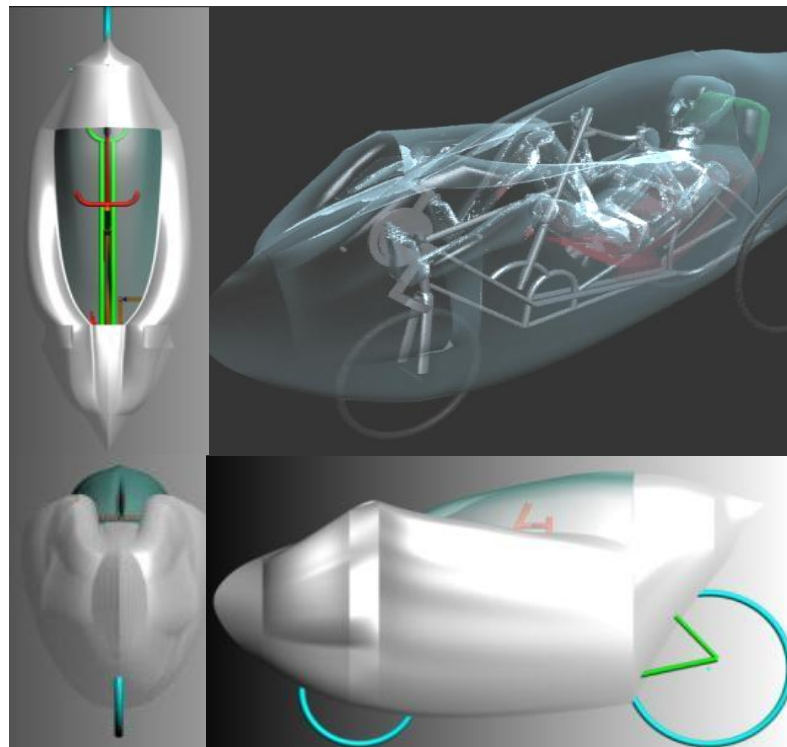


Figura 4.22 Modelo primitivo del carenado y sus respectivas vistas.

4.4.2. MATERIALES.

El carenado aerodinámico, junto con la importancia de la geometría que poseerá, también debe ser construido con el menor peso posible en vista de que ello afectará considerablemente la potencia del conductor de no ser estudiado este parámetro. Como ya hemos seleccionado, se utilizará fibra de vidrio para la construcción del carenado.

A continuación se procede a una explicación breve de la obtención de la fibra que utilizaremos para construir el carenado respectivo. Para ello usaremos:

Cera desmoldante (Neutra o especial para desmoldar piezas de fibra de vidrio).

Película separadora (alcohol polivinílico) y esponja para la aplicación de la película.

Gel coat o plastiesmalte (que deberá ser su tipo dependiendo si se va a utilizar para molde o pieza).

El tipo tolling o para molde es mucho más resistente a golpes y calor, situación de vital importancia para la duración del molde. El Gel coat se puede adquirir en varios colores, siendo los más comunes para moldes el color negro y anaranjado. El Gel Coat para piezas, se le conoce como ortofalico.



Figura 4.23. Plastiesmalte negro de humo

Resina de poliéster (ésta se puede preparar o adquirir preparada o preacelerada) ésta última es la más aconsejable, si no se tiene experiencia en el manejo de los materiales que la componen, ya que existe el riesgo de explosión por mezclar componentes como el acelerador (cobalto) y catalizador (peróxido de metil-etil-cetona).



Figura 4.24. De izquierda a derecha, cobalto, resina de poliéster, catalizador

Resina de poliéster y catalizador.

Catalizador (peróxido de metil-etil-cetona) aplicado al 2 %. (Sustancia altamente reactiva e inflamable)

Fibra de vidrio (colchoneta y/o tela marina - petatillo). Esto dependerá del tipo de trabajo y capas que se vayan a aplicar. En ambos casos, su espesor y peso se encuentran clasificados por onzas.



Figura 4.25. Fibra de vidrio de tela marina

Es necesario para trabajar con este material el uso de:

Brochas y/o rodillos de aplicación según sea el caso.
Cubetas o recipientes plásticos para la preparación de la resina.
Thinner y estopa.
Cuchilla y tijeras, para cortar la fibra de vidrio
Mascarilla y guantes.

Es importante tener en cuenta en el proceso constructivo que el catalizador es altamente toxico, volátil y reactivo por lo cual se aconseja extremar las medidas de seguridad durante su uso.

4.4.3. FUERZAS AERODINÁMICAS.

El peso del vehículo es un factor muy importante para el incremento de la aceleración y esfuerzo aplicado por el conductor.

Fuerza de sustentación

La geometría del Carenado fue también diseñada para generar fuerzas que permitan aprovechar de la resistencia del aire.

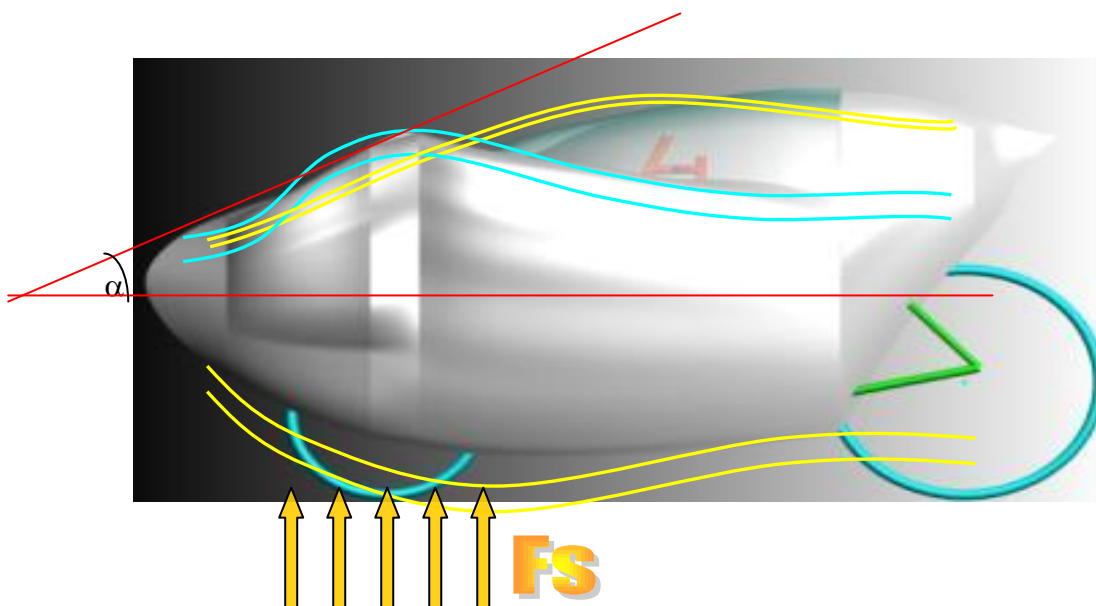


Figura 4.26. Fuerza de sustentación

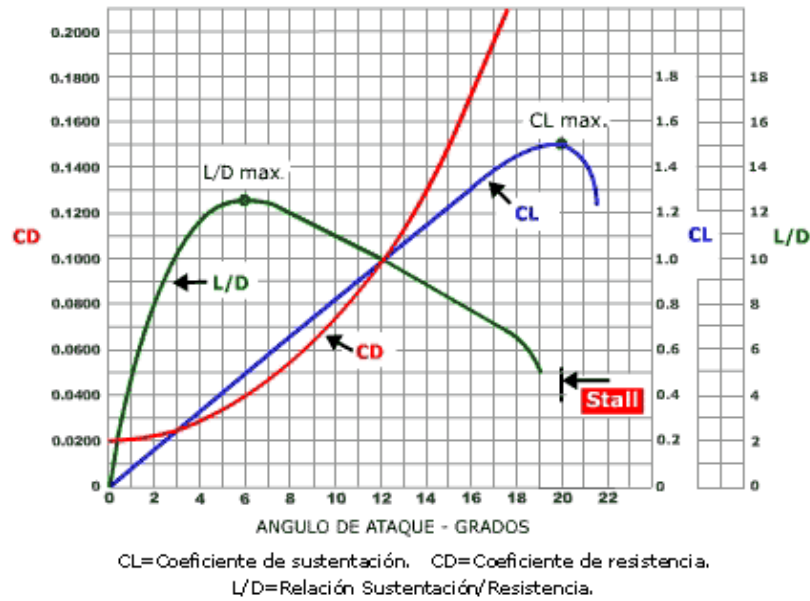


Figura 4.27 Variación de coeficientes de sustentación y resistencia vs ángulo de ataque

El ángulo de ataque corresponde a un valor de 20°, como se aprecia en la figura 4.26, se tiene el mayor valor para el coeficiente de sustentación con el correspondiente valor de 0.15. Con este parámetro con ayuda de la ecuación 4.2.

$$L = \frac{1}{2} \rho V^2 A C_L \quad (4.2)$$

Se tiene de esta forma la velocidad promedio de 50 km/h, una fuerza de sustentación $F_s = 0.94$ Kg, se puede observar que la fuerza redujo al menos casi un kilogramo a esa velocidad. Tenemos que para $V = 80$ Km/h, la $F_s = 2.41$.

En la Figura 4.28, tenemos la siguiente relación entre velocidad y fuerza de sustentación a favor de disminuir el peso del vehículo.

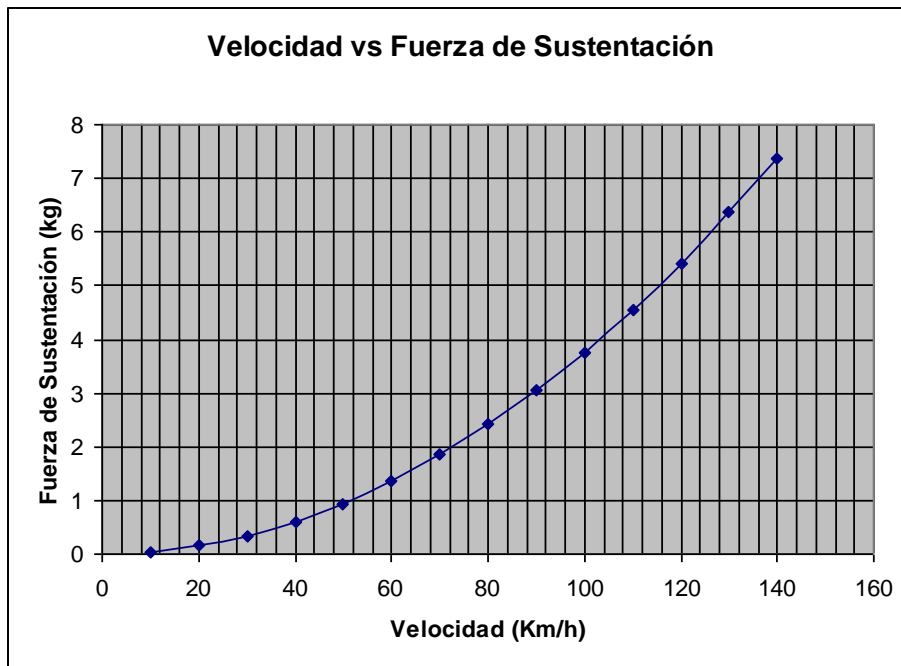


Figura 4.28. Relación entre velocidad y fuerza de sustentación

Fuerza de Arrastre

El coeficiente de arrastre se calcula usando la ecuación 4.3..

$$C_d = \frac{\text{drag force}}{\text{Dynamic pressure} \times \text{frontal area}} \quad (4.3)$$

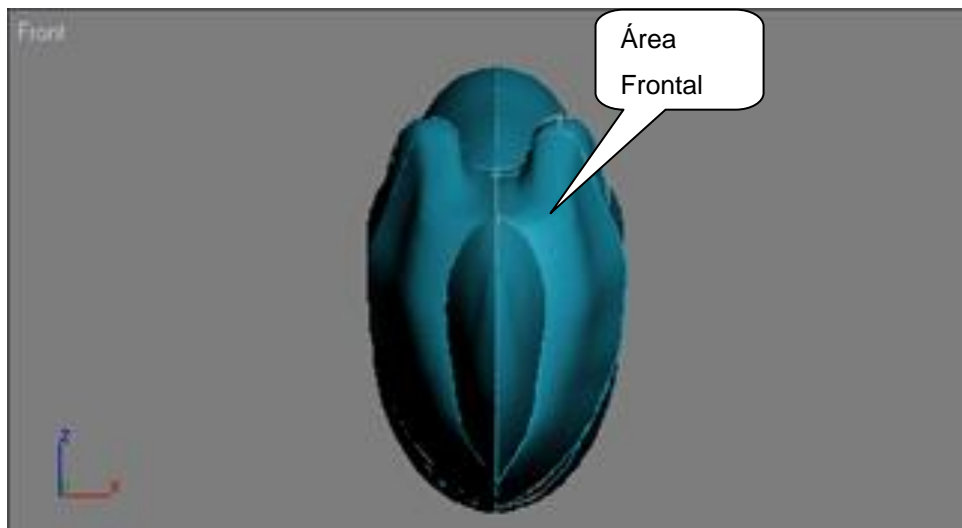


Figura 4.29. Área frontal del carenado

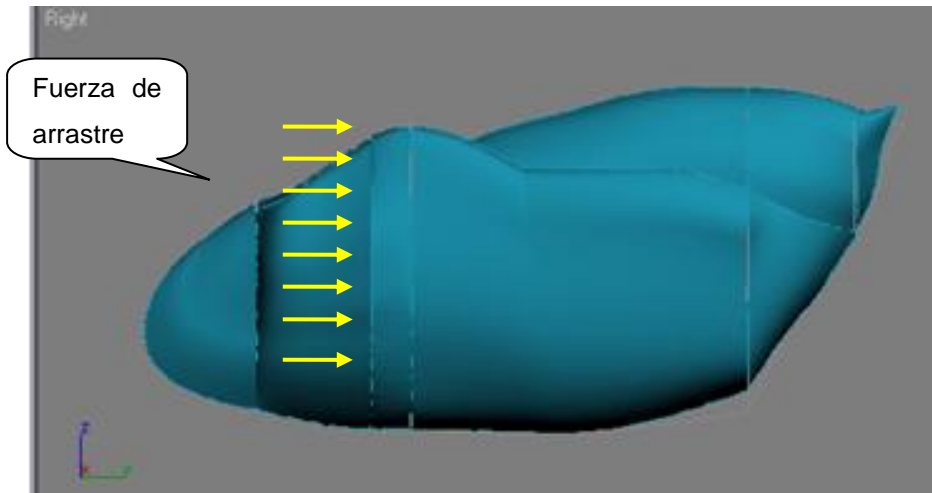


Figura 4.30. Fuerza de arrastre

Se sabe que la fuerza de arrastre, es función directa del área frontal, se puede ilustrar en la figura 4.31

A velocidades menores que 100 mph o 45m/s la presión dinámica es:

$$Dynamic\ pressure = \frac{Air\ density \times (relative\ velocity)^2}{2g_c} \quad (4.4)$$

Densidad del aire = 1.3 Kg/m³

Velocidad relativa= 75 Km/h (valor estimado)

$$Dynamic\ pressure = \frac{1.3(20.83)^2}{2(9.81)} = 28.75 \frac{Kgf}{m^2} = 2767Pa \quad (4.5)$$

Para calcular el área de la superficie se utilizo resultados del programa Autocad 2008.

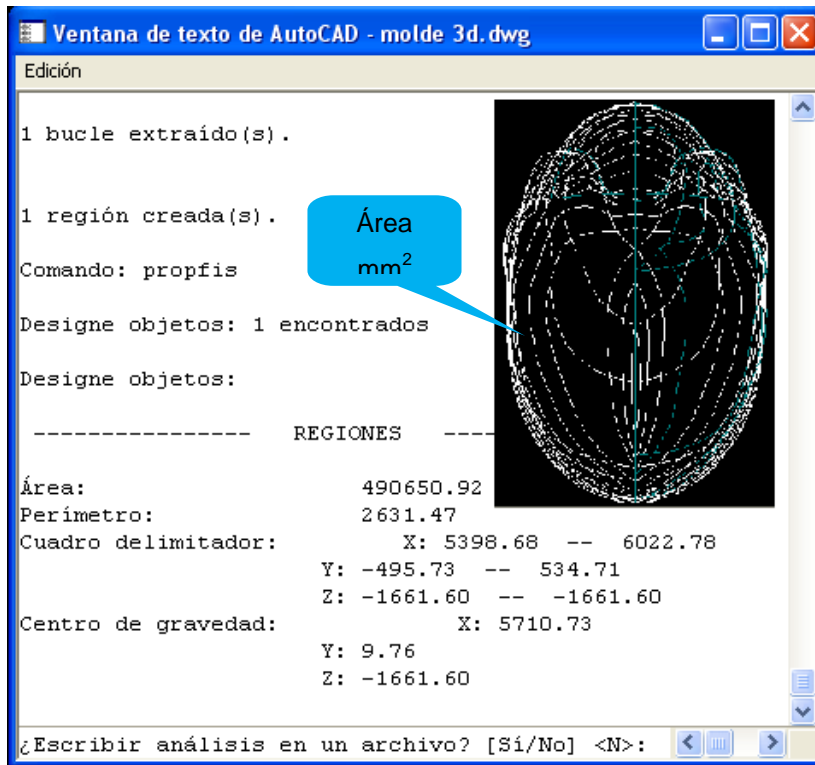


Figura 4.31. Área frontal, Autocad 2008.

