

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO CONCURRENTE, CONSTRUCCIÓN Y PLANIFICACIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE UN VEHÍCULO ANFIBIO PARA NIÑOS DE EDADES COMPRENDIDAS ENTRE 5 Y 8 AÑOS

Presentado ante la ilustre Universidad Central
de Venezuela, por los Bachilleres:
Bracho S., Guillermo R.
Tariffe C., Pedro J.
para optar al Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas, Noviembre 2004

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO CONCURRENTES, CONSTRUCCIÓN Y PLANIFICACIÓN DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE UN VEHÍCULO ANFIBIO PARA NIÑOS DE EDADES COMPRENDIDAS ENTRE 5 Y 8 AÑOS

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José G La Riva.

Presentado ante la ilustre Universidad Central
de Venezuela, por los Bachilleres:
Bracho S., Guillermo R.
Tariffe C., Pedro J.
para optar al Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas, Noviembre 2004

Caracas, Noviembre de 2004

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Bracho S., Guillermo R. y Tariffe C., Pedro J., titulado:

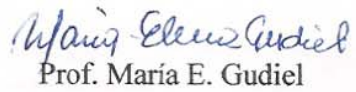
“DISEÑO CONCURRENTE, CONSTRUCCIÓN Y ESTUDIO DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE UN VEHÍCULO ANFIBIO PARA NIÑOS DE EDADES COMPRENDIDAS ENTRE 5 Y 8 AÑOS”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.



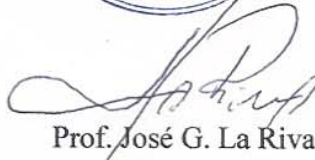
Prof. Alfonso Quiroga

Jurado



Prof. María E. Gudiel

Jurado



Prof. José G. La Riva

Tutor Académico

Dedicatoria

Dios ha sido mi guía en cada paso que doy, a el agradezco la sabiduría y la audacia para llegar hasta donde me encuentro, a el principalmente dedico el fruto de mis esfuerzos.

Dedico también este trabajo a las personas que me han acompañado durante el desarrollo del mismo, brindándome apoyo y energía:

A mi madre, Yolanda Mercedes Correa Arroyo, que aunque no siempre me acompaña con su presencia siempre está conmigo ofreciendo su cariño y valiosa ayuda incondicional con cualquier medio disponible y a cualquier costo.

A mi padre, Pedro Florencio Tariffe Pinto, por concederme sus recursos y por otorgarme su pericia.

A mi novia Carolina Cabrera Martín, a quién amo, por estar día a día conmigo, gracias por darme aliento cuando más lo necesité para seguir adelante sin desfallecer, a pesar de la adversidad.

Gracias en parte también a ustedes este trabajo se ha culminado y mi esfuerzo ha alcanzado su propósito niveles tangibles. La construcción del prototipo es muestra de ello.

Pedro J. Tariffe C.

Dedicatoria

Todo esto empezó como un sueño de dos personas que se encargaron de formarme desde niño. No solo de darme el conocimiento necesario para llegar hasta aquí, sino en formarme de forma humana y enseñarme a tener disciplina y constancia para lograr mis metas y esas dos personas son mis padres. A ellos dedico este gran paso y en especial a mi madre Ana Victoria de Bracho Sanabria que se que donde quieras que estés, estarás orgullosa de ver este logro y que un sueño que tanto anhelabas se esta haciendo realidad. A mi padre Guillermo Ramón Bracho Petit que ha hecho cada sacrificio y ha hecho hasta lo imposible por mantenerme firme y perseverante en toda mi carrera a el no solo le dedico esto sino que también le doy las gracias infinitas por hacer todo lo que ha hecho por mi.

No puedo dejar de un lado a todas las personas que me ayudaron hacer este sueño realidad en especial a mi novia Alejandra Bezanilla que con su amor y dedicación a mi persona apporto cada palabra de aliento en los momentos que los necesite y me tendió la mano cuando requerí de su ayuda a ti mi vida gracias por aparecer en mi vida y te dedico este logro.

Hay una persona que no puede quedar pasar viéndome crecer y crecer conmigo en cada momento estuvo pendiente de todo esto y siempre estuvo ahí para ayudarme a ti Adriana Vega te dedico esta meta en la que tu aportaste muchas ideas.

Y por ultimo a todas aquellas personas que estuvieron pendientes de toda mi carrera y confiaron en que lo lograría: mi abuelo, mis tíos, primos y grandes amistades. A todos ellos gracias y esto es por ustedes.

Guillermo Bracho

AGRADECIMIENTOS

Después de haber logrado la realización de este trabajo de grado, deseamos hacer un pequeño paréntesis para darles nuestro eterno agradecimiento a todas aquellas personas que contribuyeron para que este logro fuese posible:

Licenciado Guillermo Bracho; gracias por todos aquellos aportes y conocimientos ofrecidos en materia financiera.

A nuestro tutor, el Ingeniero José Gregorio La Riva, por sus consejos, tiempo y el apoyo que nos brindó.

Al Sr. Raúl Guidella, dueño del Taller Alfa por darnos sugerencias y por el mecanizado.

Al Sr. Paolo Chiaramonte, Representaciones Helmecca, gracias por el suministro de partes y piezas de bicicletas y por todas aquellas ideas y sugerencias aportadas.

Ingeniero Enrique Limongi, por la asesoría ofrecida en materia de mecánica de materiales.

Ingeniero Pedro Cadenas, por el aporte de ideas y la asesoría recibida en cuanto a elementos mecánicos.

Al Sr. Medardo Díaz, por la ayuda recibida y el aporte de ideas en cuanto al mecanizado de piezas.

Al personal del Laboratorio de metal-mecánica de la Universidad Simón Bolívar por sus aportes y sugerencias.

Al Ingeniero Juan Carlos Mestre por su asesoramiento en construcción.

Además hacemos también extensivas nuestras palabras de agradecimientos para todas aquellas personas e instituciones que de una u otra manera colaboraron para la realización de este trabajo de grado.

Bracho S., Guillermo R.

Tariffe C., Pedro J.

**DISEÑO CONCURRENTE, CONSTRUCCIÓN Y PLANIFICACIÓN DE
LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE UN VEHÍCULO ANFIBIO PARA
NIÑOS DE EDADES COMPRENDIDAS ENTRE 5 Y 8 AÑOS**

Tutor Académico: Prof. José G. La Riva

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería
Mecánica. 2004. N° Pág: 180**

Palabras Claves: Vehículo, Anfibio, Infantil, diseño, Producción.

RESUMEN

Con el propósito de crear un producto novedoso, destinado al mercado de juguetería, que active al sector industrial productivo de nuestro país, se creó un vehículo infantil anfibio. Para lograr la aceptación del mercado, este juguete debió cumplir con las siguientes exigencias: ligero, portátil, ergonómico, versátil y altamente atractivo. El diseño del vehículo se desarrolla en tres etapas.

La primera, de Ingeniería conceptual, en la que se empleó una tormenta de ideas y se efectuó la selección mediante matrices morfológicas. La segunda, comprende la Ingeniería de detalles, comenzó con la aplicación de principios básicos de ergonomía infantil para lograr el dimensionamiento del compartimiento del conductor, y en gran parte del resto del vehículo; luego se aplicó principios de la mecánica de los fluidos (fuerza de arrastre, flotabilidad, estabilidad y empuje), para definir el resto de la geometría del vehículo; se procedió al despiece del aparato y el diseño de los componentes principales (ejes, engranajes, y frenos). La tercera etapa conllevó a la construcción de las piezas, la indicación de la secuencia de ensamblaje y rediseño, parte fundamental del diseño concurrente.

Para el estudio de la línea de producción se realizó una distribución de planta que cumpla con las condiciones del proceso de manufactura, para una cantidad preestablecida de unidades a producir, indicando el organigrama de la empresa, así como el número de empleados requeridos en cada área. Luego se procedió al estudio económico del producto, donde se empleó la técnica del análisis del punto de equilibrio, para luego reajustar la producción y al personal.

ÍNDICE GENERAL

DEDICATORIA.....	i
AGRADECIMIENTOS.....	iii
RESUMEN.....	v
ÍNDICE GENERAL.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
LISTA DE ANEXOS	xv
INTRODUCCIÓN.....	xvi

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Seccion1.1: Motivación.....	1
Sección 1.2: Planteamiento del problema.....	1
Sección 1.3: Objetivos y alcances.....	2
Sección 1.3.1: Objetivos Generales.....	2
Sección 1.3.2: Objetivos específicos.....	2
Sección 1.3.3: Alcances.....	3

CAITULO II: MARCO TEÓRICO

Sección 1:	
Antecedentes.....	4
Sección 2: Ergonomía, Antropometría y Biomecánica.....	6
Sección 2.1: Huesos articulaciones y músculos.....	9
Sección 2.2: Fuerza, tolerancia y fatiga muscular.....	9
Sección 2.3: tamaño del cuerpo.....	10
Sección 2.4: Crecimiento y desarrollo físico del niño a partir de los 3 años de edad.....	10