$C_d=0.11$ (coeficiente de modelo single vector)

La fuerza de arrastre o drag force, es calculado como:

$$\text{drag force} = C_d \times \text{dynamic pressure} \times \text{frontal area} \quad (4.6)$$

$$\text{drag force} = 0.11(2767)(0.49) = 15.20N$$

La potencia requerida para el conductor del vehículo se calcula de la siguiente manera.

$$\text{Power} = \text{drag force} \times \text{relative velocity} \quad (4.7)$$

$$\text{Power} = 15.20(20.83) = 317W=0.42HP$$

Tabla 4.14. Resumen de Parámetros aerodinámicos

Velocidad ft/s	Velocidad m/s	Velocidad Km/h	Velocidad mph	Fuerza de arrastre N	Fuerza de arrastre lbf	Potencia W	Potencia HP
68,35	20,83	75,00	46,60	15,20	3,42	317,22	0,42

4.4.4. VALIDACIÓN CON SOFTWARE. SIMULACIÓN Y ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO AERODINÁMICO DEL CARENADO CON EL PROGRAMA “COSMOS FLOWWORKS 2008”

Luego del modelado con ayuda del Programa Rhinoceros 5.0, se ha exportado la superficie del carenado a SolidWorks y se ha activado el complemento CosmosFloworks 2008, en el mismo se simulará en comportamiento de las líneas de flujo de aire. Las condiciones a las que se somete la geometría son:

Velocidad de entrada del viento: 20 m/s

Volumen de control: automático

Rugosidad: 0

Temperatura ambiente

No existe transferencia de calor.

Podemos apreciar en la figura 4.32, la dirección y disposición del fluido para el análisis.

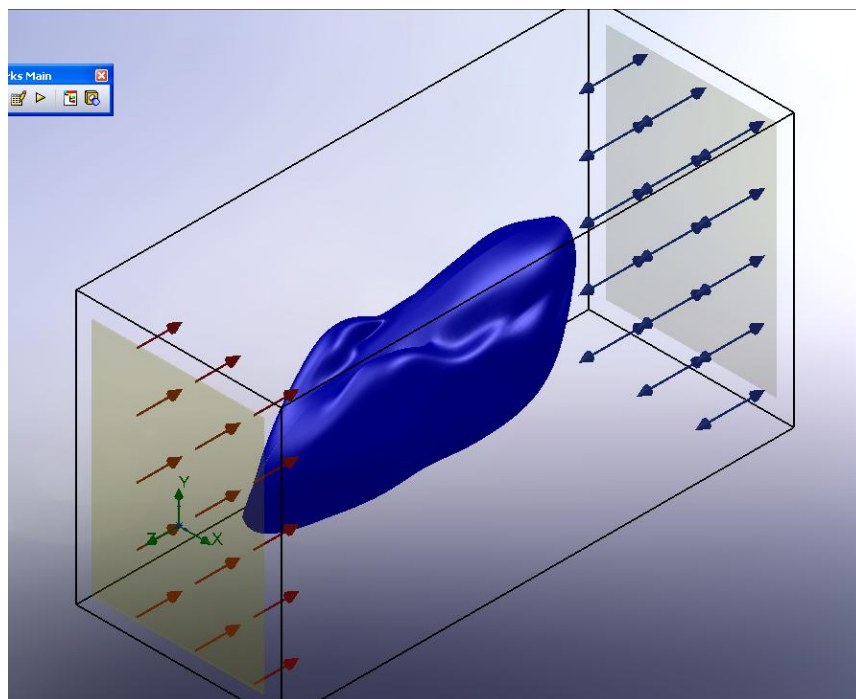


Figura 4.32. Disposición del modelo y del flujo de aire

En la primera gráfica de líneas de flujo, correspondientes a la figura 4.33, podemos observar en color rojizo, las zonas donde se ejerce la mayor presión del aire sobre el vehículo.

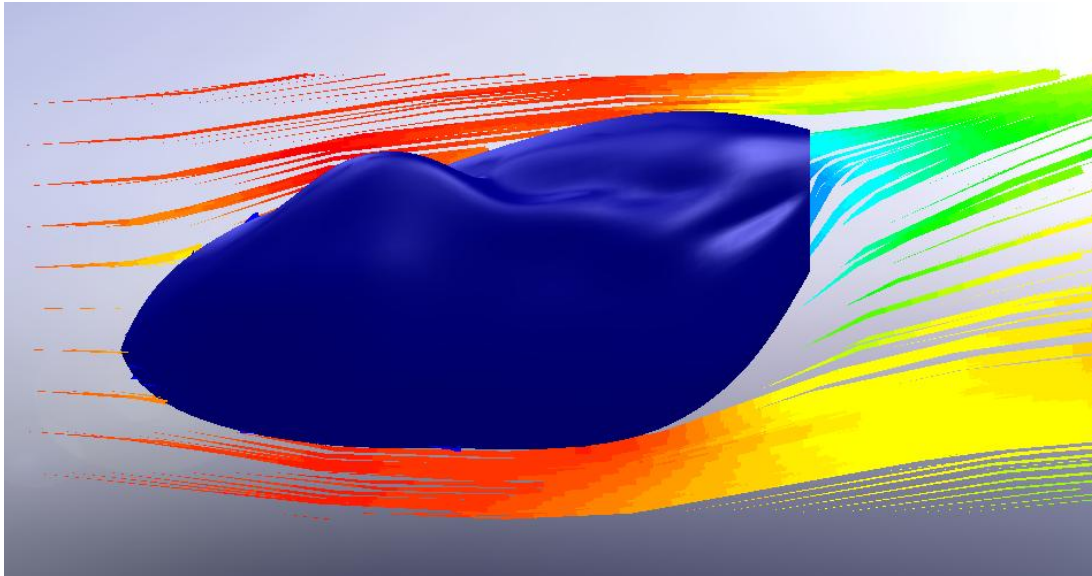


Figura 4.33. Disposición de la presión del fluido sobre el vehículo

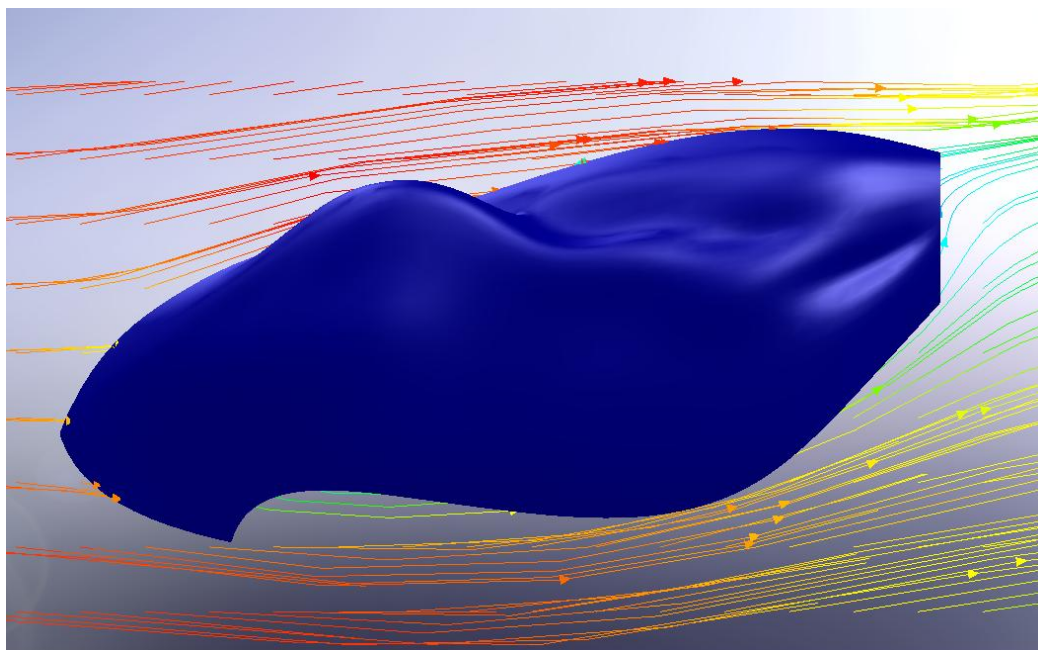


Figura 4.34. Líneas de flujo en interacción con el vehículo y respectivo corte.

Se puede observar en la figura 4.34, el comportamiento de la presión sobre el vehículo, la región en color con más tono rojizo, representa la zona de mayor presión del aire sobre el carenado.

Por razones obvias, el carenado deberá poseer cortes adecuados para la movilidad del vehículo, así como para que el conductor pueda descender sus pies en el frenado.

Se ha procurado lograr cortes que no afecten directamente el área frontal del vehículo, además de esta manera se reduce la influencia del comportamiento aerodinámico.

En la figura 4.35, se puede apreciar el comportamiento de las líneas de flujo con el carenado disminuido en su área para facilitar condiciones de operatividad en la competencia. Notamos que el comportamiento del fluido no se afecta de manera notable y puede considerarse eficiente aerodinámicamente.

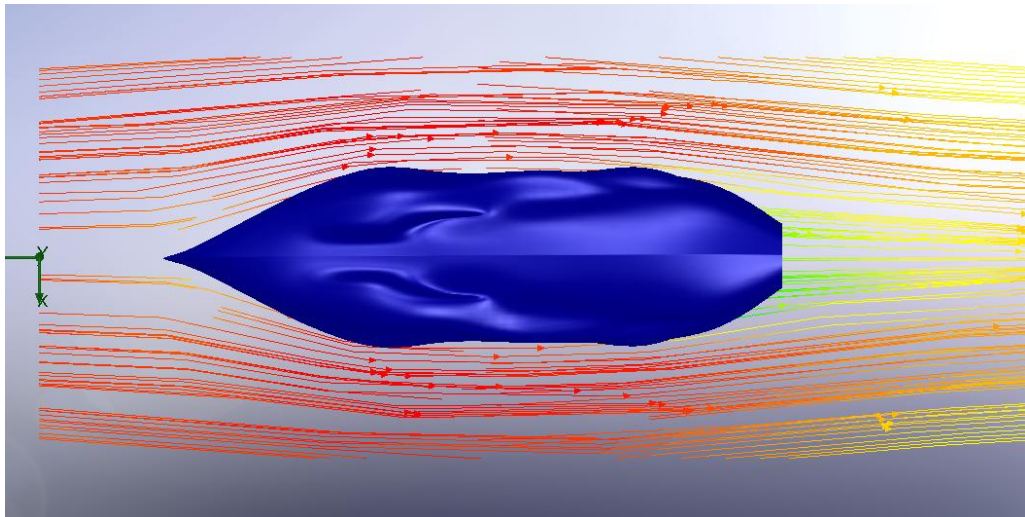


Figura 4.35. Líneas de flujo en interacción con el vehículo y respectivo corte. Vista superior

En la vista superior de las líneas de flujo (figura 4.35) vemos un comportamiento muy adecuado para ser considerado en la realidad. La generación de vórtices y turbulencias se ven alejadas del vehículo en gran medida.

Este comportamiento nos da la certeza además de una estabilidad lateral que permitirá que cuando el vehículo adquiriera alta velocidad, tienda a permanecer vertical estabilizando la dirección y disminuyendo ladeos debido al pedaleo.

CAPITULO 5

CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS FÍSICAS

5.1. CUADRO DEL VEHÍCULO

5.1.1. PROCESOS CONSTRUCTIVOS.

Se detallan los procesos usados en el taller para en la construcción del vehículo.

Corte

Los cortes se realizaron con sierras manuales que consisten en hojas de acero, con filo dentado encargadas del desbaste del material, también se usaron cizallas.



Figura 5.1.- Corte de materiales para el cuadro

Doblado

Este proceso se aplica para dar forma a los tubos del chasis y de soporte de la cubierta aerodinámica, el doblado se logra ajustando el dado de la dobladora a los tubos según su diámetro y procediendo a ejercer fuerza por medio de la palanca hasta el ángulo requerido.



Figura 5.2.- Doblado y configuración del cuadro

Soldadura

Los elementos de los chasis de los vehículos de prueba y final se unieron con soldadura tipo, GMAW (gas metal arc welding), SMAW(shielded metal arc welding), GTAW(gas tungsten arc welding) y PAW (plasma arc welding).

El proceso GMAW o MIG(metal inert gas), produce un arco eléctrico entre un electrodo de hilo continuo y el elemento a soldar, el área de soldadura está

cubierta por una atmosfera protectora compuesta de una mezcla de argón o de gases con base de helio.

El proceso MIG trabaja con corriente directa y por lo general en polaridad negativa debido a la alta transferencia del material de aporte.

Debido a su versatilidad para cambiar el tipo de alambre, protección, velocidad de depósito y cualquier posición de soldadura, el cordón de suelda se realiza a bajo costo y con una alta calidad.

Este proceso es usado por lo general para unir elementos de acero y aleaciones de aluminio, se caracteriza por su uso en trabajos manuales.

Los parámetros que se controlan en el proceso GMAW son:

Diámetro del electrodo

Velocidad de movimiento

Intensidad de corriente

Angulo de la boquilla de suelda

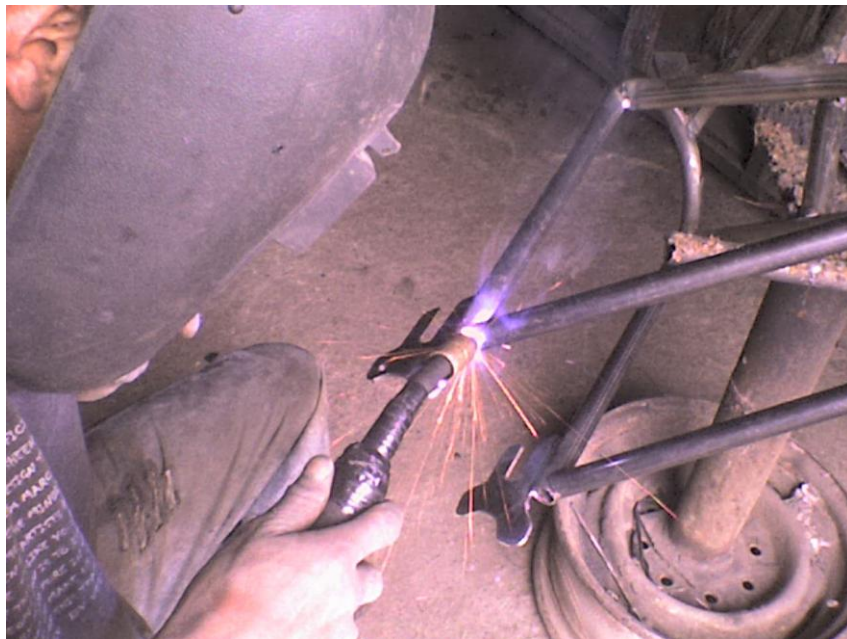


Figura 5.3.- Soldadura proceso GMAW

El proceso SMAW usa la corriente eléctrica para crear un arco entre el material base y la varilla de electrodo consumible, compuesta de acero y recubierta con un fundente que puede variar su composición química de acuerdo al tipo de material y objetivo de trabajo que se tenga, cuya función es proteger el lugar de

la soldadura de agentes externos como el oxígeno y el CO₂ producto del proceso de soldadura.

Este tipo de proceso se caracteriza por su versatilidad y bajo costo. El tipo de materiales ferrosos por lo general se pueden soldar con este tipo de proceso.

El tipo de electrodo utilizado para la construcción es el E6011 cuyas características son:

60000 psi de resistencia a la tracción.

Fundente de potasio con un alto contenido de celulosa.

Buen comportamiento para corriente alterna y directa.

Arco de penetración profunda.

Generación de escoria.

GTAW o TIG(tungsten inert gas), es un proceso que usa un electrodo de tungsteno no consumible para generar el arco eléctrico y una mezcla de gas inerte o semi-inerte como atmósfera protectora, si se requiere aportar material de relleno se hace por un lado del arco.

Este tipo de soldadura se caracteriza por no generar escoria y producir un cordón de soldadura de alta calidad. La soldadura TIG puede usarse en casi todo tipo de metales, acero inoxidable y aluminio, de forma manual o automática.

PAW o soldadura por arco de plasma es un proceso relacionado con GTAW, de igual manera utiliza un electrodo no consumible de tungsteno, pero se caracteriza por utilizar un gas de plasma para hacer un arco eléctrico más concentrado, lo que permite tener una gama más amplia de aplicación que el proceso GTAW especialmente con materiales de mayor espesor y magnesio.

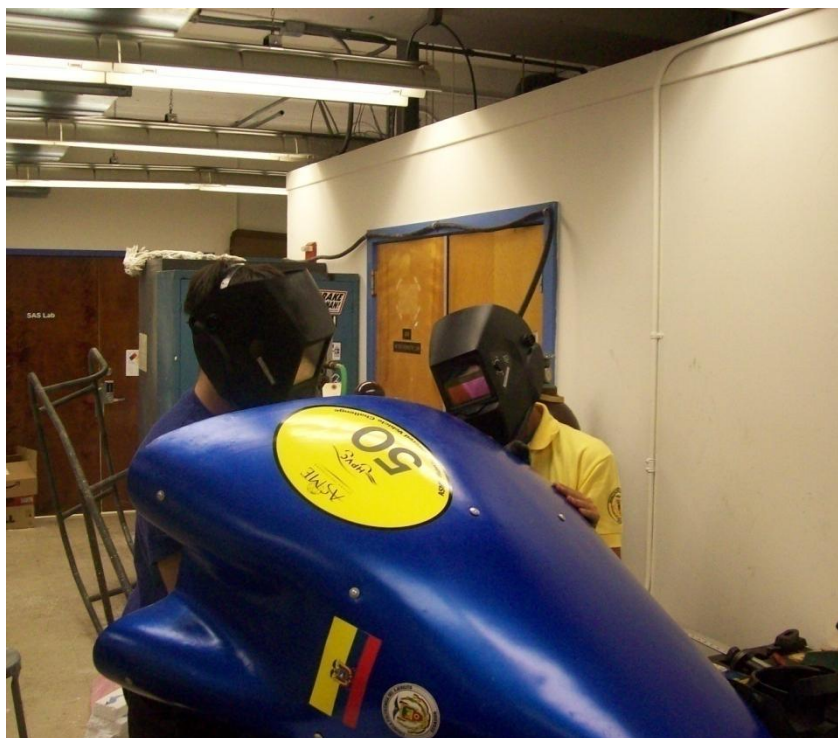


Figura 5.4.- Soldadura proceso PAW

Desbaste Grueso



Figura 5.5.- Desbaste grueso

Desbaste Fino



Figura 5.6.- Desbaste fino

Pulido.



Figura 5.7.- Pulido

Pintado



Figura 5.8.- Pintado

5.1.2. PRUEBA ESTÁTICA DE CARGA

El propósito de la prueba es determinar la resistencia del vehículo, medir la deformación del vehículo y verificar que no sobrepase la zona elástica.

Para realizar esta prueba se usa un vibróforo de alta frecuencia, equipo que permite aplicar cargas estáticas y dinámicas, a través de un sistema hidráulico que ejerce la carga sobre un punto. La fuerza ejercida, se registrada en una celda de carga como se aprecia en las siguientes figuras.

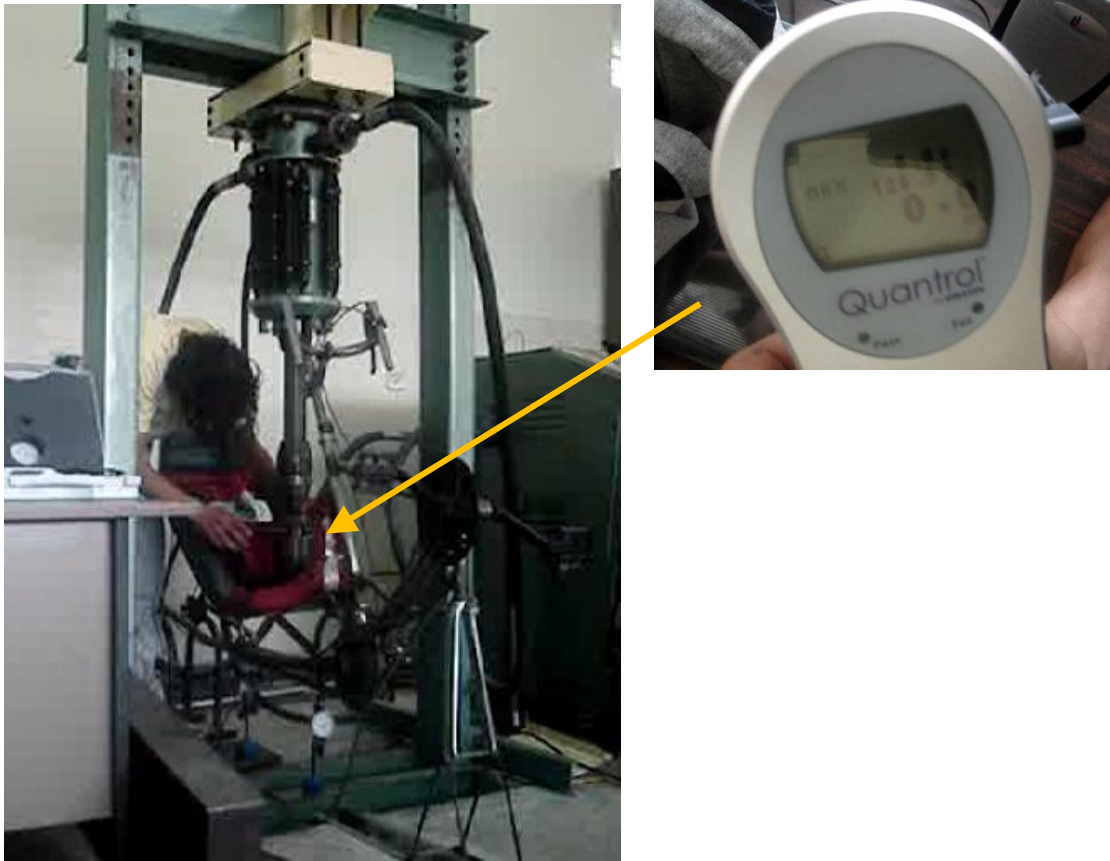


Figura 5.9.- Pruebas de carga estática

La magnitud de la deformación medida con un comparador de reloj, en los puntos más bajos del cuadro.

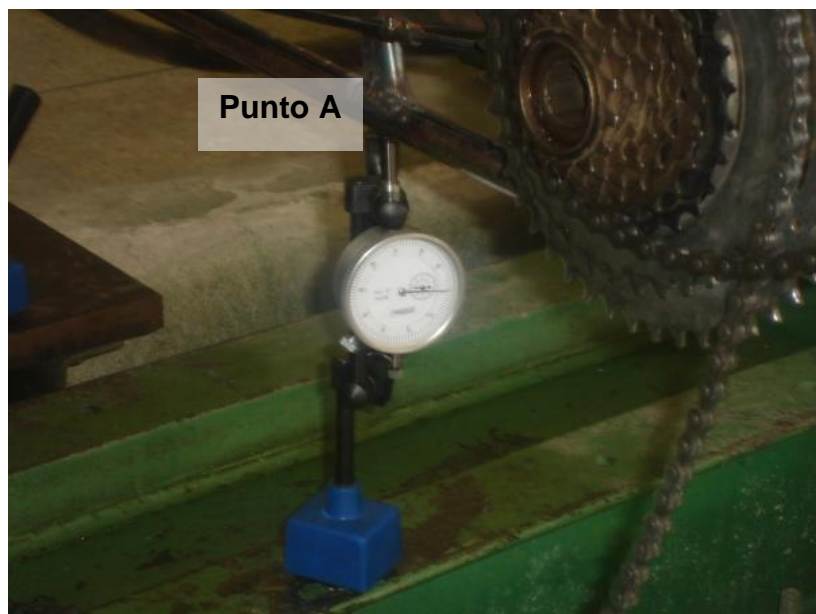


Figura 5.10.- Mediciones con comparador de reloj

Archivados estos datos se procede analizarlos y graficarlos. De esta manera se comprueba que el tipo de comportamiento es elástico.

Tabla 5.1.- Datos de desplazamiento

Carga (Kg)	ΔA (0.001in)	ΔB (0.001in)
0	0	0
5	9	10
10	19	20
15	28	29
20	37	39
25	46	48
30	55	58
35	64	69
40	75	79
45	85	90

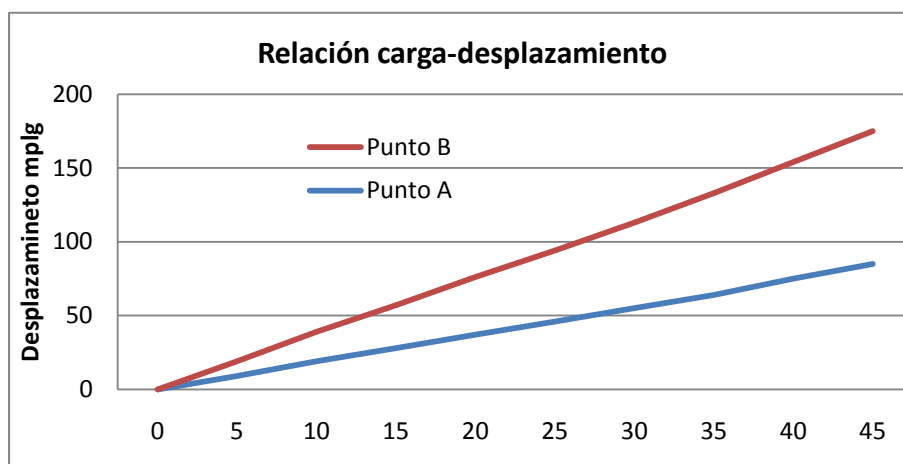


Figura 5.11.- Desplazamiento del marco

Capacidad de empuje del conductor.

Con esta prueba se determina la cantidad de fuerza que puede llegar a ejercer el conductor sobre el pedal. Para realizar esta prueba la celda de carga, se instala entre el pedal y la planta del zapato del conductor para determinar el

valor de fuerza máxima. El valor máximo registrado es 183.5 Kgf semejante a 1800 Newtons.



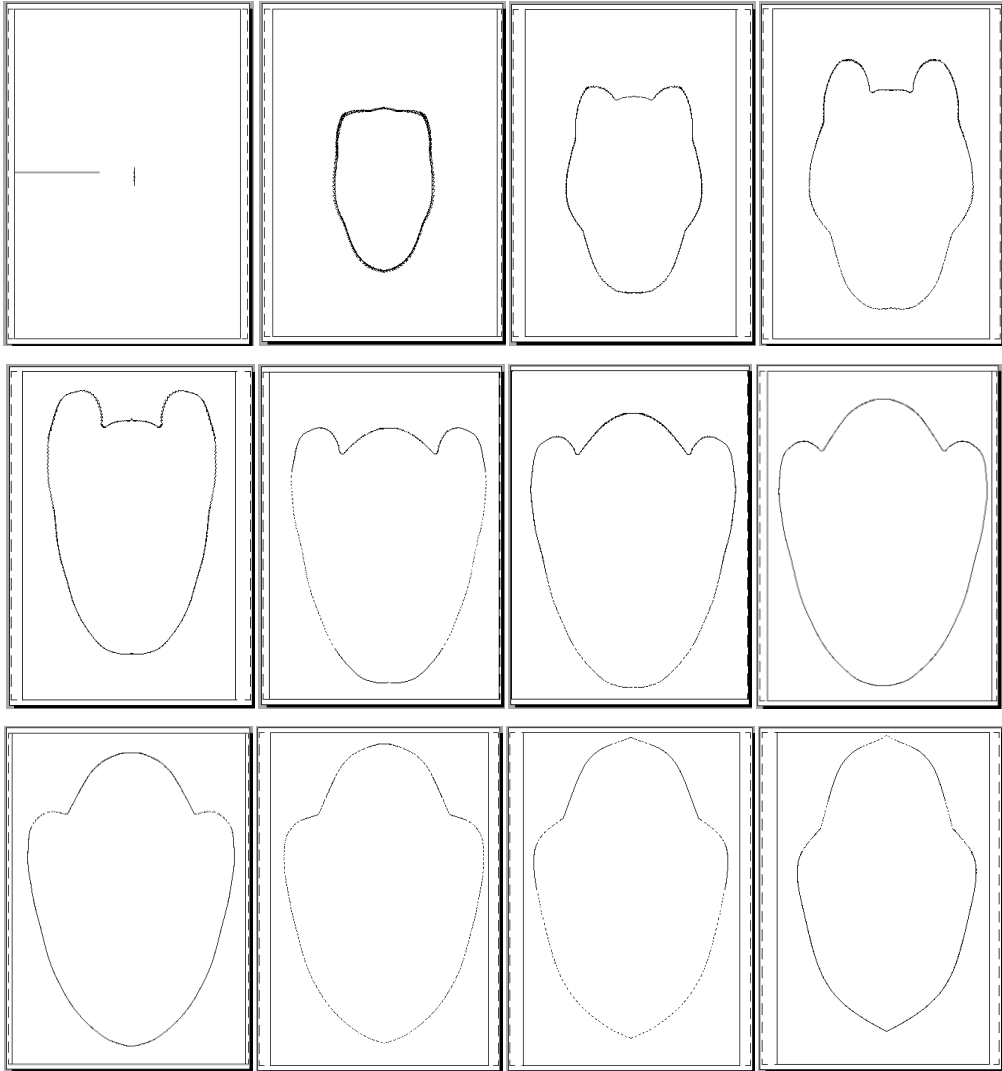
Figura 5.12.- Fuerza aplicada en pedales

5.2. CARENADO AERODINÁMICO.

5.2.1. PROCESOS CONSTRUCTIVOS.

Impresión de plantillas de las siluetas de las curvas transversales

Luego de realizar el modelo computarizado con el respectivo mejoramiento en el suavizado, se realiza subdivisiones de la geometría. En sentido transversal para construir siluetas y en sentido longitudinal para generar la silueta de la estructura. Consideramos 16 costillas a lo largo de los 2.40 metros de longitud del carenado. A distancias de 150 mm. Las podemos apreciar en la figura 5.14



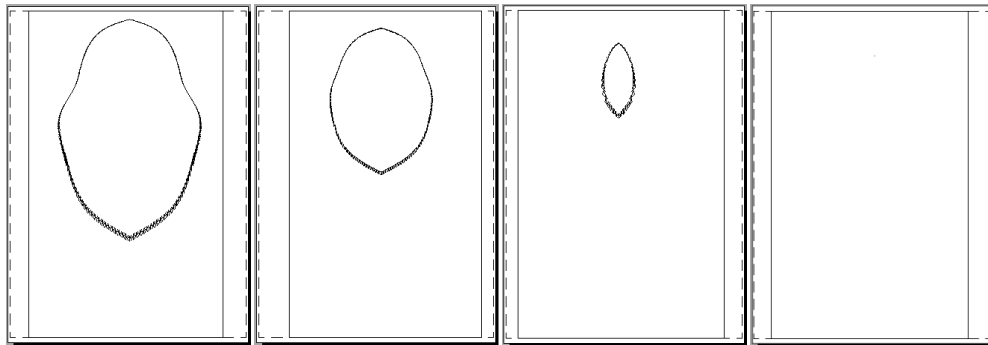


Figura 5.13.- Siluetas elaboradas en Autocad

Corte de la madera

Se debe proceder a dibujar sobre la madera, las anteriores siluetas con sus medidas respectivas. Para esto, se pueden plotear los gráficos en formato A0, en este entran todas las formas de sus medidas en tamaño real. Luego se caló los bordes y se vació el interior dejando una distancia al borde no menor a 5 cm para el contorno, y de 4 cm para las costillas respectivas.

Ensamble de la estructura de soporte



Figura 5.14.- Montaje de la estructura soporte de madera.

Se observa en la figura 5.15, el contorno lateral de la estructura al que se fijan las costillas con ciertos cortes que permitan un montaje y posterior adherencia en las posiciones indicadas en el plano.

Alineación



Figura 5.15. Alineación de la estructura con segmentos equidistantes

En la figura 5.15 se ha introducido segmentos de igual medida o separadores entre costillas, los mismos que tienen la misión de fijar equidistancia entre las mismas y con ello alinear en línea recta el contorno.