Sección 2.5: potencia de pedaleo según el test de Wingate.....	13
Sección 2.5.1: Metodología	13
Sección 2.5.2: Parámetros valorados en test de Wingate.....	15
Sección 2.5.3: Optimización de la carga a emplear.....	17
Sección 2.5.4: formula para obtener la potencia.....	18
Sección 3: flotabilidad y estabilidad.....	20
Sección 3.1: flotabilidad.....	20
Sección 3.2: Estabilidad.....	21
Sección 4: Propulsores.....	22
Sección 4.1: Propelas de hélice.....	22
Sección 4.2: Propelas de paso controlable	25
Sección 4.3: Chorro de agua.....	25
Sección 4.4: Propelas de eje vertical.....	26
Sección 4.5: Otros dispositivos de empuje.....	26
Sección 5: Especificaciones seguridad del chasis de la formula SAE (Society of automotive Engineer).....	27
Sección 6: Procedimiento de diseño de flechas y ejes.....	29
Sección 6.1: Fuerzas que ejercen elementos de maquinaria sobre flechas o ejes.....	31
Sección 6.2: Ruedas dentadas.....	32
Sección 6.3: Ruedas o poleas con cadena.....	33
Sección 6.4: Concentraciones de tensiones en flechas o eje.....	35
Sección 6.5: Tensiones de de diseño de flechas y árboles.....	35
Sección 6.6: Tensión por esfuerzo de corte de diseño.....	36
Sección 6.7: Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga.....	37
Sección 6.8: Factor de diseño N	40
Sección 6.9: Flechas y ejes solo en flexión y torsión.....	40
Sección 7: Engranajes cónicos.....	43
Sección 7.1: Geometría de los engranes cónicos rectos.....	43

Sección 7.2: Fuerzas en engranes cónicos rectos.....	45
Sección 8: Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares.....	46
Sección 9: Corrosión Química.....	50
Sección 9.1: Resistencia a la corrosión de varios metales.....	51
Sección 9.2: Métodos para minimizar la corrosión.....	51
Sección 10: Ingeniería naval.....	54
Sección 11: Fibra de vidrio.....	58
Sección 11.1: Tipos de fibras.....	59
Sección 11.2: Medidas de prevención.....	60
Sección 11.3: Efectos en la salud.....	61
Sección 12: Termoformado.....	61
Sección 13: Técnicas y aplicación administrativa del análisis de costo- volumen-utilidad (análisis de punto de equilibrio).....	62
Sección 13.1: Suposiciones fundamentales del análisis de costo-volumen- utilidad.....	64
Sección 13.2: El principio de la variabilidad de costos aplicado al análisis de costo-volumen-utilidad.....	64
Sección 13.3: variabilidad lineal.....	65
Sección 13.4: Consideraciones de precio de venta y mezcla de ventas.....	66
Sección 13.5: Políticas administrativas.....	66
Sección 13.6: Evaluación de las suposiciones.....	67
Sección 13.7: Problemas especiales en el análisis del punto de equilibrio.....	67
Sección 13.8: Análisis del punto de equilibrio y cambio de inventario.....	68
Sección 13.9: Uso y aplicación de Análisis de costo-volumen-utilidad.....	69
Sección 13.10: Evaluación del efecto de cambios en las variables.....	69
Sección 13.11: Análisis de costo-volumen-utilidad por subdivisiones organizacionales o por producto.....	69
CAPITULO III: METODOLOGÍA	
Sección 1: Diseño conceptual.....	71
Sección 2: Diseño y selección de los componentes mecánicos (Memoria de	84

Cálculo).....	
Sección 2.1: Diseño del bastidor del vehículo.....	84
Sección 2.2: Potencia de pedaleo generada por el niño.....	92
Sección 2.3: Sistema de transmisión principal de potencia.....	93
Sección 2.4: Transmisión de la propela.....	94
Sección 2.5: Diseño de engranajes.....	97
Sección 2.6: Diseño de ejes.....	102
Sección 2.7: Cuñas de Fijación para los engranajes.....	116
Sección 2.8: Dispositivo de Freno.....	118
Sección 3: Análisis de riesgos.....	118
Sección 3.1: Condiciones generales.....	119
Sección 3.1.1: Precauciones en tierra.....	119
Sección 3.1.2: Precauciones en agua.....	119
Capítulo IV: CONSTRUCCION DEL VEHICULO	
Sección 1: Selección de materiales para la construcción.....	121
Sección 2: Construcción del bastidor.....	123
Sección 3: Construcción de los ejes y piezas a mecanizar.....	124
Sección 4: Construcción del casco.....	131
Sección 5: Ensamble del Vehículo.....	132
CAPITULO V: DISEÑO DEL PROCESO DE PRODUCCIÓN	
Sección 1: Esquema del proceso de manufactura.....	139
Sección 1.1: Descripción de cada departamento y maquinaria a utilizar.....	140
Sección 2: Desarrollo en planta de la línea de producción.....	142
Sección 3: Equipos a requerir.....	143
Sección 4: Organigrama del personal.....	145
Sección 5: Estudio económico.....	147
CAPITULO VI: DISCUSIÓN DE RESULTADOS	
Sección 1: Análisis de resultados.....	152
Sección 2: Conclusiones.....	153
Sección 3: Recomendaciones.....	155

ÍNDICE DE TABLAS

1 Historia de las importaciones y exportaciones de vehículos concebidos por ruedas en Venezuela.....	6
2 Características del perfil indicado por la formula SAE.....	28
3 Factores de confiabilidad usados frecuentemente.....	39
4 Formulas para la determinación de la geometría de los engranes.....	44
5 Tamaño de la cuña contra tamaño de la flecha.....	47
6 Radios y chaflanes para cuñas que se sugieren.....	48
7 Matriz morfológica preliminar.....	79
8 Matriz morfológica final.....	81
9 comparación final.....	83
10 momentos de inercia usados.....	86
11 calculo de la inercia del perfil balaustra (ovalado con refuerzos internos)	87
12 Calculo de material utilizado.....	88
13 Relación de velocidades de transmisión.....	94
14 Condiciones de torque y RPM de la propela.....	96
15 Geometría de los engranes cónicos.....	100
16 Propiedades mecánicas del Nylon.....	101
17 Tabla de solicitaciones del eje de las ruedas traseras.....	110
18 Tabla de solicitaciones del eje de la propela.....	115
19 Elementos a ser adquiridos por medio de un outsourcing para el prototipo.....	122
20 Componentes a construir y materia prima requerida para el prototipo.....	123
21 Hoja de procesos del eje de la propela.....	124
22 Hoja de procesos del eje de las ruedas traseras.....	126
23 Hoja de procesos de la chumacera de los pedales.....	128
24 Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado derecho.....	129
25 Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado	129

izquierdo.....	
26 Hoja de procesos de la chumacera de los pedales.....	130
27 Hoja de procesos de la columna de la dirección.....	130
28 Plan de inversiones.....	147
29 Capacidad instalada.....	147
30 Ventas anuales.....	148
31 Costo de materia prima.....	148
32 Costos de embalaje.....	149
33 Costos de producción.....	149
34 Gastos administrativo.....	150
35 Gastos totales.....	150
36 Flujo de caja.....	150

ÍNDICE DE FIGURAS

1 Patrones antropométricos.....	8
2 Gráfica de crecimiento de los niños talla, peso vs. edad.....	11
3 Gráfica de crecimiento de los niñas talla, peso vs. edad.....	12
4 Valoración general de la prueba de wingate	15
5 Valoración del tiempo necesario en alcanzar la potencia máxima.....	15
6 Valoración del índice de fatiga.....	17
7 Distintos casos de flotabilidad y estabilidad de cuerpos.....	20
8 La relación o razón real de resbalamiento.....	24
9 Descripción del vehiculo de formula SAE.....	28
10 descripción de fuerzas en sistemas de correas y poleas.....	34
11 Geometría del cuñero.....	49
12 Tipos de fibra de vidrio.....	59
13 Trabajo con fibra de vidrio.....	61
14 Proceso de Termoformado.....	62
15 Modelo 1.....	71
16 Modelo 2.....	72
17 Modelo 3.....	72
18 Modelo 4.....	73
19 Modelo 5.....	73
20 Modelo 6.....	74
21 Modelo 7.....	74
22 Modelo 8.....	75
23 Modelo 9.....	75
24 Modelo 10.....	76
25 Modelo 11.....	76
26 Modelo 12.....	77
27 Resultados de la matriz morfológica preliminar.....	80
28 Resultados de la matriz morfológica final.....	81