Mallado

Se procede a continuación adhiriendo a la estructura de madera, una malla plástica, la misma que se untará con cola blanca y sellará todas las aberturas entre la madera. Esta malla puede ser delgada pero lo importante es que posea cierta rigidez a fin de no perder notablemente la homogeneidad de las líneas de la superficie. Lo apreciamos de manera terminada en la figura 5.16



Figura 5.16. Aplicación de malla plástica

Capa de yeso-cemento blanco

Sobre la malla plástica, se añadió una mezcla de Yeso y cemento blanco a fin de lograr una cierta maleabilidad y rapidez de secado. Si se utiliza solo yeso, este fraguará de manera muy acelerada impidiendo el moldeo posterior. Por el contrario si se utiliza solamente cemento blanco, el secado completo puede tardar aproximadamente 2 días.

La mezcla que se utilizará contendrá el 50 % de cada componente, esta mezcla secará en aproximadamente 15 minutos, tiempo más que suficiente para lograr un suavizado adecuado con las consecuentes correcciones.



Figura 5.17. Capa de yeso y cemento blanco

En la figura 5.17, observamos la capa de yeso que cubre la malla plástica.

Masilla plástica

Luego de obtener la superficie básica, se procede a cubrir con masilla plástica toda la superficie con dos objetivos, primero endurecer la superficie para poderla trabajar y no se resquebraje, y segundo, lograr una superficie de mejor acabado, la misma que proporcionará la superficie a modelar con la fibra de vidrio. En la figura 5.18, vemos la superficie rojiza resultado de la aplicación de la masilla plástica marca Mustang de secado rápido.



Figura 5.18. Aplicación de macilla plástica

Desbaste grueso

Se realiza el desbaste de las protuberancias más burdas, con una lija número 80 de hierro.



Figura 5.19. Desbaste grueso

En la figura 5.19, notamos la aplicación de lijado grueso sobre el exceso de yeso en una hendidura lateral del molde.

Desbaste fino

Se retoca la superficie con una lija número 100 y 150, con la que se pretende definir el acabado superficial con más detalle.



Figura 5.20. Desbaste fino del molde

La figura 5.20, nos muestra la aplicación de lija fina sobre detalles pequeños del molde.

Desmoldante

Esta sustancia se aplica con el objetivo de que luego de aplicar los componentes de la fibra de vidrio, esta sea fácilmente desmoldable. De esta manera se protege la fibra de posibles agrietamientos.

Aplicación de la fibra de vidrio y resinas

La fibra de vidrio que se aplica sobre el molde es la resultante de mezclar la malla de vidrio, con una resina epoxi la cual inicialmente es líquida para luego solidificar y mantener la forma final o aquella adquirida del molde. Para que la resina solidifique en un periodo de tiempo determinado, se acelera la reacción química mediante el uso de un catalizador o acelerador (peróxido de metil-etil-cetona).

Desmontaje del molde.

Luego de haberse secado la fibra, alrededor de 30 minutos, debemos separarla del molde. Debido a la complejidad de la geometría y al poseer curvas cóncavas y convexas, se procedió a eliminar el molde. La fibra de la figura 5.21 muestra el negativo que servirá para la aplicación de la fibra de vidrio y posterior obtención del carenado.



Figura 5.21. Desmontaje del molde

Notamos en la figura 5.21, el primer intento de separación del negativo de fibra de vidrio con el molde.

Corte del molde

En vista de que se aplicará la fibra sobre el negativo, sucederá lo mismo que con el molde, de esta manera para evitar dañar las piezas obtenidas a partir del

negativo, se procederá a dividir a este a fin de posteriormente juntar las dos partes.



Figura 5.22. Corte del negativo de la fibra de vidrio

Se puede apreciar en la figura 5.22 el corte que se realizará con una amoladora manual. El mismo que se realizará transversalmente en un sección central vertical en la ilustración.

Elaboración del carenado en molde

Se aplica la fibra junto con la resina y los componentes sobre el negativo, las piezas obtenidas poseerán el mismo acabado del molde primitivo construido con yeso y terminado con masilla plástica.



Figura 5.23. Molde negativo en fibra, dividido en dos partes iguales

La figura 5.23 nos muestra el molde negativo en fibra dividido en dos partes iguales, en donde se procederá a obtener las piezas que constituyen el carenado.

Junta de las partes

Se procede a la unión de las dos piezas a fin de tener una pieza única y poder adaptarla al vehículo.

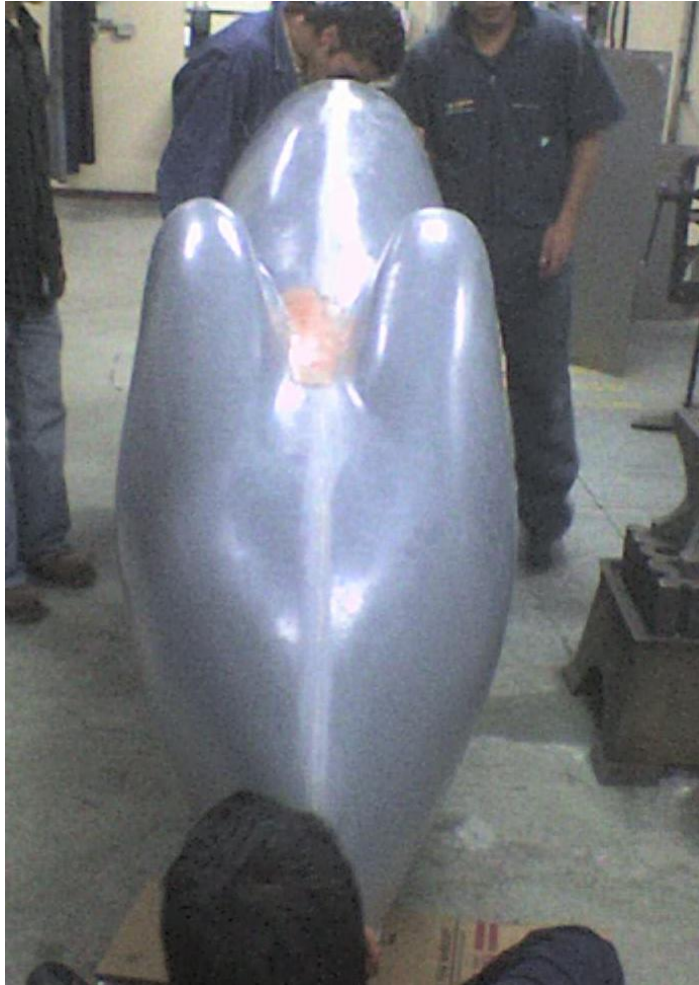


Figura 5.24. Unión de las dos piezas obtenidas en los moldes

Se aprecia en la figura 5.24, la unión de las dos piezas de fibra de vidrio, las cuales forman una pieza única que constituye el carenado.

Estructura de acero de soporte

Para lograr que el carenado se disponga fijamente sobre el cuadro, se procedió a realizar una estructura tubular que sirvió de sostén para la fibra. Esta estructura se fijará empernada en el cuadro del vehículo.



Figura 5.25. Estructura de soporte para el carenado

Para lograr estabilizar el carenado y rigidizarlo frente al impacto, la figura 5.25 nos muestra la construcción del mencionado soporte interior. Elaborado en acero de $\frac{1}{2}$ pulgada y 1mm de espesor

Implementación de soporte en el cuadro

El soporte de ancla empernado tanto en la parte delantera del cuadro como en el roll-bar, de esta manera el carenado se halla rígidamente incorporado.

En la figura 5.26 podemos apreciar la incorporación de la estructura en el cuadro del vehículo.



Figura 5.26. Fijación del soporte del carenado en el cuadro del vehículo

Adaptación del carenado

Se torna necesario considerar el movimiento de las ruedas y la acción de entrada y salida por parte del conductor, el cual deberá sentirse cómodamente incorporado. Por ello se realizaron cortes para lograr que la rueda delantera no interfiera con la geometría.

También se procedió a fijar parte de la geometría en la zona delantera y una parte removible trasera que será la entrada y salida del conductor.



Figura 5.27. Adaptación del carenado en el soporte.

En la figura 5.27, se puede observar el carenado adaptado al vehículo. Se remachó la fibra al soporte.

Pintura

Se aplicó a manera de protección medioambiental y estética, un fondo de aceite, una base de poliuretano y una capa de color azul, dándole un acabado más agradable y visualmente atractivo.



Figura 5.28. Aplicación de la protección ambiental y color del carenado.

La aplicación de los componentes sobre el carenado se ilustra en la figura 5.28. Como se puede ver que se desmontó para ello las partes nuevas del carenado.

Cúpula o visor

Para brindar una visibilidad adecuada se conformó una lámina de acrílico de espesor 2 mm, el mismo que utilizó el molde para la obtención de la fibra. Para fijar este acrílico se remachó a la fibra, y los espacios se rellenaron con Sikaflex para automoción. Lo apreciamos en la figura 5.29



Figura 5.29. Fijación del visor de acrílico en la abertura superior del carenado

Aplicación de identificativos y publicidad.

Se colocó sobre la superficie del vehículo, el Identificativo de La Escuela Politécnica del Ejército, entidad a la que se representa en estos eventos. Se colocó además el número designado por la ASME internacional, fue en nuestro caso el número 50. Además de ello se ubicó los identificativos de las empresas American Airlines, Marca REN-OVA, y Carrocerías Miral.



Figura 5.30. Fijación del soporte del carenado en el cuadro del vehículo

Observamos el estético diseño en la figura 5.30, listo para la competencia anual de ASME.

5.2.2. PRUEBA CON MODELO A ESCALA EN EL TÚNEL DE HUMO.

Para lograr evidenciar el comportamiento de la geometría del carenado, se construyó un modelo a escala 1:10, el cual se ingresó en el túnel de humo, equipo existente en el laboratorio de mecánica de fluidos de la ESPE.

Este modelo (figura 5.31) se construyó con siluetas pequeñas de madera que se ubican sobre dos ejes respectivos que permitían fijar la posición correcta de las costillas o siluetas. Para lograr rellenar los espacios vacíos, se optó por usar parafina, la misma que se puede moldear de manera sencilla y lograr un acabado aceptable para la prueba.

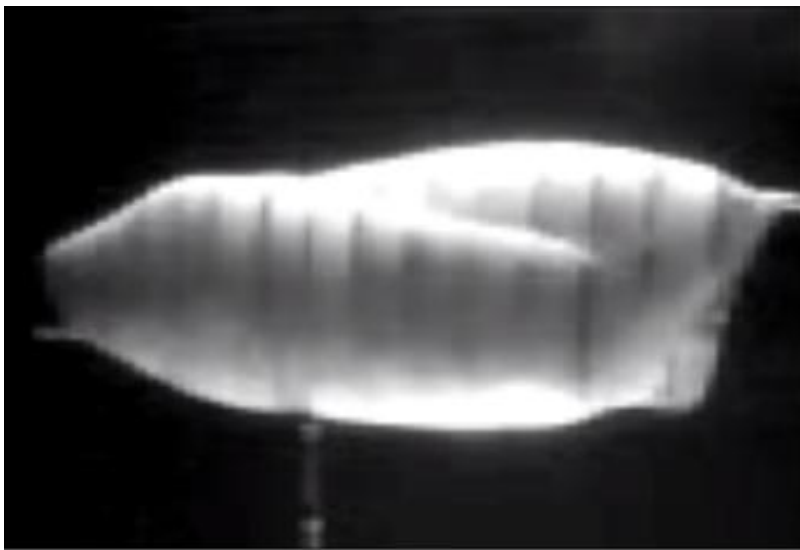


Figura 5.31. Modelo a escala 1:10 del modelo real. Material: parafina

En movimiento, el vehículo posee una propiedad de estabilidad respecto de su geometría. Conforme aumenta la velocidad, el vehículo se torna más estable debido a la incidencia de las líneas de flujo laterales en la mitad trasera del vehículo. Ver figura 5.32



Fig.5.32 Líneas de Flujo en túnel de humo

Este efecto logra que a una velocidad superior a los 50 Km/h, el vehículo disminuya el riesgo de volcarse lateralmente. Lo cual influye en la seguridad del piloto.

En las pruebas realizadas en el túnel de humo se aprecia en la parte superior del vehículo una sección que evita que la estructura pivote a una velocidad superior de manera directamente proporcional.

Al construir el modelo a escala y probarlo en el túnel de humo, se logró predecir el comportamiento de las líneas de flujo sobre la superficie, las que tuvieron un recorrido suave sobre el diseño aerodinámico.

Para alejar la turbulencia del vehículo se necesita un elemento físico en la parte posterior, que permita lograrlo. La llanta posterior funciona de manera adecuada para el efecto, en la siguiente prueba se explica:

La tercera prueba consiste en hacer descender el vehículo por una pendiente lo más homogénea posible y medir los tiempos para el vehículo con y sin carenado. Se realizó varias mediciones y se pudo determinar 2 velocidades, con las cuales aproximamos la fuerza del viento sobre el carenado. La fuerza determinada con la llanta posterior cubierta y descubierta permitió aceptar al elemento llanta posterior del vehículo para fines de alejar la turbulencia del mismo, disminuyendo la resistencia incidente debido al aire.

5.2.3. COMPORTAMIENTO DEL VIENTO CON MODELO REAL.

Luego de construido el modelo se debe probar en la realidad, el comportamiento del mismo. Para lograrlo, el vehículo descenderá en una pendiente con una longitud determinada. Se realizarán al menos 5 descensos sin carenado, en los cuales finalizados los 200 en pendiente (constante), se tabularán los tiempos.

Luego se realizarán 5 descensos pero esta vez con el carenado bien ubicado, se tabularán los tiempos y podremos en ambos casos calcular la velocidad con y sin carenado. Podemos también cuantificar la fuerza que ejerce sobre el vehículo con ayuda de un análisis de cuerpo libre.

Tenemos ciertos datos específicos sobre el vehículo y conductor. Se procederá a continuación con el análisis respectivo.

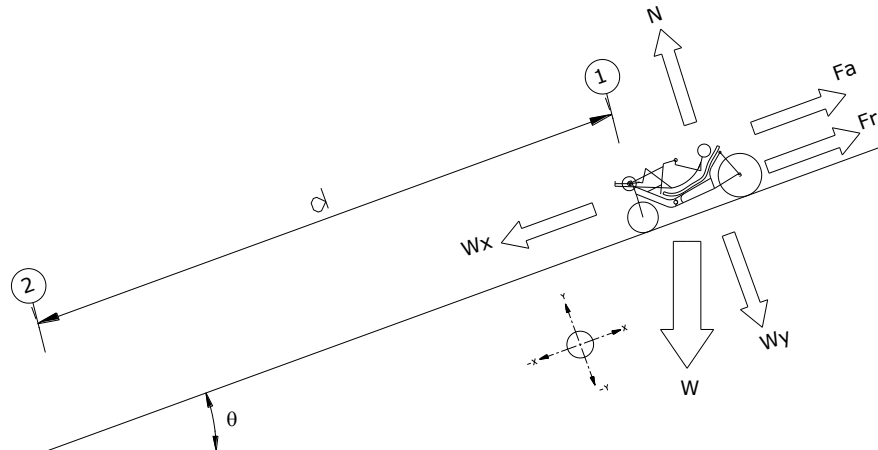


Figura 5.33. Prueba de descenso del vehículo sin carenado

Datos:

W se considera al peso del vehículo y el conductor

$$m = 78(Kg)$$

$$V_o = 0(m/s)$$

$$V_f = 12.5(m/s)$$

$$t = 7.81(s)$$

$$g = 9.81(m/s^2)$$

$$\mu = 0.3$$

Calculo de la aceleración en el eje X

$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{12.5 - 0}{7.81}$$

$$a = 1.6(m/s^2)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$N - W_y = 0$$

$$N = m * g * \cos \theta$$

$$N = 78 * 9.81 * \cos 20^\circ$$

$$N = 719.03(N)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$W_x - F_a - F_r = m \cdot a$$

$$m \cdot g \cdot \sin \theta - F_a - \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta = 78 \cdot 1.6$$

$$F_a = 78 \cdot 9.81 \cdot \sin 20^\circ - 0.3 \cdot 78 \cdot 9.81 \cdot \cos 20^\circ - 78 \cdot 1.6$$

$$F_a = -78.80(N)$$

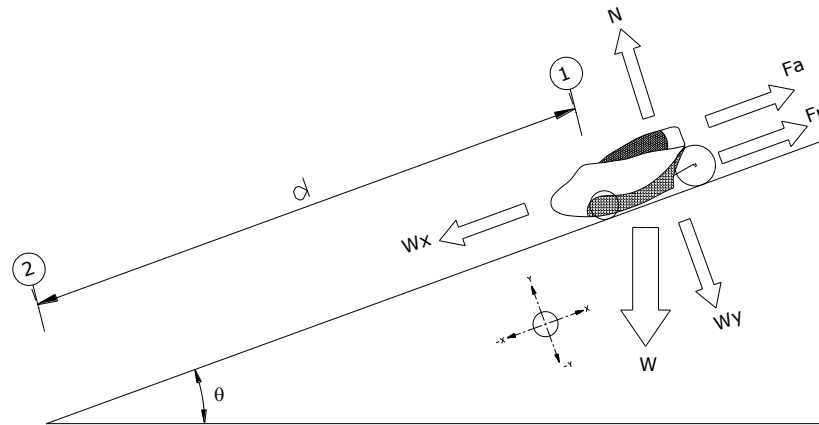


Figura 5.34. Prueba de descenso del vehículo con carenado

Datos:

W se considera al peso del vehículo y el conductor

$$m = 90(Kg)$$

$$V_o = 0(m/s)$$

$$V_f = 13.96(m/s)$$

$$t = 6.88(s)$$

$$g = 9.81(m/s^2)$$

$$\mu = 0.3$$

Calculo de la aceleración en el eje X

$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{13.96 - 0}{6.88}$$

$$a = 2.03(m/s^2)$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_y = 0$$

$$N - W_y = 0$$

$$N = m \cdot g \cdot \cos \theta$$

$$N = 90 \cdot 9.81 \cdot \cos 20^\circ$$

$$N = 829.65$$

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$\sum F_x = m \cdot a$$

$$W_x - F_a - F_r = m \cdot a$$

$$m \cdot g \cdot \sin \theta - F_a - \mu \cdot m \cdot g \cdot \cos \theta = 90 \cdot 2.03$$

$$F_a = 90 \cdot 9.81 \cdot \sin 20^\circ - 0.3 \cdot 90 \cdot 9.81 \cdot \cos 20^\circ - 90 \cdot 2.03$$

$$F_a = -129.62(N)$$

Se puede concluir la ganancia real que implica el uso del carenado aerodinámico, con este se incrementa la velocidad del vehículo en un 11.68%. Como notamos la velocidad incrementa y también posee un incremento en la fuerza de arrastre que existe con un valor de 64.49%.

5.3. SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

5.3.1. ALINEACIÓN Y CALIBRACIÓN DE ELEMENTOS¹³.

La alineación y calibración de los elementos del vehículo se realiza en función de sugerencias obtenidas de fuentes bibliográficas, web y experiencia

Tensores

El tensor se alinea y ajusta mediante una tuerca hexagonal, luego se calibra mediante el tornillo de ajuste de tensión B cuidando no topar la puntera trasera para evitar que el tornillo se deforme al momento de que el mecanismo entre en funcionamiento, ver figura 5.35.

¹³http://techdocs.shimano.com/media/techdocs/content/cycle/SI/Nexave/RD-C531-C530/SI_5VL0C_SP_v1_m56577569830605699.PDF

Par de apriete:
8 - 10 N·m {80 - 100 kgf·cm}

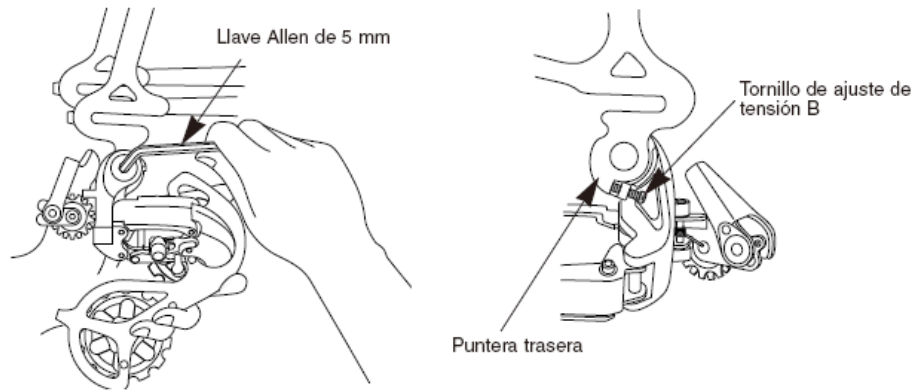


Figura 5.35. Instalación de tensor

Instalación de la cadena.

La parte que requiere mayor cuidado es al momento de instalar la cadena con el tensor-descarrilador, para ello se requiere la ayuda de un bloque de alineación Pro-Set, indicado en la figura 5.38, se comprueba que la instalación fue adecuada girando la el brazo de biela

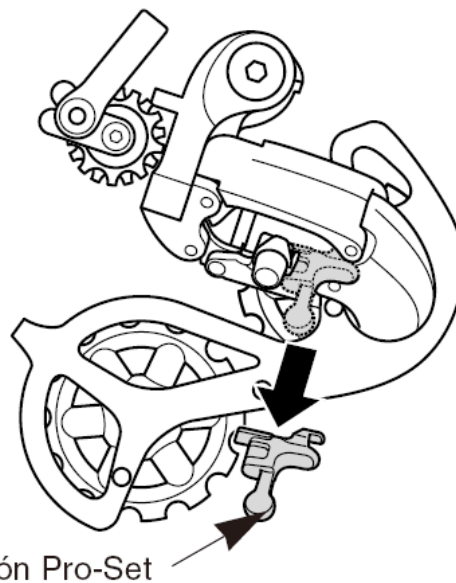


Figura 5.36. Instalación de cadena

5.3.1.1. Calibración de cadena

La calibración de la cadena consiste en evitar que exista demasiado juego o de demasiada tensión, además debe tomarse en cuenta la lubricación, de preferencia hay que usar aceite liviano, ver figura 5.37.



Figura 5.37. Calibración de cadena

Para mantener una tensión adecuada en la cadena se instalan tensores de cadena como se ve en la figura siguiente



Figura 5.38. Guías de cadena

Ajuste de tope interior

Mientras se gira la biela, para que la cadena esté en movimiento, halar del desviador de cambio para colocar la cadena en la segunda rueda dentada. Aun en movimiento de la cadena aflojar el tornillo de ajuste de tope interior hasta que la cadena cambie a la rueda dentada mayor, ver figura 5.40.

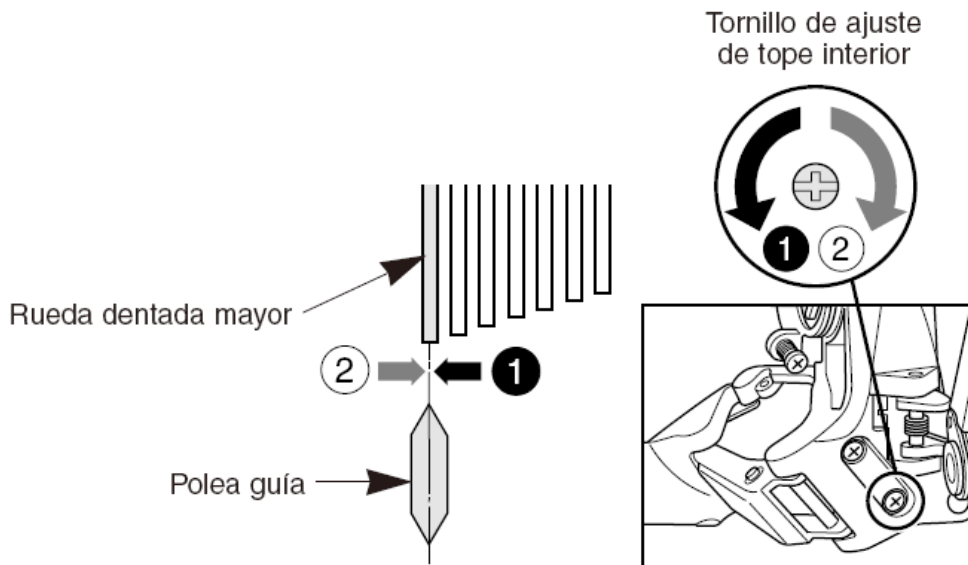


Figura 5.39. Ajuste de tope interior

Ajuste del tope exterior

Mientras se gira el brazo de la biela, hay que mover a mano el desviador de cambio a la posición de tope exterior, y luego girar el tornillo de ajuste de tope exterior para ajustarla de manera que la polea de guía esté en línea con la línea exterior de la rueda dentada menor al mirar desde atrás. Luego girar el brazo de la biela para mover el desviador de cambio a la posición de tope interior, ver figura 5.41.

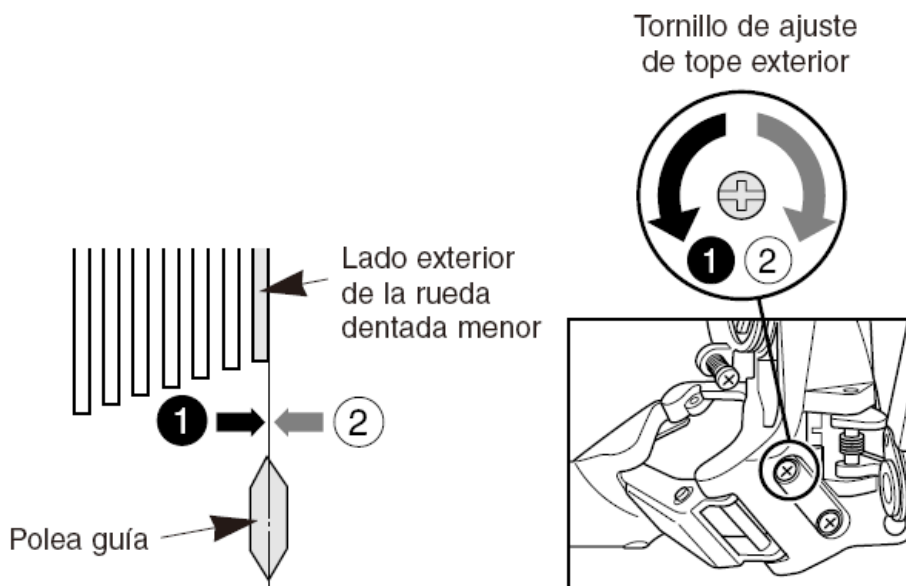


Figura 5.40. Ajuste de tope exterior

Inserción del cable en la envoltura

Se Inserta el cable de acero dentro de la envoltura por el extremo que tiene impresa la marca del fabricante. Es importante Lubricar el cable mientras ingresa a la envoltura para mejorar su funcionamiento.

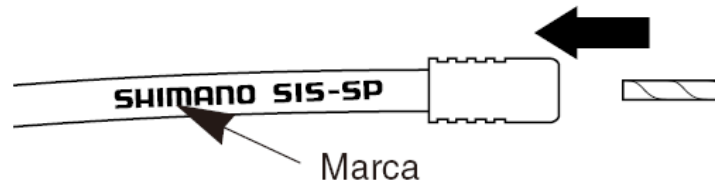
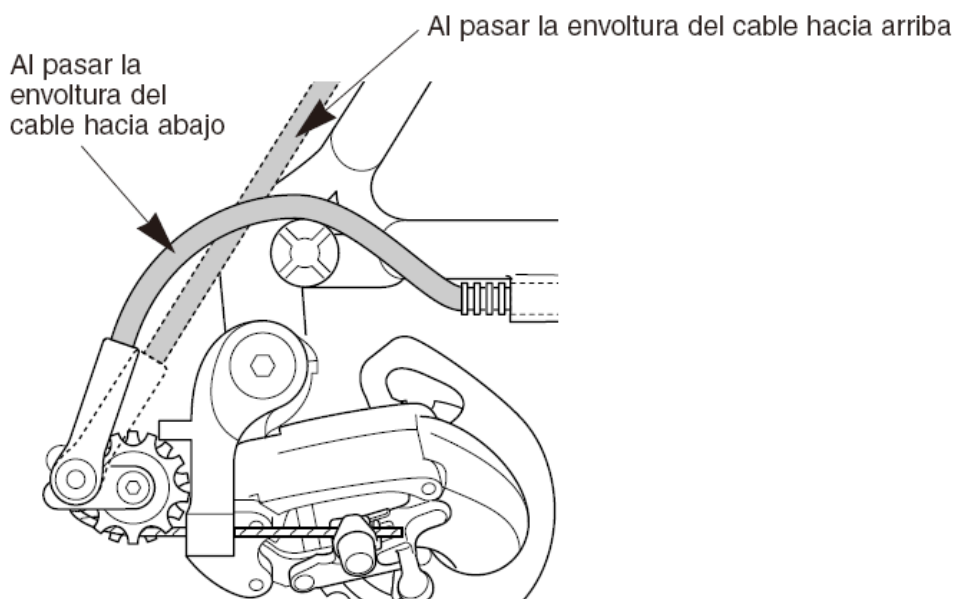


Figura 5.41. Inserción de cable de acero

Instalación del cable de acero

Se conecta el cable de acero al desviador de cambio trasero, se tira del cable para estirarlo y se asegura al desviador de cambio trasero, como se indica en la figura.



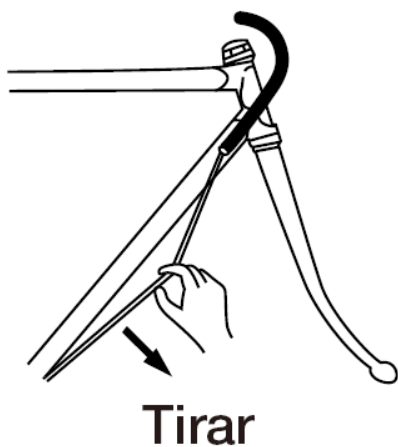


Figura 5.42. Instalación del cable de acero

Tornillo de ajuste de tensión B

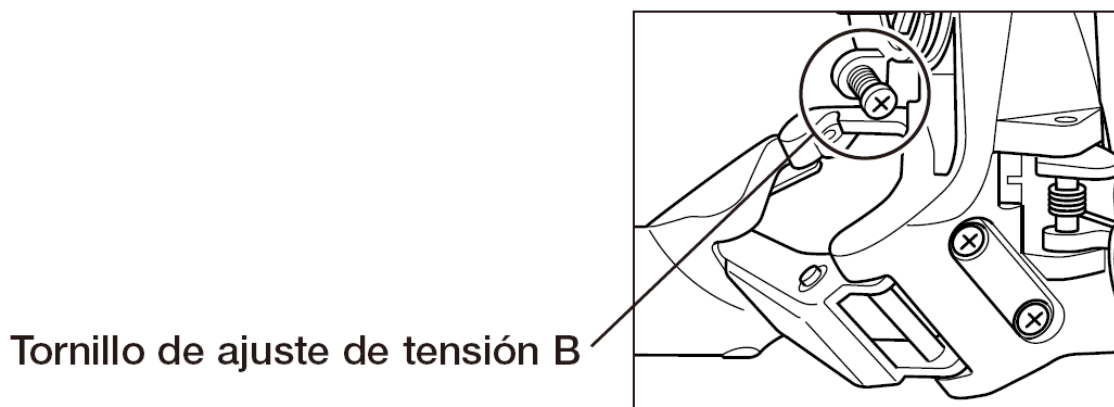


Figura 5.43. Tornillo de ajuste de tensión

Mientras los pedales giran, empujar la palanca derecha para mover la cadena a la rueda dentada mayor.

Rueda dentada
mayor

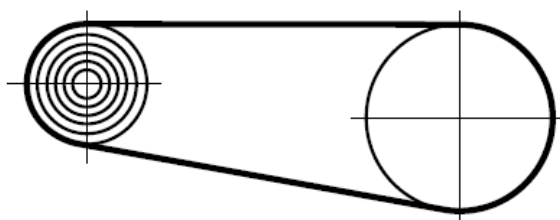


Figura 5.44. Rueda dentada mayor

Hay que verificar que los dientes de la rueda dentada se superponen en la sección indicada de la etiqueta de calibración. Si no se están superponiendo, hay que ajustar de acuerdo con el siguiente procedimiento.