29 Bosquejo de despiece del modelo final.....	83
30 medidas estándar de una bicicleta Rin 16.....	84
31 boceto del chasis.....	85
32 Perfil indicado por la formula SAE.....	86
33 Seccionamiento del perfil utilizado	87
34 Bocetos del casco.....	89
35 Dimensionamiento y áreas principales del casco.....	90
36 Calculo grafico del metacentro.....	91
37 Comprobación del metacentro.....	92
38 Diagrama de cuerpo libre del vehiculo.....	93
39 Geometría del alabe de la propela.....	96
40 Torque, velocidad de resbamiento y velocidad de avance vs. RPM de la propela.....	97
41 Fuerzas transmitidas por la cadena.....	104
42 Cargas en los engranes propulsores de la propela.....	105
43 Diagrama de cuerpo libre eje de las ruedas traseras.....	106
44 Cargas aplicadas en los apoyos del eje de las ruedas traseras (plano XZ).....	106
45 Diagrama de fuerza cortante del plano XZ del eje de las ruedas traseras.....	107
46 Diagrama de momento flector del plano XZ del eje de las ruedas traseras.....	107
47 Diagrama de carga axial del eje de las ruedas traseras.....	107
48 Diagrama de momento torsor del eje de las ruedas traseras.....	108
49 Cargas aplicadas en los apoyos del eje de las ruedas traseras (plano XY).....	108
50 Diagrama de fuerza cortante del plano XY del eje de las ruedas traseras.....	109
51 Diagrama de momento flector del plano XY del eje de las ruedas	109

traseras.....	
52 Curva de energía de distorsión elíptica del eje de las ruedas traseras.....	111
53 Diagrama de cuerpo libre del eje de la propela.....	112
54 Cargas aplicadas en los apoyos del eje de la propela (plano XY).....	113
55 Diagrama de fuerza cortante del plano XY del eje de la propela.....	113
56 Diagrama de momento flector del plano XY del eje de la propela.....	113
57 Diagrama de fuerza cortante del plano XZ del eje de la propela.....	114
58 Diagrama de momento flector del plano XZ del eje de la propela.....	114
59 Diagrama de carga axial del eje de la propela.....	114
60 Diagrama de momento torsor del eje de la propela.....	115
61 Curva de energía de distorsión elíptica del eje de la propela.....	116
62 Dimensiones de la cuña.....	117
63 Diagrama de cuerpo libre del freno.....	118
64 Eje trasero con sus componentes.....	132
65 Elementos de transmisión ajustados.....	133
66 Ajuste de las chumaceras del eje de las ruedas traseras.....	133
67 Fijación de las ruedas traseras.....	134
68 Ruedas fijas con un reten.....	134
69 Fijación de la horquilla.....	135
70 Fijación de la rueda delantera.....	135
71 Ajuste del eje de los pedales.....	136
72 Ajuste de la corona transmisora y los pedales.....	136
73 Chasis con la capa de fibra de vidrio colocada.....	137
74 Chasis con la fibra aplicada antes de mejorar el acabado superficial.....	137
75 Aplicación de la pintura.....	138
76 Producto final.....	138
77 Diagrama de procesos del vehículo.....	139
78 Distribución de planta de la fabrica.....	143
79 Organigrama de la empresa.....	145
78 Análisis del punto de equilibrio.....	151

LISTA DE ANEXOS

- A.** Plano del bastidor.
- B.** Plano del eje de las ruedas traseras.
- C.** Plano del eje de la propela.
- D.** Plano del engrane.

INTRODUCCIÓN

El Uso de bicicletas por parte de los niños es masivo, al igual que las visitas a piscinas, playas, etc. El contacto del niño con el agua como medio de diversión es muy común en las familias y la idea concebir una fusión de estos dos aspecto es muy atractivo. Al igual que crear un medio alternativo de diversión que rompa con los esquemas de transportes infantiles a los que estamos acostumbrados.

Por otra parte, los niños en esta etapa presentan la mayor capacidad de aprendizaje ya que se encuentran en la plenitud de sus habilidades cognitivas y motoras, es decir, es el mejor momento para que el niño pueda aprender a manejar estos tipos de vehículos permitiendo una mayor interacción entre padre e hijo.

El desarrollo de este tipo de vehículos fue en un principio con fines militares y luego fue visto como un medio de diversión pero son altamente costosos y muy voluminosos, es por esta razón que se realiza este trabajo de grado que lleva por título: “Diseño concurrente, construcción y planteamiento de la línea de producción de un vehiculo para niños de edades comprendidas entre 5 y 8 años” basados en los distintos conocimientos suministrados en el transcurso de la carrera, se busca elaborar un modelo ergonómico, practico para su transporte, de fácil manejo, económico, estético, resistente y confiable.

Para una mejor comprensión el lector podrá apreciar el presente trabajo en seis capítulos:

En el Capítulo I se describe el Planteamiento del Problema, mostrando lo que motivo a realizar este proyecto así como Objetivos y Alcances de este.

En el Capítulo II se puede apreciar el Marco Teórico donde se hace una reseña de todas las investigaciones y fundamentos para la elaboración de este anfibio y las herramientas necesarias para el estudio económico del proyecto.

Lo presentado en el Capítulo III posee todo lo concerniente al proceso de diseño desde la tormenta de ideas hasta el proceso de cálculo de los elementos principales que componen este aparato.

El Capítulo IV muestra una descripción del proceso de fabricación del prototipo desde la elaboración de cada pieza hasta el proceso de ensamblaje.

Luego de tener el prototipo se desarrolló el estudio económico que se encuentra en el Capítulo V, donde se observa el planteamiento de la distribución departamental para la fabricación en serie del producto creado, el organigrama de los cargos principales para luego hacer un estudio de costos de producción y determinarse la rentabilidad del equipo para la venta.

Por último en el Capítulo VI se presenta un análisis de los resultados obtenidos en el proyecto para tomar una serie de conclusiones y realizar las recomendaciones necesarias para el estudio posterior del tema.

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Sección 1.1: Motivación

Ante la existencia de una gran población infantil en el país, y de un mercado potencial en este ramo, y con la intención además de activar el sector productivo (manufacturero) de nuestra economía, surge la necesidad de ofrecer un juguete útil, versátil, portátil, económico y de buena calidad. Todo esto para atraer al mayor número posible de personas.

Venezuela posee gran cantidad de playas y balnearios, que son muy concurridos en distintas épocas del año; acuden gran cantidad de niños, y a la mayoría le atraen los botes de pedal, botes inflables y flotadores (incluyendo las peligrosa tripas de caucho). Inspirado en estas atracciones, en la tecnología de los vehículos automotores anfibios; y con gran influencia de las bicicletas y coches, se pretende crear un vehículo infantil anfibio, destinado en principio a niños de edades comprendidas entre 5 y 8 años.

El desarrollo de este proyecto plantea la posibilidad de introducir el producto al mercado, y hacer de él un negocio rentable. Como futuros profesionales hemos pensado en formarnos como industriales independientes, iniciando con una empresa manufacturera y distribuidora de estos vehículos para el disfrute de todos los infantes de Venezuela y a futuro a nivel internacional.

Sección 1.2: Planteamiento del problema:

El trabajo consiste en el diseño y construcción de un vehículo, lo que conlleva a un problema inicialmente de diseño. El cual será atacado con el método de diseño concurrente, elaborando los cálculos pertinentes para estudiar las

propiedades mecánicas y químicas de los materiales ideales a utilizar, de donde los más idóneos, siendo estos puestos a prueba durante los procesos de manufactura, analizando la viabilidad de manejo de estos en la línea de producción que se desee llevar a cabo, también se realizarán pruebas para corroborar el buen desempeño del vehículo.

Adicionalmente se presenta el problema de fabricación en donde se estudiará el proceso de manufactura y basado en ello establecer una línea de producción adecuada para la producción de este equipo. Durante la construcción del prototipo se hará, de ser necesario, cambio en las características, materiales, orden y/o tipos de procesos de fabricación en virtud de solventar problemas que puedan presentarse con el mismo tanto en la elaboración como para la línea de producción.

Sección 1.3: Objetivos y alcances:

Sección 1.3.1: Objetivos generales

- Diseñar un vehículo infantil para edades comprendidas entre 5 y 8 años, que tenga la capacidad de desplazarse tanto en agua como en tierra con facilidad.
- Desarrollar un diagrama de flujo y el mecanismo necesario para desarrollar una línea de producción del prototipo diseñado y construido previamente.

Sección 1.3.2: Objetivos específicos

- Realizar la selección de un modelo adecuado de un vehículo el cual cumpla con las características óptimas para captar la simpatía del niño, cumpla con la finalidad planteada y de costos bajos.

- Elaborar un estudio de costos del producto, en función de la factibilidad económica y competitividad del mismo.
- Realizar la selección de los materiales y las dimensiones adecuadas de acuerdo a las solicitudes que se observen en el vehículo y al factor económico.
- Determinar los componentes que van a ser adquiridos y/o construidos según los resultados obtenidos en el proceso de diseño.
- Determinar las pruebas a realizar según las características del vehículo para corroborar su seguridad
- Realizar el planteamiento de la línea de procesos a seguir para la secuencia de manufactura del vehículo previamente diseñado, así como la construcción y prueba del mismo.

Sección 1.3.3: Alcances

En este trabajo se pretende lograr el diseño de un vehículo que cumpla con los requerimientos planteados anteriormente. Así como la construcción de un primer vehículo en el cual se realizarán las primeras pruebas, y se verificará los resultados esperados en función de la calidad y seguridad del mismo para los infantes, para finalmente plantear una línea de producción para la construcción de estos vehículos.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

Sección 1: Antecedentes:

En materia de la industria del juguete 1913 A.C. Gilbert, médico y ex medallista olímpico, inventó el llamado "Erector Set", un juguete hecho de pedazos de metal con los que los niños debían construir carros y botes.

En la DRDO Abdul Kalam en el medio oriente 1963 desarrolló un prototipo de *hovercraft* o aerodeslizador destinado a las fuerzas navales y que llegó a realizar un trayecto de prueba, pero el proyecto original, que causó sensación en el extranjero, no convenció a las autoridades y se abandonó.

Aphicar 770 (1961-1968)

Entre los años (1961-1968), Hans Trippel destinó sus conocimientos al desarrollo y construcción de vehículos anfibios desde la fábrica Bugatti en Molsheim, razón futura que lo determinó a diseñar un vehículo familiar, deportivo, descapotable y a la vez anfibio, con dos hélices, capaz de navegar a 12 Km/h (7 nudos).

En el 2000, Rufino Lumbier en el exterior del Planetario de Pamplona, exhibió un triciclo solar eólico, vehículos de funcionamiento con motor híbrido, con motor eléctrico, vehículos anfibios, diversos tipos de generadores de energía eólica, una puerta basculante, un soporte para extintores en camiones de extracción inmediata o un mecanismo para evitar problemas con el color del semáforo, entre otras invenciones.

En 1986 Un grupo de alumnos de la Universidad Técnica Federico Santa María (España), por propia iniciativa y esfuerzo deciden realizar el Primer Concurso de Inventos, En 1990 Para este Quinto Concurso de Inventos

participaron diez prototipos los cuales eran vehículos anfibios, los que debían recorrer una distancia de 5 metros para luego bajar a la piscina por una rampa y cruzarla en el menor tiempo posible. La Doceava versión (1999) del Concurso de Inventos de Mecánica, consiste en crear un vehículo que sea capaz de atravesar la piscina sorteando los obstáculos dispuestos en ella, partiendo desde una rampa por la que circula agua y terminando en otra de iguales características dispuesta en el extremo opuesto. En esta oportunidad concurrieron aproximadamente 1600 personas. En el 2000 La versión del Concurso de Inventos de Mecánica, consistió en construir un vehículo que sea capaz de andar en tierra, navegar sobre y bajo el agua.

En el 2004, el empresario Richard Branson tiene previsto viajar por el canal de La Mancha en un automóvil deportivo anfibio fabricado en Gran Bretaña y valorado en 280.000 dólares. Branson llevó el *Aquada* a orillas al río Támesis junto al London Boat Show, donde el fabricante británico *Gibbs Technologies* estaba exhibiendo el vehículo de propósitos múltiples. Gibbs, que planea fabricar 100 *Aquada* este año, dice que el automóvil es "excepcionalmente estable" en el agua y lo suficientemente adecuado para cruzar un canal.

En la actualidad, la compañía *Fisher Price*, fabrica la línea de juguetes *Power Wheels*. Los vehículos se dividen en cuatro categorías generales: Infante, Preescolar, Avanzado y Serie Ultra. Los vehículos en cada categoría son adecuados para la edad y el nivel de destrezas específico de los niños de un año de edad en adelante:

Infante: para niños de uno a tres años y con un peso de hasta 40 lb. (18 Kg.); una velocidad hacia adelante a 2 mph.

Preescolar: para niños de 18 meses a seis años y con un peso de hasta 65 lb. (30 Kg.); una velocidad hacia adelante a 2.5 o 3.5 mph y algunos se mueven en reversa (dependiendo del modelo).

Avanzado: para niños de tres años en adelante y con un peso de hasta 65

lb. (30 Kg.) si el vehículo es de un solo pasajero o 130 lb. (59 Kg.) para los modelos de dos asientos; dos velocidades hacia adelante a 2.5 y 5 mph, y una velocidad en reversa a 2.5 mph.

Serie Ultra: para niños de seis años en adelante.

Esta empresa es considerada una de las pioneras en este tipo de juguetes y actualmente es una de las principales productoras en lo que refiere a este renglón, en la variedad de productos que Power Wheels ofrece no se observan productos como los deseados fabricar en este proyecto lo que nos induce a pensar que este producto es algo totalmente innovador.

En la siguiente tabla se presenta la historia de los últimos nueve años de importación y exportación de juguetes concebidos por ruedas, (entiéndase monopatín, triciclos, y coches de pedal), cuyo código arancelario es 9501.00.00 en dólares desde 1994 hasta el 2003.

Año	Importación (Dólares)	Exportación (Dólares)
1994	661.518	12.479.240
1995	1.066.675	6.840.954
1996	574.647	28.490.085
1997	1.182.871	18.367.141
1998	2.115.390	36.795.397
1999	3.040.645	6.671.660
2000	8.066.484	47.218.885
2001	5.015.491	61.627.875
2002	3.137.137	2.047.036
2003	874.881	3.202.902

Tabla 1: Historia de las importaciones y exportaciones de vehículos concebidos por ruedas en Venezuela. Fuente: Base de datos de la oficina central de estadísticas e información

Sección 2: Ergonomía, Antropometría y Biomecánica.

La ergonomía es básicamente una tecnología de aplicación que tiene como objetivo la optimización integral de sistemas Hombres-máquinas, los que estarán

siempre compuestos por uno o más humanos cumpliendo una tarea cualquiera con ayuda de una o mas máquinas. Al decir optimización integral queremos significar la obtención de una estructura sistémica, para cada conjunto interactuante de hombres y maquinas que satisfagan simultánea y convenientemente a los siguientes tres criterios fundamentales:

- Participación: de los seres humanos en cuanto a creatividad tecnológica, gestión, remuneración, confort y roles psicosociales.
- Producción: en todo lo que hace eficacia y eficiencia productivas del sistema hombres-máquinas.
- Protección: de los subsistemas hombre, de los subsistema máquina y del entorno.

Este paradigma de las “3 P” se puede interpretar muy grafica y sencillamente con la imagen de un trípode que sostiene a un sistema Hombre-Máquina optimizado ergonómicamente; si a ese trípode le faltase aunque más no fuese una de sus tres patas, todo se vendría al suelo.

La antropometría es una de las áreas que fundamentan la ergonomía y trata con las medidas del cuerpo humano que se refieren al tamaño del cuerpo, formas, fuerza y capacidad de trabajo. Los datos antropométricos son utilizados para diseñar los espacios de trabajo herramientas, equipo de seguridad y protección personal, considerando las diferencias entre las características, capacidades y límites físicos del cuerpo humano.

Los estudios antropométricos que se han realizado se refieren a una población específica, como puede ser hombres o mujeres, y en diferentes rangos de edad.

La biomecánica es el área de la ergonomía que se dedica al estudio del cuerpo humano desde el punto de vista de la mecánica clásica o newtoniana, y la biología. Su objetivo principal es el estudio del cuerpo con el fin de obtener un

rendimiento máximo, resolver algún tipo de discapacidad, o diseñar tareas y actividades para que la mayoría de las personas puedan realizarlas sin riesgo de sufrir daños o lesiones.

Para efectuar un trabajo de la manera más eficiente, el hombre y la máquina deben establecer una relación entre ambos, de tal manera que la maquina le proporcionará al hombre información por medio de sus tableros, el hombre la recibe por medio de un sistema perceptual y con esta información el hombre responde accionando los controles de la máquina por medio de sus extremidades, de esta forma, la información pasa de la máquina al hombre y del hombre a la máquina, en un circuito cerrado de la información y control.

Una limitación posible para que este circuito funcione de manera efectiva reside en la habilidad del operador para utilizar sus huesos, articulaciones y músculos con el fin de mover el cuerpo de forma deseada. La restricción del movimiento mas obvia es el tamaño físico del operario. La acción de los huesos y las articulaciones se analiza e interpreta en términos de un sistema complejo de palancas. Todo esto con el propósito de examinar como el hombre lleva a cabo y controla su conducta motora y los factores que limitan su desempeño.

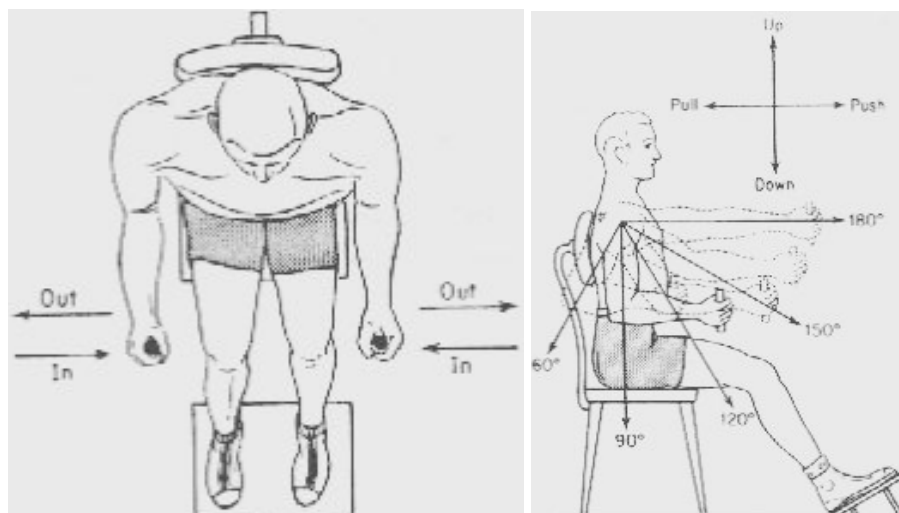


Figura 1: Patrones antropométricos

Fuente: MC CORMICK (1964) HUMAN FACTORS ENGIENEERING. USA, Editorial Mc Graw Hill pag. 388

Sección 2.1: Huesos articulaciones y músculos

Para el ergónomo, los huesos están relacionados con el trabajo, son lo largo de los brazos y las piernas y los largos de los dedos de las manos y pies.

Los huesos se conectan con las articulaciones y permanecen juntos por medio de ligamentos y los músculos. La dirección y el grado de movimiento dependen de la forma de las superficies de la articulación, dependiendo del grado de movimiento las articulaciones se clasifican en:

- Articulaciones con función de bisagra simple con movimiento en un solo plano: como es el caso de los codos y rodillas.
- Articulaciones que permiten efectuar movimientos en dos planos: referido a las muñecas y los tobillos
- Articulaciones tipo esfera y cuenca: este permite un gran rango de movimientos estos son la cadera y el hombro

Existen tres tipos de músculos: Músculos estirados, que permiten controlar la acción de los principales huesos de trabajo, constituidos por fibras cilíndricas y funcionan bajo el control del individuo, por ello son los que más interesan al ergónomo. El segundo tipo son de acción no voluntaria, con apariencia lisa y mantiene el desarrollo de las funciones de los órganos vitales del cuerpo humano como el estómago y los intestinos. Por último, el corazón está hecho de un tipo de músculo singular y único, el músculo cardíaco, similar a la mezcla de los músculos tanto estriados como lisos.