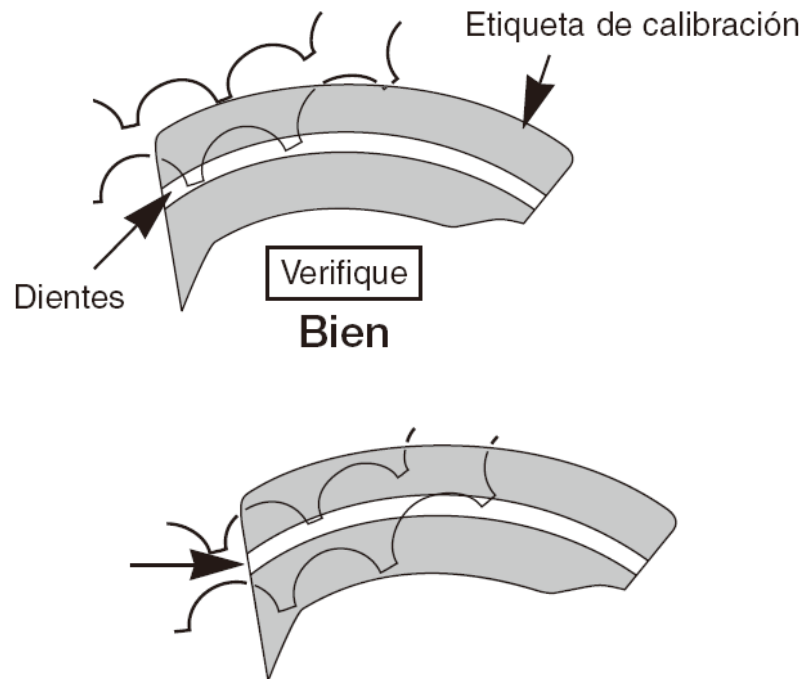


Figura 5.45. Verificación de posición de la rueda dentada

Si los dientes se encuentran por encima de la sección indicada por la flecha, aflojar el perno de tensión B.

Al estar los dientes debajo de la sección indicada por la flecha, apriete el perno de tensión B.

De no existe ninguna etiqueta de calibración, hay que girar el tornillo de tensión B hasta que la polea guía se encuentre dentro del rango indicado en la figura.

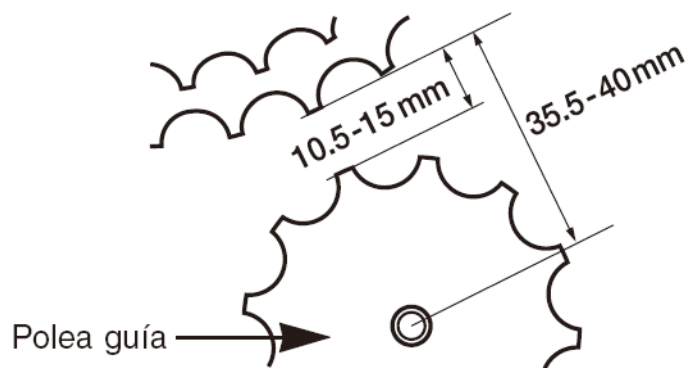


Figura 5.46. Rango de la polea de guía

“Como guía, los dientes se mueven aproximadamente 1 mm por cada rotación de 270° del perno de tensión B. Mientras gira los pedales, empuje la palanca derecha para mover la cadena primero de la rueda dentada mayor a la rueda dentada menor, y luego moverla una vez más a la rueda dentada mayor. Si la etiqueta de calibración está pegada, verifique que los dientes de la rueda dentada se superponen en la sección indicada de la etiqueta de calibración. Si no hay una etiqueta de calibración, verifique que la polea guía se encuentra dentro del rango indicado. Si los dientes no se superponen o la posición de la polea guía no es correcta, repita el procedimiento de ajuste”.

5.4. SISTEMA DE SEGURIDAD.

Nuestro vehículo se diseño en función de los requerimientos de la competencia anual de la HPVC ASME, competencia anual que reúne varios países del mundo. En función de esto según el reglamento respectivo: La seguridad de los participantes, de los espectadores, y del público en general serán las condiciones que predominen durante la competencia. Los jueces considerarán las características de la seguridad del trayecto de la competencia, así como las de los vehículos que compiten, al inicio o continuación de cada evento. Cualquier evento de la competencia puede ser retrasado, terminado prematuramente o cancelado si el juez principal, en consulta con el director de la competencia, el consejero de la competencia, y el jurado, determinan que tal acción es necesaria por seguridad.

5.4.1. PRUEBA DE VOLTEO.

A menudo en el desarrollo de la competencia, se producen volcamientos, el cual se relaciona a su vez con la maniobrabilidad que posee en vehículo frente a obstáculos y cambios de rumbo bruscos. En lo que respecta a la maniobrabilidad, el vehículo para saber si no volteará ya en competencia, según el reglamento: Cada vehículo debe demostrar que puede dar vuelta dentro de un radio de 25 pies y viajar 100 pies en línea recta.

Como segunda medida, se analiza en caso de volteo el denominado roll-bar, el mismo que para que se pueda considerar seguro se especifica por lo menos equivalente a una tubería de acero de Chromemolibdeno con un diámetro externo de 1.5 pulgadas y un grueso de pared de no menos de 0.049 pulgadas. Esta componente permitirá que el conductor en un volcamiento no tenga contacto directo con el suelo.

5.4.2. PRUEBA DE FRENADO.

Según el manual; Cada vehículo puede demostrar que puede detenerse a una velocidad de aproximadamente 15 millas por hora en una distancia de 20 pies o menos.

Cabe mencionar la importancia de un excelente sistema de frenado, el mismo que evitará impactos trayendo desagradables consecuencias.

5.4.3. CONTROL DE SUPERFICIES Y ARISTAS VIVAS.

Se tiene también que: Cada vehículo será examinado visualmente por el jurado para asegurar que todas las superficies estén libres de filos cortantes y protuberancias salientes, en las superficies exteriores y en la región interior al conductor, y que el equipo de seguridad requerido esté instalado correctamente.

5.5. CONJUNTO

A manera de resumen de lo realizado, se presenta en la figura 5.47 así como en la tabla 5.2. La disposición del vehículo construido y ensamblado con todos sus componentes.

5.5.1. COMPONENTES DEL VEHÍCULO

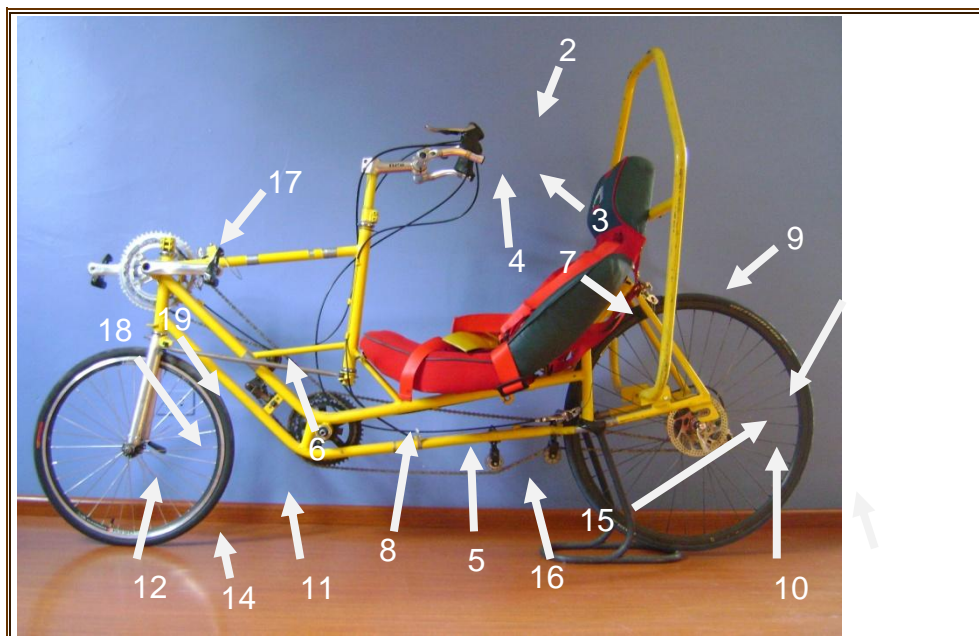


Figura 5.47, Cuadro ensamblado con componentes

Tabla 5.2 Componentes del HPV

1	Llanta posterior	Este componente corresponde a la especificación 700x23, esta llanta obedece a a un buen comportamiento en pista.
2	Palancas de freno	Usadas para aplicar los frenos. Para frenos de rin y de disco mecánico. Los mismos manubrios sirven tanto para el freno trasero como el delantero. Utilizaremos las de tipo Shimano 105.
3	Cambios	Son los mecanismos con los que se cambia la posición de la cadena para generar una nueva transmisión de velocidad. Usaremos Shimano 105 que usa las palancas tipo gatillo.
4	Manubrio	Se usa uno que permita la movilidad adecuada del conductor
5	Cuadro	Es el alma del vehículo. El componente más importante ya que debe ser del tamaño correcto para lograr una disposición y ensamble de todos los elementos constitutivos del vehículo, debe considerar la ergonomía y la resistencia total en el desempeño. Para reducir peso podría usarse fibra de carbono material muy ligeros y caros Se puede tambien usar aluminio por su reducido peso, mientras que para obtener resistencia podría utilizarse acero, pueden aligerarse con materiales como el titanio de 6/3, que es una aleación entre el acero y el aluminio, pero el costo es muy elevado
6	Barra de Dirección	Permite transmitir el movimiento del volante hacia la rueda delantera. Se trata de una

		<p>barra que se desplaza haciendo que un brazo genere un momento en el eje longitudinal del trinche. De esta manera el conductor puede fijar su dirección sin inconveniente.</p>
7	Asiento	<p>La parte de contacto más importante entre el conductor y el vehículo.</p> <p>Este miembro del vehículo se diseña utilizando las medidas del conductor y considerando que el apoyo del mismo consiste en su columna vertebral y su región pélvica anterior. También el diseño contemplará apoyo para la cabeza. Este diseño permitirá además un movimiento adecuado que no interfiera en los miembros del conductor fatigándolos en trayectorias grandes. Cabe mencionar que el asiento no solamente soportará el peso del conductor sino que además deberá resistir la fuerza empleada por el conductor en los pedales. Sería útil un material liviano y de estructura semirígida como una esponja no muy blanda.</p>
8	Transmisión Intermedia	<p>Consiste en un juego de platos conectados a un solo eje, el cumple la función de transmitir la potencia de la primera transmisión en los pedales, hasta los piñones de la rueda posterior, incrementando la relación y ventaja mecánica.</p>
9	Freno trasero	<p>Este freno crean fricción contra el rin para frenar, así como de disco. Se ubica en la parte posterior del asiento a la altura de la cintura del conductor. En nuestro caso elegimos la marca Shimano 105 por sus características en el desempeño.</p>

10	Conjunto de Piñones	Utilizaremos uno de 9 ruedas dentadas de la marca Shimano. La rueda más pequeña disponible es de 11 dientes y la más grande de 34. Mientras más grande la rueda más fácil es el pedaleo, pero con menor avance del vehículo.
11	Llanta Delantera	Nuestro diseño contempla una rueda de diámetro 450, la misma que será de 20 mm de ancho. Esta permitirá mayor maniobrabilidad en la competencia. Cabe acotar que se buscará el menor peso, para la cual no se encuentran con facilidad y en muchas ocasiones se debe exportar en nuestro país.
12	Radios	Unen el rin con la masa y son los responsables del correcto alineamiento de una rueda. Están hechos de acero y los niples (tuercas con que se tensionan) suelen ser de bronce o aluminio. Se miden por calibres y algunos tienen espesor variable para reducir peso. Utilizaremos de Marca Shimano por su capacidad en el esfuerzo y resistencia.
13	Rin	Son de aluminio. Los hay de diferentes anchos. Algunos tienen un recubrimiento cerámico en los bordes usado para mejorar la eficiencia de los frenos de rin. Cada rueda posee su número de rin específico son su ancho correspondiente de la rueda.
14	Desviador trasero o Cambio trasero	Es el responsable de hacer los cambios de velocidades en la parte trasera. Utilizaremos la marca Shimano 105. Tiene varios ajustes que conviene dominar ya que es una de las partes que más trabajo realizan y que están

		muy expuestas a daños.
15	Manzana Trasera	Es el conjunto de rodamientos y eje sobre los que gira la rueda. En ella se colocan los piñones y llegan los rayos. Para Se fija al cuadro con ayuda de una palanca especial denominada "Bloqueo".
16	Cadenas	Encargadas de transmitir la potencia de los pedales a la rueda. Y del sistema de transmisión intermedio hasta los piñones de la rueda trasera. Es prudente asegurarse de mantenerlas limpias, bien lubricadas, ello reducirá el desgaste en los piñones
17	Multiplicación y pedales	Está integrada por las palancas de pedales, los platos delanteros y el eje de los pedales. Los platos delanteros más pequeños son de 20 dientes y las más grandes de 48 para generalmente. Mientras más pequeño el plato, mas fácil es de pedalear así como menor el desplazamiento generado. Puedes encontrar pedales de contacto que son en los que te permiten asegurarte al pedal con la placa que se coloca en el zapato, los hay de plataforma que no tienen ningún tipo de sujeción del pie y los de plataforma con tocle que es una especie de caja de plástico donde entra el zapato. Se debe verificar el tamaño de la caja para el zapato correspondiente.
18	Manzana delantera	Es el conjunto de rodamientos y eje sobre los que gira la rueda. Ahí llegan los rayos. Se fija al vehículo con una palanca especial denominada bloqueo.
19	Trinche Delantero	Es responsable de la dirección y la

	<p>suspensión delantera. En nuestro caso consideraremos las de tipo rígidas por el menor peso y debido a que la pista es muy homogénea y no se absorberá energía vibracional considerable. Además usar este tipo minimiza la vibración en el carenado y ello beneficia la aerodinámica.</p>
--	---

5.5.2. Elementos del Cuadro del HPV

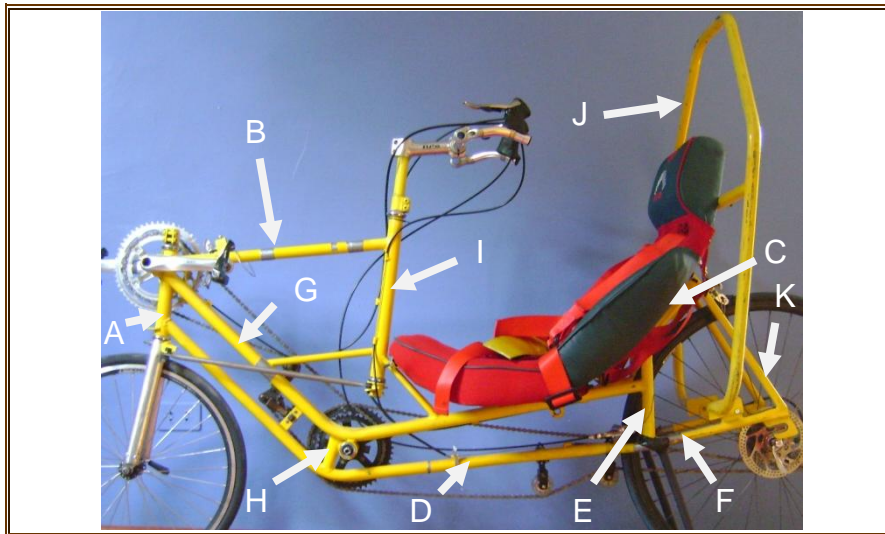


Figura 5.48, Elementos del cuadro

Tabla 5.3 Elementos del cuadro

A	Tubo frontal	En este colocan, el mecanismo multiplicador y pedales, el trinche de la rueda delantera, y de apoyo para el carenado, constituye un elemento rigidizador en la parte frontal del cuadro. Construido a partir de tubo de perfilera estructural de 38.1mm de diámetro. Espesor de 2 mm
B	Tubo superior de dirección	Este elemento construido con tubo de 25.4 y 1.5 mm de espesor, permite la sujeción del descarrilador que influencia la posición de la cadena en los platos ajustando la multiplicación de la potencia, constituye el soporte del manubrio a mas de rigidizar al conjunto.
C	Tubo de asiento	Este elemento tiene como función principal dar soporte al asiento, el cual se someterá a

		elevadas cargas que el conductor generará en el pedaleo. Sirve de sostén para el cinturón de seguridad, limita en su parte inferior con el soporte de base de asiento, en su parte superior está unido al trinche posterior, en cuya unión se fija el freno superior de la rueda trasera.
D	Brazos de suspensión inferior	La mayoría de carga se apoya en estos miembros, de los cuales se posee de uno a cada lado del conductor. Este elemento es el límite inferior del cuadro, nos sirve para fijar el freno inferior de la llanta trasera
E	Tubo trasero inferior	A este elemento se fijan los brazos de suspensión, el trinche inferior trasero, y a su vez absorbe aproximadamente el 65% de la carga que se genera en el espaldar del asiento.
F	Trinche inferior de rueda trasera	En su parte más delantera se une al tubo trasero inferior, y en el centro de la rueda da sostén a la manzana de la misma. Se une en dicho punto con el trinche superior de la misma rueda. Sirve de soporte y fijación del roll-bar. Se construyó con tubo de 19.05 mm con 1.5 mm de espesor.
G	Brazo de suspensión superior	En este prolongado elemento se apoya la base del asiento, los tres brazos de sujeción del tubo de la dirección, en su parte intermedia frontal inclinada, permite la sujeción del tensor de la cadena, en su parte delantera se une al tubo frontal y en su parte trasera se une al tubo trasero inferior
H	Tabique intermedio	Sirve de unión entre el brazo de suspensión superior y el inferior. A su estructura se añade

I	Tubo de Dirección	la camisa por donde cruzará el eje intermedio de transmisión. Rigidiza de gran manera el cuadro en la sección central del mismo Permite la fijación y rotación del manubrio, se encuentra sujeto por tres brazos
J	Roll-bar	Este es un elemento de seguridad en caso de caídas y volcamientos. Su función es proteger la cabeza, hombros del conductor. Este componente sirve de base para el carenado aerodinámico. En él se apoya la cabecera del asiento del conductor.
K	Trinche superior de rueda trasera	En su parte superior se une con el tubo del asiento, y en su parte inferior se une con el trinche inferior en la región del centro de la rueda trasera. En su parte superior se fija el freno superior trasero.