Sección 2.2: Fuerza, tolerancia y fatiga muscular

El trabajo del operario debe estar dentro de las capacidades físicas y cognitivas del mismo.

El trabajo de los músculos está restringido por los límites de su fuerza y habilidad para mantenerla. Hay que diferenciar entre trabajo dinámico y estático. Se dice que es estático si no ocurre ningún movimiento, si se llega a

observar algún movimiento durante el desarrollo del trabajo se dirá que el trabajo es dinámico.

Los ergónomos necesitan información acerca de la fuerza muscular para poder sugerir controles y sistemas de movimiento apropiados, para determinar las resistencias de control máximas y óptimas; para definir las fuerzas requeridas en diversas tareas manuales y para asegurar las disposiciones adecuadas en el levantamiento o el desplazamiento seguro y eficaz.

Sección 2.3: tamaño del cuerpo

El ergónomo debe usar los datos antropométricos para asegurar que la máquina le quede bien al hombre. Cada operario humano tiene que interactuar con su ambiente, es importante contar con la dimensión de la parte apropiada del cuerpo así, la estatura total es importante para diseñar el dimensionamiento; la dimensión de la pelvis y de los glúteos limitan el tamaño de los asientos o de las aberturas, el tamaño de la mano determina el tamaño de los controles y de los soportes de descanso, y se necesita tener detalle del alcance de los brazos para determinar la posición de los controles en las consolas y tableros.

Existe un cierto grado de variabilidad para cualquier dimensión del cuerpo humano, tanto entre miembros de una población en particular como entre miembros de poblaciones diferentes. Por tanto es práctica común especificar los datos antropométricos en términos de números estadísticos denominados perceptibles que indican la extensión de la variabilidad de las dimensiones.

Son fácilmente observables las variables que afectan las dimensiones del cuerpo humano y su variabilidad, e incluyen la edad, el sexo, la cultura, la ocupación y aun las tendencias históricas.

Sección 2.4: Crecimiento y desarrollo físico del niño a partir de los 3 años de edad.

A. Crecimiento.

1. Patrón de crecimiento coherente con los factores genéticos, nutritivos y patológicos que influyen en el.

2. Tasa de crecimiento decreciente (talla, 7.5 cm/año; peso, 2.250 kg/año)
3. El peso es ahora el cuádruplo del peso al nacer; la talla es la mitad de la que alcanzará de adulto.
4. La cabeza alcanza un 80 % de su tamaño en la edad adulta; tasa de crecimiento decreciente.
5. Las piernas crecen a más velocidad que otras partes del cuerpo.

A continuación se presenta el diagrama estadístico de la tasa de crecimiento del niño:

Para niños:

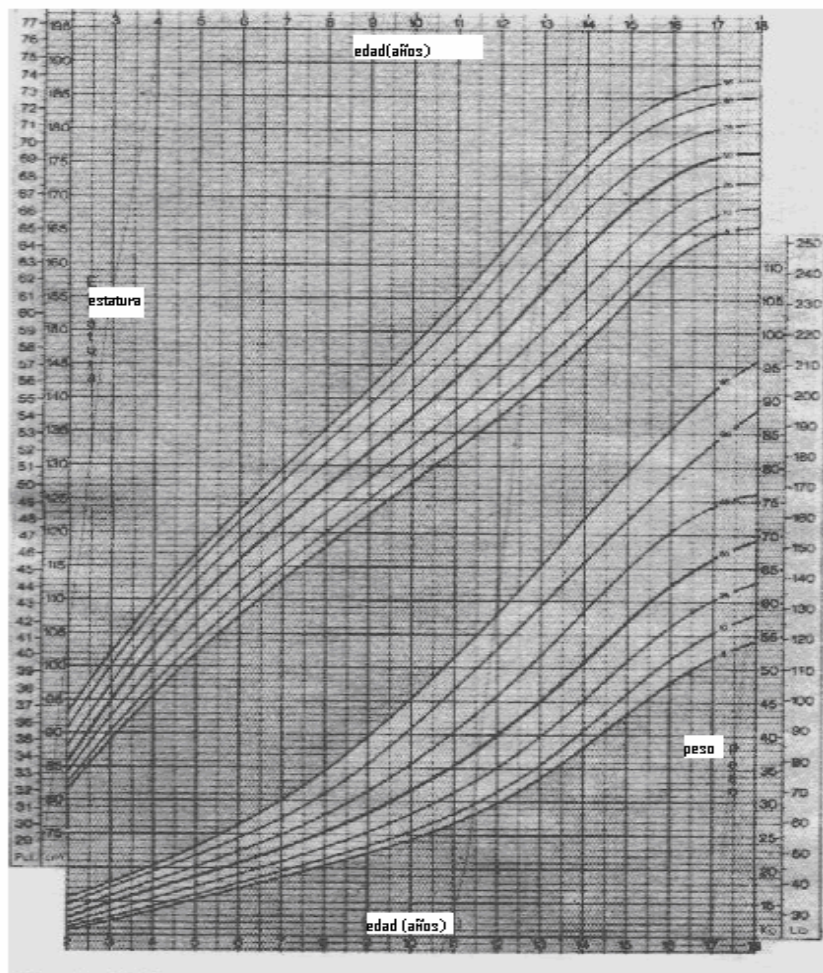


Figura 2: Gráfica de crecimiento de los niños talla, peso vs. Edad

Fuente: R. W. BOYNTON, E. S. DUNN y otros (1986). MANUAL DE PEDIATRÍA AMBULATORIA. Editorial Salvat. Pag, 344.

Para niñas:

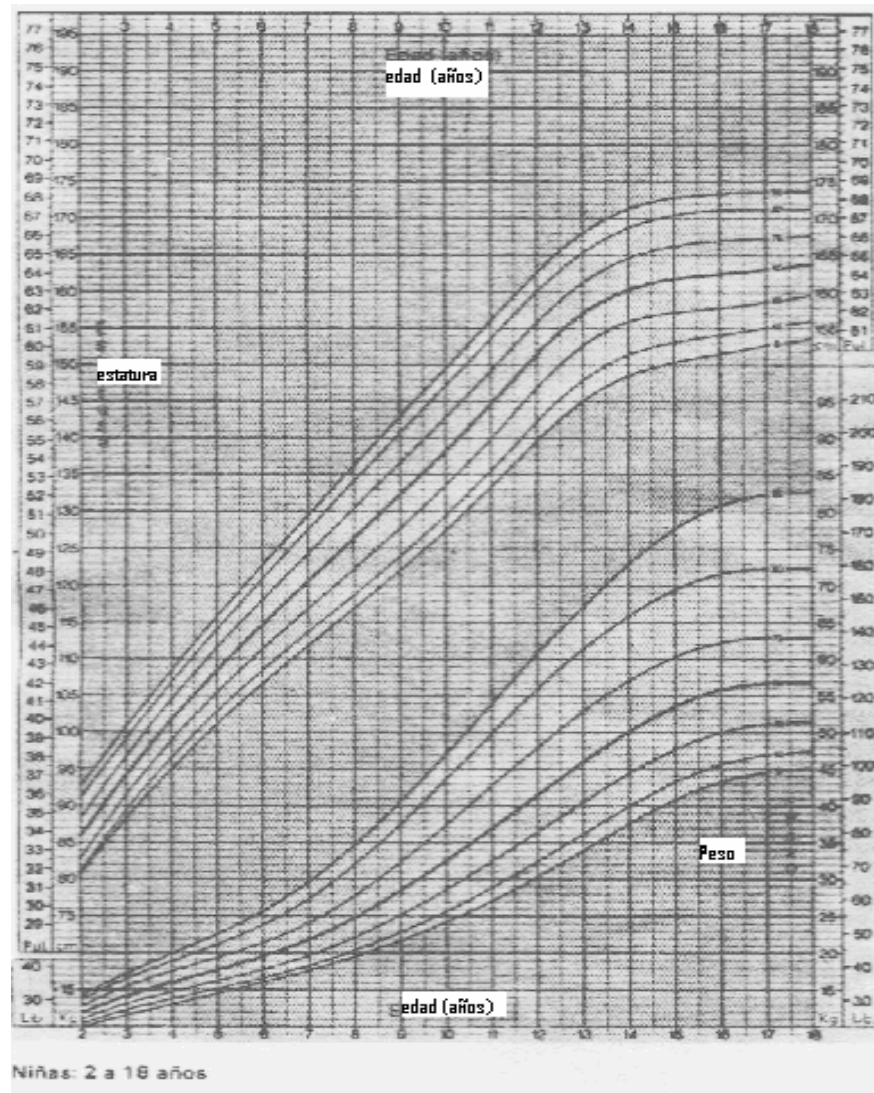


Figura 3: Gráfica de crecimiento de los niñas talla, peso vs. Edad

Fuente: R. W. BOYNTON, E. S. DUNN y otros (1986). MANUAL DE PEDIATRÍA AMBULATORIA. Editorial Salvat. Pág. 340

B. Esqueleto.

1. Los huesos son más resistentes, pues está disminuyendo el cociente cartilago/hueso; los huesos largos son los primeros en osificarse; los articulares, los últimos.
2. El desarrollo craneocefal define mejor las rasgos faciales; y la desaparición de las almohadillas grasas hacen que hacia los **5 años** la fisonomía del niño sea como la que tendrá de adulto.

3. En esta época puede usarse la edad esquelética como índice de la madurez somática global.
4. El hueso actúa como reservorio de calcio y medula ósea, que produce cantidad adecuada de glóbulos rojos.
- 5.

C. Músculo.

1. El desarrollo del tejido muscular está sometido a la influencia hormonal, nutricional y del ejercicio.
2. La fuerza muscular depende de la cantidad de músculo, de la edad y del ejercicio.
3. La resistencia se relaciona con la maduración de los sistemas cardíaco y respiratorio, pues estos aportan oxígeno al tejido muscular, de modo que los niños tienen a menudo menos resistencia de la previsible.

D. Habilidades motoras toscas. La mejor coordinación permite saltar y bailar o **pedalear en un triciclo.**

Sección 2.5: Potencia de pedaleo según el test de Wingate, desarrollado por el Instituto Wingate de Educación Física y Deportes de Israel.

Sección 2.5.1: Metodología.

- Materiales necesarios:

En su forma más simple se puede utilizar un **cicloergómetro** o bicicleta mecánica, que tenga un dispositivo al que se le pueda agregar carga (peso) de forma manual, que posea un contador de revoluciones por minuto y un cronómetro para evaluar estas revoluciones cada 5 segundos.

En la actualidad muchos laboratorios, poseen cicloergómetros de diversas marcas, estandarizados para este tipo de pruebas; que cuentan con

interfaces conectadas a un ordenador, que mediante un software nos aporta todos los resultados y gráficas necesarias para evaluar el resultado del test.

- Desarrollo del test:

El test anaeróbico Wingate requiere de un pedaleo con los miembros inferiores, durante 30 segundos, a máxima velocidad, contra una resistencia constante.

Esta resistencia es determinada de antemano, para obtener un rendimiento supramaximal, que supere de 2 a 4 veces la potencia aeróbica máxima, y que se induzca a un intenso desarrollo de fatiga casi inmediata.

El test comienza con un periodo de calentamiento de 13 minutos, tras el cual el explorador introduce la carga en el cicloergometro y desde el reposo se realiza una cuenta atrás de 5 segundos, y es cuando comienza la medición. El test contempla las siguientes subpartes (Figura 4):

- 1) El deportista empieza progresivamente a aumentar su potencia hasta llegar a un máximo. En esta parte del test se toma el tiempo que tarda en alcanzar el máximo.
- 2) Se registra el valor de esta potencia máxima.
- 3) Se observa el descenso de la potencia a lo largo del test hasta acabar los 30 segundos. (Esta parte de la grafica informara acerca de la cualidad del índice de fatiga)
- 4) Se hace una cuenta atrás durante los 5 últimos segundos intentando conseguir que el deportista se exprima al máximo en la bicicleta. Al final de la prueba se obtiene la potencia minima de la prueba

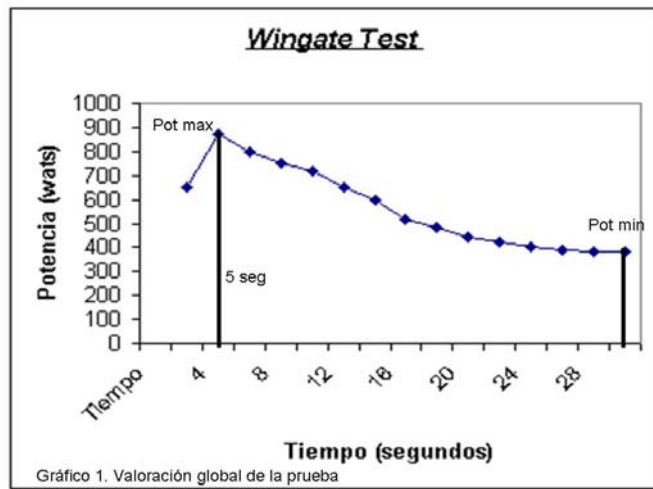


Figura 4: Valoración general de la prueba de wingate.

Fuente: RAÚL PABLO GARRIDO CHAMORRO, MARTA GONZÁLEZ LORENZO. ¿ES ADECUADO DIVIDIR LA POTENCIA MÁXIMA ENTRE EL PESO MUSCULAR DE NUESTROS DEPORTISTAS? Servicio de Apoyo al Deportista del Centro de Tecnificación de Alicante. Consejería de Cultura, Educación i Esport de la Generalitat Valenciana (España) Email de Contacto: raulpablo@terra.es

Sección 2.5.2: Parámetros valorados en test de Wingate.

- 1) Potencia máxima: es el valor más alto que se observa en la Figura 4. Este valor se puede expresar bien en estado puro (w) o para realizar comparaciones entre diferentes individuos se pondera por el peso (w/Kg).

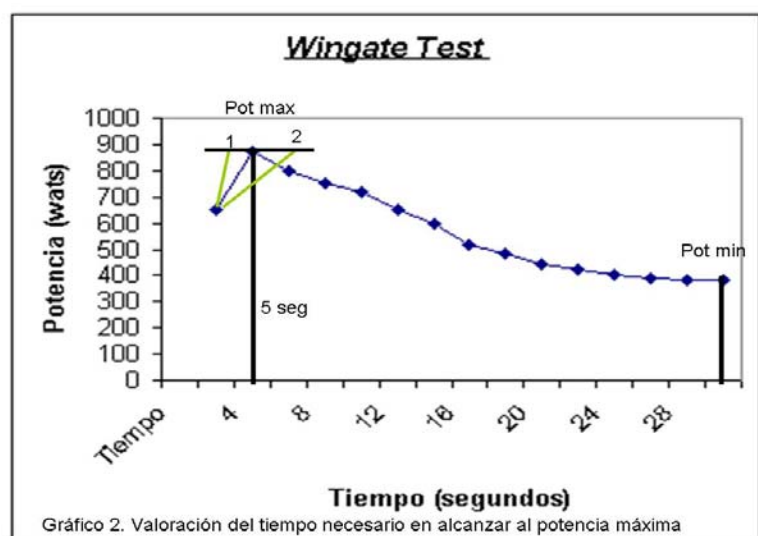


Figura 5: Valoración del tiempo necesario en alcanzar la potencia máxima

- 2) Otro valor a considerar es el tiempo que se tarda en alcanzar el máximo. (Figura 5) Si este pico es alcanzado antes de los 5'' (punto 1 en la Figura 5) individualizará sujetos con características más potentes, mientras que un retardo en este tiempo (punto 2 en la Figura 5), mostrará a aquellas personas que tengan más problemas para reclutar fibras musculares más veloz y coordinadamente la mayor cantidad de unidades motoras, necesarias para el esfuerzo, demostrando poca capacidad para este tipo de trabajos. Este valor por tanto se relaciona con la proporción de fibras rápidas frente a fibras lentas de muestra muscular.
- 3) La potencia mínima (Figura 4) es el valor que se registra al final de la prueba y se expresa al igual que la potencia máxima en valores absolutos, ponderada por el peso del deportista.
- 4) Potencia media: es el promedio de todos los valores durante los 30'' y refleja la capacidad muscular del deportista. Al igual que las dos potencias anteriores se expresa de manera absoluta, en función del peso del deportista.
- 5) Índice de fatiga (*fat*): indica el grado porcentual de caída de la potencia durante el test. Este se calcula como la diferencia entre el valor máximo y el valor mínimo de potencia, dividido el valor máximo por 100.

$$fat = \frac{(Vmàx - V \min)}{(Vmàx * 100)}$$

(2-1)

En la Figura 6 se aprecia como este valor puede intuirse. La grafica informa de la cualidad del índice de fatiga. Dos deportistas con un mismo índice de fatiga pueden tener una cualidad distinta. Por ejemplo uno de ellos puede tener una caída

brusca tras la potencia máxima que luego mantiene al o largo de la prueba. En este caso el deportista tendría dificultades para mantener el esfuerzo máximo. Mientras que otro deportista puede mantener bien la potencia máxima y tener una brusca caída al final de la prueba. Por tanto se deduce que no mantiene su potencia en esfuerzos máximos de más de un determinado segundo.

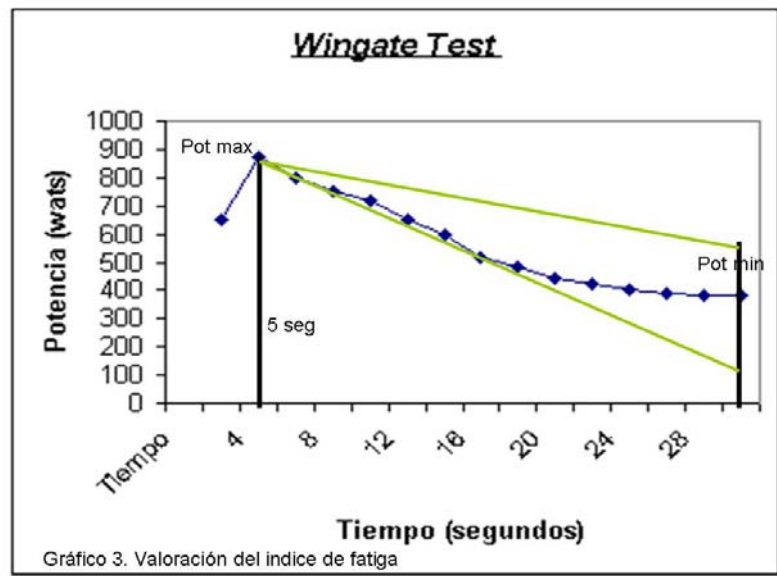


Figura 6: Valoración del índice de fatiga

Fuente: RAÚL PABLO GARRIDO CHAMORRO, MARTA GONZÁLEZ LORENZO. ¿ES ADECUADO DIVIDIR LA POTENCIA MÁXIMA ENTRE EL PESO MUSCULAR DE NUESTROS DEPORTISTAS? Servicio de Apoyo al Deportista del Centro de Tecnificación de Alicante. Consejería de Cultura, Educación i Esport de la Generalitat Valenciana (España) Email de Contacto: raulpablo@terra.es

Sección 2.5.3: Optimización de la carga a emplear.