5.6. PRUEBAS DE VELOCIDAD Y COMPORTAMIENTO DEL VEHÍCULO

Cuando el vehículo se participa en pruebas de velocidad, como en las figuras siguientes, el conjunto se somete a condiciones críticas de cargas.



Figura 5.49 Prueba de velocidad en EEUU



Figura 5.50. Prueba de velocidad en Venezuela



Figura 5.51. Prueba de velocidad en Ecuador

La velocidad del vehículo en pruebas hechas en la competencia realizada en la ciudad de Maracaibo-Venezuela donde se obtuvo el primer lugar, es la siguiente¹⁴:

Tabla 5.4 Resultados de la prueba de velocidad HPVC 2008, Maracaibo-Venezuela

2008 HPVC LATIN AMERICA SPRINT RESULTS			MALE		
VEHICLE NUMBER		CATEGORY	TIME	SINGLE SPEED	SINGLE PLACE
3	Universidad del Zulia COL	S	8.3	43.37	3
4	Universidad Simon Bolivar	S	7.435	48.42	2
5	Universidad de Los Andes	S	9.625	37.4	6
6	Universidad Nacional Experimental Politec	S			
7	Instituto Politecnico Nacional	S	8.65	41.62	4
9	Escuela Politecnica del Ejercito	S	7.4	48.65	1
16	Universidad de Oriente	S	10.25	35.14	7
83	Universidad del Zulia	S	8.75	41.14	5

A continuación se grafica desde la figura 5.52 hasta la 5.54, el comportamiento de la aceleración, velocidad y recorrido del vehículo usando ecuaciones del

¹⁴ <http://files.asme.org/asmeorg/Events/Contests/HPV/15683.pdf>

movimiento uniformemente variado y según el valor de velocidad que permitió alcanzar el primer lugar indicado en la tabla 5.4

Tabla 5.5 Comportamiento de aceleración, velocidad y espacio recorrido

tiempo(s)	aceleración(m/s ²)	velocidad(m/s)	velocidad(Km/h)	espacio(m)
1,00	0,30	0,30	1,10	0,15
2,00	0,30	0,61	2,19	0,61
3,00	0,30	0,91	3,29	1,37
4,00	0,30	1,22	4,38	2,44
5,00	0,30	1,52	5,48	3,80
6,00	0,30	1,83	6,57	5,48
7,00	0,30	2,13	7,67	7,46
8,00	0,30	2,44	8,77	9,74
9,00	0,30	2,74	9,86	12,33
10,00	0,30	3,04	10,96	15,22
11,00	0,30	3,35	12,05	18,41
12,00	0,30	3,65	13,15	21,92
13,00	0,30	3,96	14,24	25,72
14,00	0,30	4,26	15,34	29,83
15,00	0,30	4,57	16,44	34,24
16,00	0,30	4,87	17,53	38,96
17,00	0,30	5,17	18,63	43,98
18,00	0,30	5,48	19,72	49,31
19,00	0,30	5,78	20,82	54,94
20,00	0,30	6,09	21,92	60,88
21,00	0,30	6,39	23,01	67,11
22,00	0,30	6,70	24,11	73,66
23,00	0,30	7,00	25,20	80,51
24,00	0,30	7,31	26,30	87,66
25,00	0,30	7,61	27,39	95,12
26,00	0,30	7,91	28,49	102,88
27,00	0,30	8,22	29,59	110,94
28,00	0,30	8,52	30,68	119,32
29,00	0,30	8,83	31,78	127,99
30,00	0,30	9,13	32,87	136,97
31,00	0,30	9,44	33,97	146,25
32,00	0,30	9,74	35,06	155,84
33,00	0,30	10,04	36,16	165,73
34,00	0,30	10,35	37,26	175,93
35,00	0,30	10,65	38,35	186,43
36,00	0,30	10,96	39,45	197,24
36,25	0,30	11,03	39,72	200,02
38,00	0,30	11,57	41,64	219,76
39,00	0,30	11,87	42,73	231,48

40,00	0,30	12,18	43,83	243,50
41,00	0,30	12,48	44,93	255,83
42,00	0,30	12,78	46,02	268,46
43,00	0,30	13,09	47,12	281,39
44,00	0,30	13,39	48,21	294,64
44,40	0,30	13,51	48,65	300,02
PROM.		6,99	25,17	

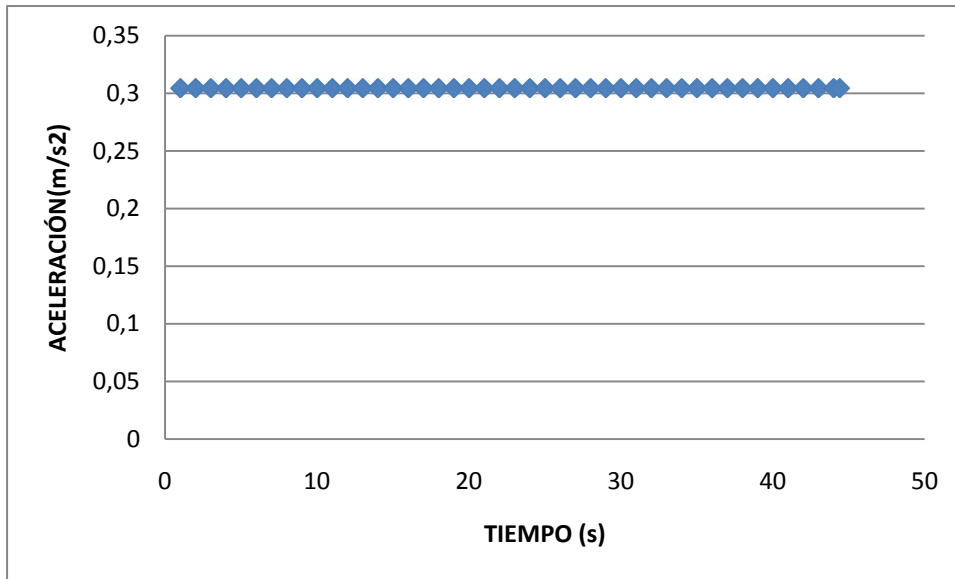


Figura 5.52 Aceleración (m/s²) vs tiempo(t)

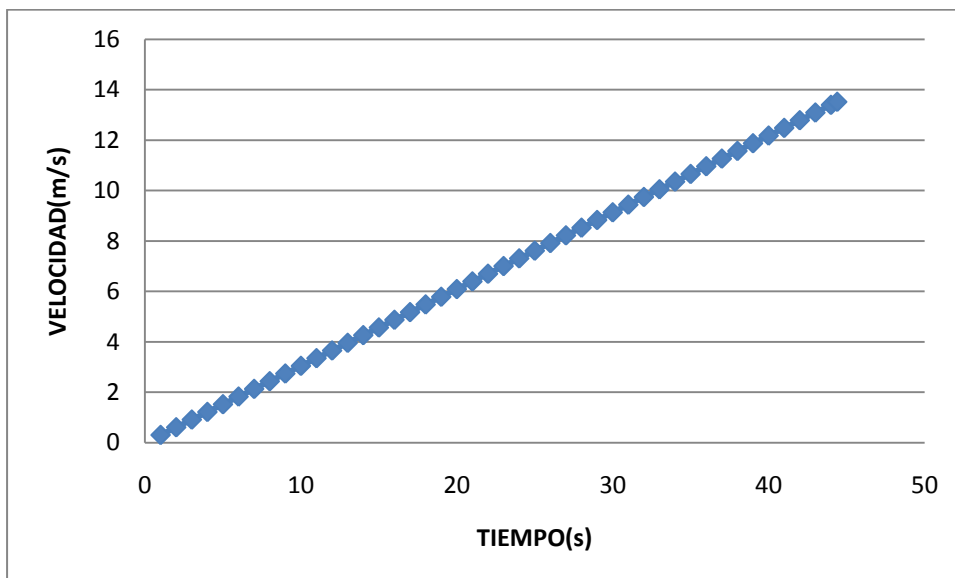


Figura 5.53 Velocidad (m/s) vs tiempo (t)

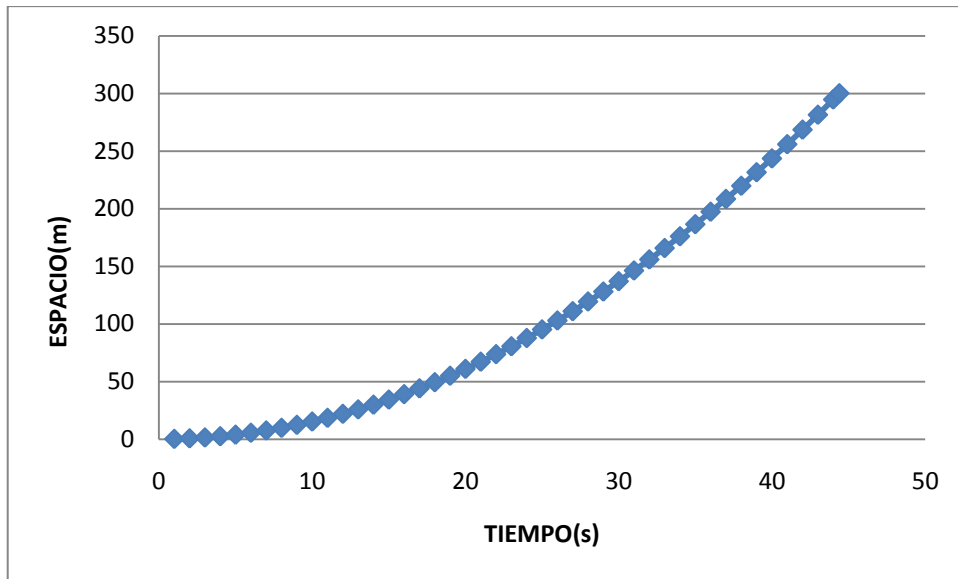


Figura 5.54 Espacio recorrido(m/s) vs tiempo(t)

El tiempo y la velocidad alcanzada se midieron en los 100m últimos de un trayecto de 300mtrs planos, como se observa en la grafica del espacio vs tiempo. Los 7.4 segundos que se midieron en los 100m últimos fueron tomados desde los 37segundos a partir del arranque, como se observa en la tabla 5.5. La variación de la velocidad es lineal, debido a esto el comportamiento de la aceleración es constante como se aprecia en gráfica aceleración vs tiempo. A partir de este resultado, a continuación se analiza los requerimientos de potencia incluyendo criterios adicionales

El diseño del vehículo permite tener valores de eficiencia y coeficientes adecuados para el aprovechamiento eficiente de la potencia generada por el cuerpo del conductor. A continuación se enlista valores de eficiencia y coeficientes que se ajustan al vehículo diseñado.

Eficiencia mecánica de la transmisión incluyendo ruedas= típica 0.95¹⁵

Masa total del conductor y vehículo en = 90Kg

Coefficiente de resistencia de rodadura

Los valores de la tabla 5.6 se presentan en la revista "Cycling Plus"¹⁶

¹⁵ Frank Rowland y David Gordon. *Bicycling Science*. Segunda ed. Inglaterra-Londres. The MIT Press. 1982. 157p.

¹⁶ <http://www.helsinki.fi/~tlinden/rolling.html>

Tabla 5.6 Resistencia a la rodadura, revista "Cycling Plus"

Brand & Model	Size	Weight / g	Rolling resistance
Specialized Turbo	559-22	202	95 %
Nokia City Runner	559-34	534	90 %
Ritchey Crossbites	559-29	281	90 %
Continental Avenue Semislick	559-41	528	85 % = 0,00267
Nokia Rollspeed Trek	559-34	551	85 %
Michelin Idilis	559-40	540	85 %
Avocet City Fasgrip	559-33	458	85 %
Michelin Overland	559-41	544	85 %
Avocet Cross	559-29	428	85 %

Aceleración de la gravedad: calculado para lugares de prueba

Tabla 5.7 Aceleración de la gravedad en lugares de prueba

Lugar	latitud(deg)	latitud(rad)	gravedad(m/s ²)
Quito	0,0000	0,0000	9,7803
Maracaibo	10,5700	0,1845	9,7821
Philadelphia	39,9500	0,6973	9,8016
California	32,5000	0,5672	9,7952
Connecticut	41,0000	0,7156	9,8026

Velocidad del vehículo = 13,51 m/s (tabla 5.7)

Coefficiente aerodinámico de arrastre= 0,11 (valor calculado en la sección de aerodinámica).

A es el área frontal en m²= 0.49065092 m² (valor calculado en la sección de aerodinámica)

Existen pérdidas de potencia debido a la rugosidad, presión y ancho de los neumáticos. Para el vehículo se emplean neumáticos 700 *23C a 100 psi de presión, es decir llantas delgadas y máxima presión para disminuir las pérdidas. En la tabla 5.8 se resumen las pruebas realizadas para determinar las pérdidas de velocidad debido a neumáticos.

Tabla 5.8 Pérdidas de velocidad debido a neumáticos

Descripción	Tiempo	Velocidad
Llanta posterior de bicicleta montañera 100 psi	10 segundos a partir de una velocidad de 10 Km/h	25,4 Km/h
Llanta posterior de bicicleta montañera 80 psi	10 segundos a partir de una velocidad de 10 Km/h	23,1 Km/h
Llanta posterior de bicicleta de ruta (700 *23C) 100 psi	10 segundos a partir de una velocidad de 10 Km/h	24,7Km/h
Llanta posterior de bicicleta de ruta (700 *23C) 80psi	10 segundos a partir de una velocidad de 10 Km/h	21,4 Km/h

Además de pérdidas de potencia debido a neumáticos también se dan debido a variables aerodinámicas.

$$P = \frac{1}{2} \rho \cdot A \cdot C_d \cdot V^3$$

Los máximos requerimientos de potencia se dan al variar el coeficiente de arrastre y se resume en la tabla 5.9.

Tabla 5.9 Potencia requerida en función de Cd

ρ (Kg/m ³)	A(m ²)	Cd, variable	V(m/S ²)	P(W)	P(Hp)
1,3000	0,4907	0,1100	13,5100	86,5143	0,1160
1,3000	0,4907	0,2000	13,5100	157,2988	0,2109
1,3000	0,4907	0,3000	13,5100	235,9482	0,3164
1,3000	0,4907	0,4000	13,5100	314,5976	0,4219
1,3000	0,4907	0,5000	13,5100	393,2470	0,5274
1,3000	0,4907	0,6000	13,5100	471,8965	0,6328
1,3000	0,4907	0,7000	13,5100	550,5459	0,7383
1,3000	0,4907	0,8000	13,5100	629,1953	0,8438
1,3000	0,4907	0,9000	13,5100	707,8447	0,9492
1,3000	0,4907	1,0000	13,5100	786,4941	1,0547

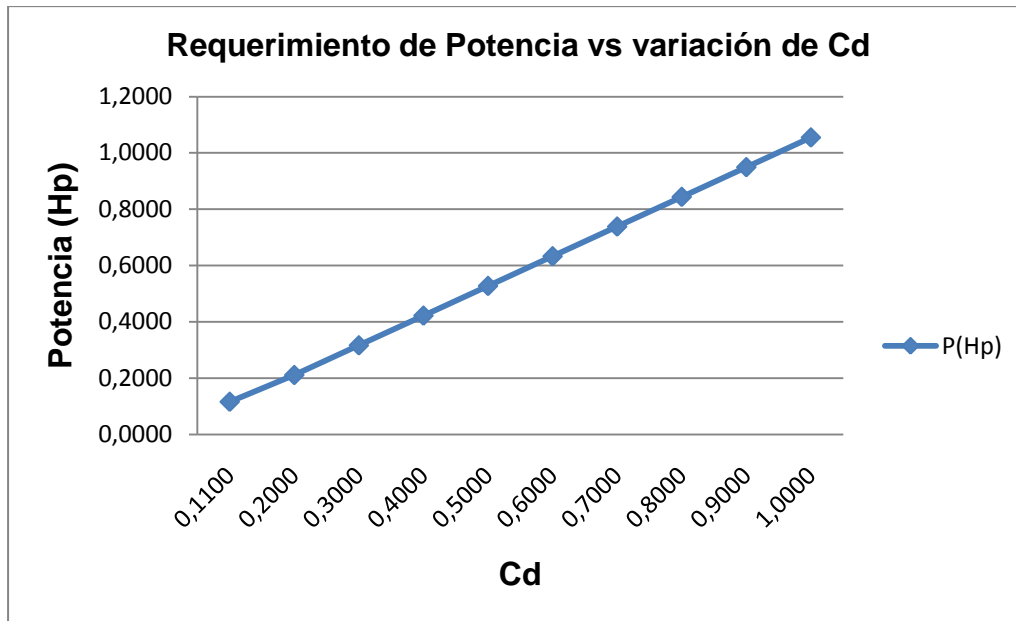


Figura 5.55 Potencia vs variación de Cd

La potencia requerida para la prueba de velocidad realizada, se desarrolla en función de la teoría explicada en el ítem 2.6.2 para una densidad del aire al nivel del mar a 15°C de 1.226 Kg/m³.