Elegir una carga para que cada sujeto provoque un pico de potencia máximo y una potencia media elevada, es de vital importancia, y un tema aún no resuelto del todo.

Inicialmente la carga sugerida para el test de Wingate fue de 0.075 kg por kilogramo de peso corporal (suponiendo el uso de un cicloergómetro Monark).

Esta elección se basó en un estudio realizado sobre un grupo de individuos no entrenados. Posteriormente se comprobó con otros estudios que la carga para desarrollar una potencia máxima óptima era superior a la sugerida originalmente, a pesar de que en la actualidad se sigue usando este valor.

Estudios realizados posteriormente fueron variando, mediante diversas investigaciones la intensidad de la carga, según se probara con personas entrenadas, sedentarias, mujeres, atletas, niños, etc.

En conclusión, la fuerza a implementar para medir un pico de potencia óptimo es levemente superior al sugerido originalmente en un 20 a 30%. Esto parece estar en una estricta relación con el nivel del sujeto, siendo más elevado en atletas. *También este valor debe ser mayor en adultos que en niños, y secundariamente más alto en hombres que en mujeres.*

En línea general el Dr. Obed Bar-Or, director del Centro de Ejercicio y Nutrición de Niños de la Universidad de Ontario (Canadá) recomienda, con un cicloergómetro Monark, utilizar una carga de 0.090 kg por kg de peso corporal para sujetos adultos no atletas y una carga de 0.100 kg por kg de peso corporal para los adultos atletas.

Estos datos recolectados demuestran que para personas discapacitadas, o niños con enfermedades musculares o nutricionales, una elección de carga basada en el peso corporal puede ser muy baja (de un 30 a un 50% de aquella calculada para su peso corporal).

Sección 2.5.4: fórmula para obtener la potencia.

La fórmula es de fácil aplicación, y será necesario un ayudante que anote las revoluciones por minuto cada 5 segundos. La potencia queda expresada en kilogramos.

$$KGM = \frac{\pi * D * 10152 * pes * RPM}{12}$$

Donde:

π : Es el valor de 3.1416

D: indica el diámetro de rueda del cicloergómetro en metros.

Peso: es la carga obtenida de multiplicar 0.075 por el peso corporal.

RPM: son las revoluciones cada parcial de 5 segundos.

Los demás son valores constantes que deben ser respetados.

- Brazo de palanca del pedal

Esta medida es convencional en todos los cicloergómetros, 17.5 cm. En todos los laboratorios se emplea esta longitud sin considerar la altura ni el largo de piernas del sujeto. En teoría el largo del brazo de palanca del pedal debería variar de acuerdo al largo de piernas del individuo y si la tarea es aeróbica o anaeróbica. Esto podría afectar varias variables comprometidas con el test.

Estudios hechos al respecto mostraron que utilizar brazos de palanca del pedal con valores diferentes a 17.5 cm no arrojan valores significativamente diferentes en el desarrollo del test, salvo que se estudie a niños o a personas muy mayores

- Confiabilidad del test.

Todos los estudios realizados en condiciones climáticas estandarizadas dieron coeficientes de correlación entre 0.89 y 0.98, siendo el valor óptimo de veracidad = 1. Es decir que, tanto para ancianos, niños, jóvenes, atletas y sujetos con alguna patología, este test mide con muy altas probabilidades la potencia máxima de un individuo y su capacidad para poder mantenerla, desde ya, en miembros inferiores y superiores. Estos valores de correlación fueron mayores en todos los estudios para la potencia media que para el pico máximo de potencia.

Sección 3: flotabilidad y estabilidad

Sección 3.1: flotabilidad

Un cuerpo que se encuentre en un fluido, ya sea flotando o sumergido, es empujado hacia arriba por una fuerza igual al peso del fluido desplazado. La fuerza boyante (o flotante) actúa verticalmente hacia arriba a través del centroide del volumen desplazado y se le puede definir de manera matemática mediante el principio de Arquímedes, según lo presentamos a continuación:

$$F_b = f \cdot V_d$$

(3-1)

F_b = Fuerza boyante.

f = Peso específico del fluido.

V_d = Volumen desplazado del fluido.

Cuando un cuerpo que flota libremente, desplaza un volumen suficiente de fluido para equilibrar justo su propio peso. El análisis de problemas que tratan sobre flotabilidad requiere la aplicación de la ecuación de equilibrio estático en la dirección vertical $F_v = 0$.

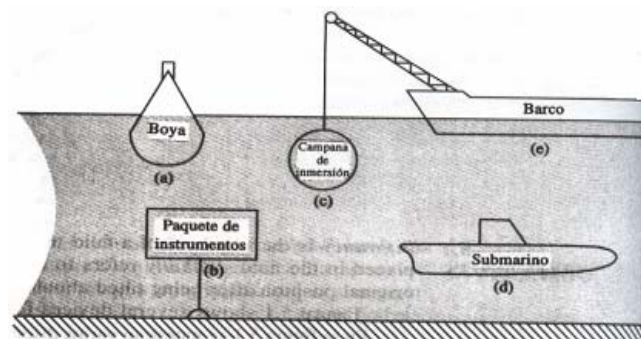


Figura 7: Distintos casos de flotabilidad y estabilidad de cuerpos

Fuente: MICROSOFT ENCARTA 2003

Sección 3.2: Estabilidad

En física e ingeniería, propiedad de un cuerpo que tiende a volver a su posición o movimiento originales cuando el objeto se aparta de la situación de equilibrio o movimiento uniforme, como resultado de la acción de unas fuerzas o momentos recuperadores.

Un cuerpo en un fluido es considerado estable si regresa a su posición original después de habersele girado un poco alrededor de un eje horizontal. Las condiciones para la estabilidad son diferentes, dependiendo de que si el cuerpo esta completamente sumergido o se encuentra flotando.

En la parte (a) de la figura 7 el cuerpo flotante esta en su orientación de equilibrio y el centro de gravedad (cg) se encuentra por encima del centro de flotabilidad (cb). A la recta vertical que pasa por estos dos puntos se le conoce como eje vertical del cuerpo. En la figura (b) se muestra que si se gira el cuerpo ligeramente con respecto a un eje horizontal, el centro de flotabilidad se desplaza a una nueva posición debido a que la geometría del volumen desplazado se ha modificado. La fuerza boyante y el peso ahora producen un par de rectificación que tiende a regresar al cuerpo a su orientación original. Así pues el cuerpo es estable.

Con el fin de establecer la condición de estabilidad de un cuerpo flotante definir un nuevo término, el metacentro. El metacentro (mc) se define como el punto de intersección del eje vertical de un cuerpo cuando se encuentra en su posición de equilibrio y la recta vertical que pasa por la nueva posición del centro de flotabilidad cuando el cuerpo es girado ligeramente.

Un cuerpo flotante es estable si su centro de gravedad esta por debajo del metacentro.

Es posible determinar analíticamente si un cuerpo flotante es estable, mediante el cálculo de la posición del metacentro. La distancia del metacentro al centro de flotabilidad se denota con MB y se calcula a partir de la ecuación:

$$MB = \frac{I}{V_d}$$

(3-2)

En esta ecuación V_d es el volumen desplazado de fluido, e I es el mínimo momento de inercia de una sección horizontal del cuerpo, tomada en la superficie del fluido. *Si la distancia MB coloca al metacentro por encima del centro de gravedad el cuerpo es estable.*

Sección 4: Propulsores

La fuerza para impulsar un vehículo marino proviene de la razón de cambio de la cantidad de movimiento inducida, en el agua o en el aire. Debido a que la fuerza producida es directamente proporcional a la densidad de la masa del fluido usado, la elección razonable es inducir el cambio del momentum en el agua. Si se hubiera utilizado aire, el área de la sección transversal del chorro debería de ser grande o la velocidad debería de ser alta. Se utiliza una variedad de propulsores para generar esa corriente de agua hacia la parte posterior con respecto al vehículo, y son: propelas de hélice, propelas de paso controlable, chorros de agua, propelas de eje vertical y otros dispositivos similares para empuje.

Sección 4.1: Propelas de hélice

Las propelas de hélice pueden considerarse como parte de una superficie helicoidal que, cuando gira, parece atornillarse en el agua, con lo cual impulsa el agua hacia atrás y al vehículo al frente. Se denomina hélice derecha si esta gira en el sentido de las manecillas del reloj cuando produce el empuje para el avance, o

se llama izquierda cuando gira en sentido contrario. La superficie del aspa que experimenta el aumento de presión y la que produce el empuje es la cara del aspa; la superficie delantera es el dorso. La cara comúnmente se construye como superficie helicoidal de paso constante: el dorso no es una superficie helicoidal. Una superficie helicoidal real se genera con una línea que gira alrededor de un eje normal consigo misma y que avanza a velocidad constante. La distancia que avanza la línea en una revolución es el paso. Por lo común el paso a 0.7 veces el radio máximo, es un paso medio representativo; en ese punto aproximado se genera la máxima sustentación.