Tabla 5.10 Potencia requerida para alcanzar la velocidad obtenida en Maracaibo

lugar	Cv(m/s)	Nmech	Σ m(Kg)	g(m/s ²)	Cr
Maracaibo	13,5100	0,9500	90,0000	9,7821	0,0027

s(%)	a(m/s ²)	mw(Kg)	Cd	A(m ²)	ρ(Kg/m ³)
0,0000	0,3044	1,0000	0,1100	0,4907	1,2260

Cw(m/s)	potencia requerida(W)	potencia requerida(Hp)
3,6111	565,2435	0,7580

De acuerdo al ítem 2.6.4 el requerimiento de energía para que el vehículo alcance una velocidad de 48,65Km/h está dentro de parámetros semejantes a los que se emplea en ciclismo para una velocidad de 25 a 30 Km/h.

CAPITULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO.

6.1.1. COSTOS DIRECTOS

Tabla 6.1.- Remuneración a profesionales

Nombre	Cargo	Tiempo (horas)	Valor hora(USD)	Costo total (USD)
Ing. Carlos Sntaxi	Director	60	20.00	1200.00
Ing. Fernando Olmedo	Codirector	60	20.00	1200.00
			Subtotal 1	2400.00

Fuente: propia

Tabla 6.2.- Remuneración a estudiantes

Nombre	Cargo	Tiempos horas	Valor hora(USD)	Costo total (USD)
Sr. Rafael Mayorga	Responsable del proyecto	480	7.00	3360.00
Sr. Omar Flor	Responsable del proyecto	480	7.00	3360.00
			Subtotal 2	6720.00

Tabla 6.3.-Materia prima para la construcción del cuadro

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Cuadro Acero A36 tubular ø25 mm	1.00	100.00	100.00
Roll bar acero ø 25 mm	1.00	40.00	40.00
Soporte estático	1.00	30.00	30.00
Brazo regulación volante	1	50.00	50.00
Pernos cabeza cilíndrica M6x20 galv	9	0.35	3.15
Tuercas M6	10	0.02	0.20
Arandelas planas M6 galv	10	0.03	0.30
arandelas presión M6 galv	10	0.02	0.20
Pernos exagonales M8x30 acero	8	0.40	3.20
		Subtotal 3	227.05

Tabla 6.4.- Materia prima para la construcción del Carenado

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Cubierta aerodinámica fibra de vidrio	1.00	750.00	750.00
		Subtítulo 4	750.00

Tabla 6.5.- Componentes del vehículo

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Grupo Shimano 105 completo	1	980.00	980.00
Catalina Shimano relación 52:39	1	370.00	370.00
Aro 700	1	400.00	400.00
Llantas Victoria 700	2	72.00	144.00
Tubos 700	2	5.00	10.00
Aro 350	1	350.00	350.00
Llantas Victoria 350	2	72.00	144.00
Tubos 350	2	5.00	10.00
Trinche de aluminio	1	80.00	80.00
Cadenas Shimano	2	55.00	110.00
		Subtítulo 5	2598.00

Tabla 6.6.- Herramientas

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Extractores centro y pacha	2	15.00	30.00
Juegos de pistas trinche	4	2.00	8.00
Llave de pedal	1	6.00	6.00
Corta cadenas	1	5.00	5.00
Extractor piñón	1	6.00	6.00
Juego de hexagonales	1	3.50	3.50
Estira rayos 8 bocas	1	3.50	3.50
Limpia cadenas	1	2.50	2.50
		Subtítulo 6	64.50

Tabla 6.7.- Aditamentos

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Pares de guantes	5	15.00	75.00
Pares de zapatillas Shimano	2	125.00	250.00
Rodilleras	2	25.00	50.00
Casco	2	60.00	120.00
Coderas	2	15.00	30.00
Gafas	2	75.00	150.00
		Subtotal 7	675.00

Tabla 6.8.- Seguridad

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Arnés de seguridad Momo	1	250.00	250.00
Espejos retrovisores	2	25.00	50.00
Cinta adhesiva reforzada	1	3.50	3.50
Sunchos de nylon	10	0.24	2.40
		Subtotal 8	305.90

Tabla 6.9.- Ergonomía

Descripción	cantidad	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Asiento competencia base de aluminio tapizado	1	185.00	185.00
		Subtotal 9	185.00

Tabla 6.10.- Otros costos directos

Descripción	Costo Total(USD)
Prueba en equipos	40.00
pago de derechos de grado	600.00
Subtotal 10	640.00

6.1.2. COSTOS INDIRECTOS

Tabla 6.11.- Insumos para la construcción

Descripción	Cantidad utilizada	Costo unitario(USD)	Costo Total(USD)
Plancha de madera triplex	6	20.00	120.00
Malla plástica(m2)	6	1.00	6.00
Yeso (lb)	100	0.20	20.00
Cemento blanco(lb)	100	0.20	20.00
Pliegos de lijas # 80	10	0.80	8.00
Recipientes de preparación	5	5.40	27.00
Masilla plástica(gl)	4	23.00	92.00
Sierras para caladora	5	0.30	1.50
Adherente epoxy(lt)	0	20.00	5.00
Goma blanca(lt)	0	2.00	0.50
		Subtotal 11	300.00

Tabla 6.12.- Insumos de oficina

Descripción	Costo Total(USD)
Materiales de oficina	50.00
Papelería	30.00
Impresiones	20.00
Copias	10.00
Internet	50.00
Transporte terrestre	500.00
Subtotal 12	660.00

Tabla 6.13.- Personal no profesional

Oficio	Tiempos (horas)	Valor hora(USD)	costo total(USD)
Fibrero	40	10.00	400.00
Masillador	40	5.00	200.00
Soldador	5	10.00	50.00
Mecánico de bicicletas	30	5.00	150.00
Subtotal 13			800.00

6.1.3. TOTAL GENERAL DE COSTOS DEL PROYECTO

Tabla 6.14.- Resumen de costos

	Concepto	Costo(USD)
Costos directos	Remuneración a profesionales	2400.00
	Remuneración a estudiantes	6720.00
	Materia prima, materiales, herramientas, aditamentos, seguridad, ergonomía	4805.45
	Otros	640.00
Costos indirectos de fabricación	Insumos para construcción	300.00
	Insumos de oficina	660.00
	Personal no profesional	800.00
	Imprevistos	1627.545
Total (USD)		17953.00

6.2. FINANCIAMIENTO.

El financiamiento del presente proyecto es responsabilidad directa de los ejecutores del proyecto, por lo que cada uno de los rubros necesarios para la elaboración del proyecto será pagado por los ejecutores.

Tabla 6.15.- Financiamiento

Rubro	Costo efectivo (USD)	Subtotal (USD)	Financiamiento
Remuneración a profesionales	2400.00	2400.00	estudiantes
Remuneración a estudiantes	6720.00	6720.00	estudiantes
Materia prima, materiales, herramientas, aditamentos, seguridad, ergonomía	4805.45	4805.45	estudiantes
Otros	640.00	640.00	estudiantes
Insumos para construcción	300.00	300.00	estudiantes
Insumos de oficina	660.00	660.00	estudiantes
Personal no profesional	800.00	800.00	estudiantes
Imprevistos	1627.55	1627.55	estudiantes
	Total	17953.00	

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.

1. Para que el vehículo adquiriera una velocidad de 48,65 Km/h, el conductor debe emplear una potencia de 565,24 W.
2. La presencia del carenado con un coeficiente de arrastre de 0.11, influye en un ahorro del 59,5% de potencia requerida para alcanzar una velocidad de 48,65Km/h. La variación que se presenta por el cambio en la aceleración de la gravedad de un lugar a otro, no afecta de forma significativa en el cálculo de la potencia requerida.
3. El neumático delgado 700 *23C, usado en el vehículo a 100 psi de presión, permite incrementar la velocidad en 10 segundos a partir de una velocidad de 10 Km/h en un 10% más que en comparación del mismo neumático a 80psi de presión. Comparando el comportamiento de la velocidad con un neumático más ancho a 100 psi de presión, existe una pérdida del 2,7 %.
4. El factor que contribuye en mayor medida en las pérdidas de potencia debido al factor aerodinámico es el coeficiente de arrastre, un valor de Cd igual a 0,11 evita una pérdida del 89% en comparación de un Cd igual a 1.
5. El vehículo tiene un comportamiento estable y manejable por tener una distancia entre ejes de 1440mm y un ángulo de la dirección de 86°.
6. Una visibilidad dentro del vehículo de 180° hacia los lados y 5 metros. hacia el frente, permite al conductor incrementar su confianza en la conducción.

7. El mecanismo que permite poner en marcha el vehículo es un manivela-oscilador, y la forma de desempeñarse es como un generador de movimiento de un grado de libertad y relación de tiempos igual a 1.
8. Existe una rotación continua del mecanismo vehículo-conductor, debido a que la suma de los eslabones más corto y más largo es 930, valor menor que 944 obtenido de la suma de los eslabones restantes.
9. El mecanismo manivela-oscilador diseñado para el vehículo tiene un movimiento buena calidad, sin importar su velocidad, debido a que los ángulos de transmisión mínimo y máximo son mayores que 30 grados
10. La relación de transmisión máxima es 5.9 y permite alcanzar una velocidad de 78.2 Km/h. La relación de transmisión mínima es 2.1 y permite alcanzar un velocidad de 27.4 Km/h, ambas velocidades se calculan a 100rpm de cadencia.
11. La ventaja mecánica del mecanismo vehículo-conductor es 1,35.
12. Los factores de seguridad calculados en función del esfuerzo efectivo de Von Mises varían entre 0.5 y 20. Los valores menores que 1 se registran en las uniones de los elementos del chasis, en especial en el sector del eje central.
13. Debemos ser conscientes de que mientras más aumenta la velocidad, tenemos mayor fuerza de arrastre debido al viento. Por eso resulta importante reducir el área frontal.
14. Los cortes que se realizaron al carenado, al no incidir directamente sobre el área frontal, no traen consecuencias notables en el cambio del comportamiento del aire sobre la superficie.

15. En la región libre del carenado existe una serie de turbulencias que dan una dirección conveniente para el objetivo de alcanzar elevada velocidad.
16. El carenado aerodinámico, se diseño para usar la sustentación a favor de reducir el peso con el incremento de la velocidad. Ello permite reducir la potencia que el conductor aplicará en la competencia. Sabemos bien que no alcanzaremos velocidades que permitan una sustentación que haga peligrar al conductor.
17. Los materiales más óptimos para la construcción del carenado son fibra de carbono y aluminio, en caso de tener factibilidad económica deben considerarse.
18. La geometría del carenado ofrece estabilidad lateral, la misma que impide volteos en altas velocidades. Esta ventaja permite incrementar la velocidad notablemente eliminando este riesgo.

7.2. RECOMENDACIONES.

1. Aligerar el vehículo para alcanzar mayor velocidad empleando menos potencia.
2. Para disminuir el coeficiente de arrastre del vehículo, hay que mejorar la calidad superficial del carenado.
3. Procurar siempre mantener la presión máxima especificada para los neumáticos, con el fin de evitar pérdidas de velocidad debido al excesivo rozamiento. Es mejor si se utilizan llantas delgadas para tener el menor contacto posible con el suelo.
4. Para minimizar pérdidas debido a factores aerodinámicos, el valor del coeficiente de arrastre debe tender a cero.
5. Si se diseña un vehículo para alta velocidad la distancia entre ejes debe procurar ser lo más alta posible para lograr mayor estabilidad.
6. No descuidar la ergonomía del vehículo, porque de ello depende una postura cómoda que permite generar y aprovechar al máximo la potencia desarrollada por el organismo del conductor.
7. Es importante mantener una relación de tiempos de 1 en el mecanismo manivela oscilador empleado en el vehículo, para lograr un movimiento oscilatorio continuo y uniforme, que evite fatiga innecesaria del conductor.
8. Al momento de diseñarse un mecanismo manivela oscilador debe tomarse en cuenta las dimensiones de sus elementos con el fin de evitar que el mecanismo se trabe o no tenga un movimiento continuo.

9. Para que un mecanismo manivela oscilador tenga movimiento continuo incluso a altas velocidades, el ángulo de transmisión debe ser mayor que 30° .
10. Si se requiere desarrollar mayor velocidad, debe incrementarse la relación de transmisión, disminuyendo el número de dientes del piñón más pequeño situado en el eje de la llanta posterior, o aumentando el número de dientes del plato o catalina de ingreso
11. La ventaja mecánica puede incrementarse si se incrementa la longitud de la biela del mecanismo manivela oscilador
12. Deben reforzarse las uniones del chasis para evitar probables fallas debido a sus bajos factores de seguridad calculados en función del esfuerzo efectivo de Von Mises.
13. Uno de los factores con los que se puede jugar para ahorro de potencia es disminuyendo el área frontal.
14. Considerar siempre en los análisis aerodinámicos, las posibles variaciones entre los modelos de prueba y el real, en vista de que existen consideraciones de tamaño y velocidad del fluido.
15. Tener en cuenta la dirección en el viento en vista de que la medida de velocidad del mismo podría ser absoluta o relativa, de esta manera la velocidad del vehículo solamente sería una parte parcial de los datos.
16. Verifique todos los tornillos y tuercas, chequear todo el equipamiento para ver si no hay partes gastadas o dañadas, si el cuadro y la horquilla están correctamente alineados y si todos los componentes están correctamente posicionados.
17. En caso de que la horquilla esté desalineada o dañada hay reemplazarla no repararla.

18. Para lograr un excelente desempeño en competencia, el conductor debe someterse a un plan de entrenamiento en el se tomen en cuenta aspectos como:

- Composición corporal.
- Economía fisiológica.
- Umbral láctico.
- Variables frente a umbral láctico y rendimiento.
- Factores biomecánicos para elevar la potencia frente al umbral.
- Factores de reclutamiento neuromuscular para elevar la potencia frente al umbral - la importancia de la especificidad y el volumen de entrenamiento.
- Respuestas fisiológicas maximales frente al ejercicio.
- Potencia aeróbica máxima como predictor de rendimiento.

REFERENCIAS

BIBLIOGRAFICAS

ERDMAN ARTHUR, SANDOR GEORGE. Diseño de Mecanismos. 3ra edición en español. México. Editorial Prentice Hall-Pearson. Año 1998. 646p.

NORTON ROBERT. Diseño de Máquinas. 1ra edición en español. México. Editorial Prentice Hall- Pearson. Año 1999. 1048p.

Frank Rowland y David Gordon. Bicycling Science. Segunda ed. Inglaterra-Londres. The MIT Press.

Arthur G. Erdman y George N. Sandor. Diseño de Mecanismos, Análisis y Síntesis. Traducción: José de la Cera UNAM. Tercera ed. México. Prentice Hall, Pearson

Joseph Edward Shigley y John Joseph Uicker. Teoría de Máquinas y Mecanismos. Traducción: Ing. Hortensia C. de Cortin- Universidad de Berkeley. 1era ed. México. McGraw Hill

http://www.revistaciclismoenruta.com/cuantos-vatios-cuanta-potencia-2%2%aa-parte_id20669/introduccion_id216990