Las formas de los contornos y secciones de las aspas varían mucho según el tipo de embarcación para la cual se destina la propela, y según las ideas del diseñador. El área proyectada es el área de la proyección del contorno de la propela sobre un plano normal al árbol y el área desarrollada es el área total de la cara de todas las aspas. Si se conoce la variación en la longitud de la cuerda helicoidal, entonces el área real de la aspa, llamada área extendida se puede obtener de forma gráfica o por integración.

Considérese una sección del aspa de la propela a un radio r , con un ángulo de paso ϕ y un paso P que trabaja en un medio no fluente; en una revolución avanzará una distancia $P \times n$ en ese tiempo. En un fluido real habrá cierta cantidad de fluencia cuando la propela esta desarrollando el empuje y la hélice no avanzará $P \times n$ sino una distancia algo menor. La diferencia entre $P \times n$ y esa distancia menor se llama velocidad de resbalamiento. La relación o razón real de resbalamiento se define en la figura 8.

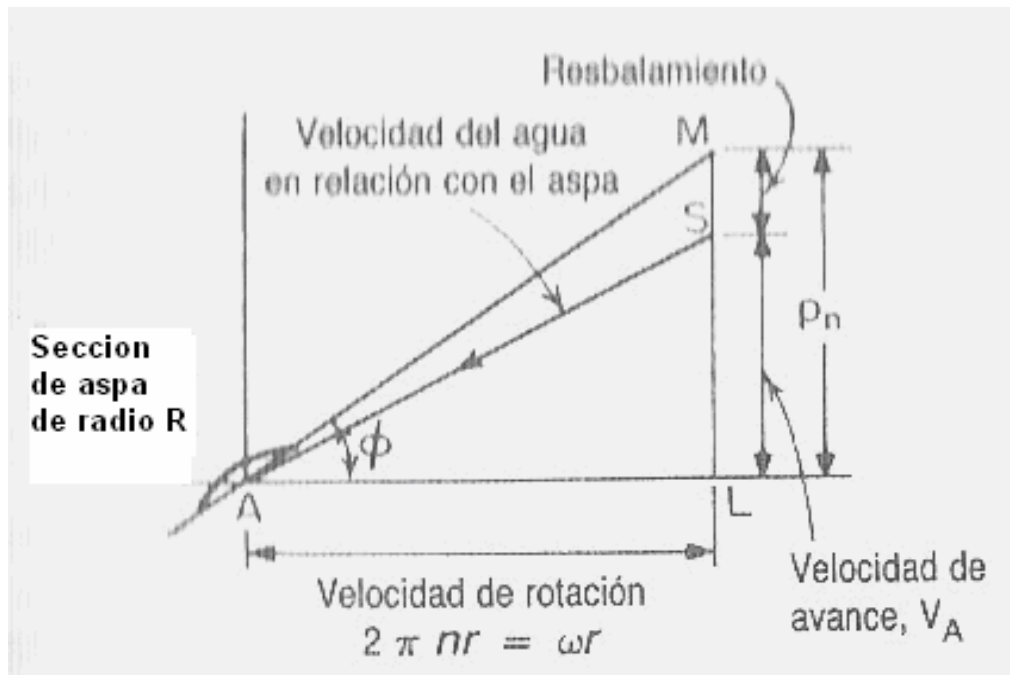


Figura 8: La relación o razón real de resbalamiento

Fuente: AVALLONE, A. EUGENE y BAUMEISTER THEODORE (2202). MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO. Editorial Mc Graw Hill 9na edición Tomo II sección 11-2.

Todos los cascos en movimiento van acompañados por una estela o cinturón de fricción de agua; su velocidad varía de acuerdo con la velocidad del barco, la forma del casco, la distancia desde el costado y desde la proa del barco, y las condiciones de la superficie del casco. Para diseñar propelas comunes, la velocidad de la estela es una fracción w de la velocidad del barco, la fracción de la estela se puede determinar se obtiene a partir de la figura a continuación. La velocidad del barco con relación a la estela, en la popa es:

$$V_A = (1 - w)V \tag{4-1}$$

La relación de resbalamiento aparente S_A , Está dada por:

$$S_A = \frac{Pn - V}{Pn} = \frac{1 - V}{Pn}$$

(4-2)

Aunque la relación real de resbalamiento que requiere conocer la fracción de la estela es una guía real para determinar el rendimiento del barco, las revoluciones y el paso para calcularla y , por lo tanto, a menudo se registra en los certificados y las bitácoras de los barcos

Sección 4.2: Propelas de paso controlable

Las propelas de paso controlable son propelas de hélice en las que las aspas motadas por separado en el cubo, cada una sobre un eje geométrico, y en las cuales se puede cambiar el paso de las aspas incluso se pueden poner en reversa mientras la propela está en rotación.

El paso se cambia por medio de un mecanismo interno que consta de pistones hidráulicos en el cubo que actúan sobre unas crucetas. Aunque se cambie el paso de las propelas todavía el motor puede trabajar a la velocidad más eficiente. Las maniobras son mas rápidas porque se puede cambiar mas rápido el paso de la propela que las revoluciones a las que gira el árbol.

Sección 4.3: Chorro de agua

Este método consta de un impulsor o bomba dentro del casco, que succiona agua del exterior, la acelera y la descarga por la proa en forma de un chorro de alta velocidad. Es un dispositivo de reacción igual que la propela pero en el cual las piezas móviles están dentro del casco, lo cual es deseable para condiciones de operación y maniobrabilidad en aguas poco profundas. La eficiencia total es menor que la de una propela de hélice de diámetro igual al diámetro del orificio del chorro debido, principalmente a las pérdidas a la entrada y en las tuberías, otra

desventaja incluyen la pérdida de volumen hacia los ductos y el impulsor, y el riesgo de que el impulsor se obstruya. Los chorros de agua se han utilizado en diversos hidroplanos y vehículos de efecto de superficie.

Sección 4.4: Propelas de eje vertical

Hay dos tipos de sistemas de propulsores de eje vertical, que constan de uno o dos rotores con eje vertical que están debajo del agua en la popa. Los discos del rotor están al ras con el forro exterior y tienen entre cinco y ocho aspas impulsoras, verticalmente, aerodinámicas, en forma de palas instaladas cerca de la periferia de los discos. Las aspas se ponen en bandera durante la rotación del disco para producir un efecto de empuje máximo en cualquier dirección que desee. Aunque el propulsor es de 30 a 40 % menos eficiente que la propela de hélice, tiene ventajas obvias para maniobrar. Este tipo de propulsores se ha utilizado en la proa para ayudar en las maniobras.

Sección 4.5: Otros dispositivos de empuje

Bomba-chorro: en una disposición bomba-chorro, el impulsor giratorio está en el exterior del casco y con los álabes guía fijos en la parte delantera o en la posterior; toda unidad está alojada en un ducto o en un anillo largo de cubierta.

El diámetro del ducto aumenta desde la entrada del impulsor de modo que reduce la velocidad y aumenta la presión. Así, el diámetro del impulsor es más grande, la carga de empuje es menor y la eficiencia es más alta; hay demora en la incidencia de cavitación. La resistencia en el ducto constituye una pérdida que se debe tolerar.

Toberas Kort: En este sistema, la propela de hélice funciona dentro de un anillo o tobera sujeta al casco por su parte superior. Las secciones longitudinales son de forma aerodinámica y la longitud de la tobera es, más o menos la mitad de

su diámetro. Al contrario de la bomba-chorro anular, la entrada en la tobera kort es mucho más grande que la propela, succiona más agua que la propela descubierta y logra mayor empuje. Debido a la aceleración del agua dentro de la tobera, la presión interna es menor; de aquí que se ejerza un empuje para avanzar sobre la tobera y el casco. En algunas embarcaciones se puede hacer girar toda la tobera y constituye un eficiente mecanismo de dirección.

Propelas en tándem y contrarrotatorias: Se utilizan dos o más propelas montadas en el mismo árbol para dividir el factor de carga aumentado cuando se ha reducido el diámetro de las propelas. Las propelas que giran en la misma dirección se llaman tándem; las que giran en direcciones opuestas, contrarrotatorias. En tándem, la energía de rotación en la corriente que proviene de la propela delantera es aumentada por la trasera. Las propelas contrarrotatorias están montadas en árboles coaxiales que giran en sentidos opuestos, de modo que la propela posterior pueda recuperar la energía rotatoria de propela delantera. La propela posterior es de menor diámetro para ajustarse a la corriente contraria y tiene un paso diseñado para lograr la absorción adecuada de potencia. Estas propelas se han utilizado durante mucho tiempo en torpedos para impedir en ellos la rotación de sus cuerpos. En el aspecto hidrodinámico, las ventajas de las propelas contrarrotatorias tienen mayor eficiencia de propulsión, características mejoradas con respecto a la vibración y mayor frecuencia en las aspas. Las desventajas son lo complicado del sistema de engranajes, el sistema de árboles coaxiales y los problemas de sellamiento.

Sección 5: Especificaciones seguridad del chasis de la formula SAE (Society of Automotive Engineer)

La estructura que protege del carro, esta básicamente compuesta por el marco del tubo principal, marco de tubo frontal, la estructura de impacto lateral, la estructura de volcamiento frontal y parachoques; estos deben ser construidos de la siguiente manera:

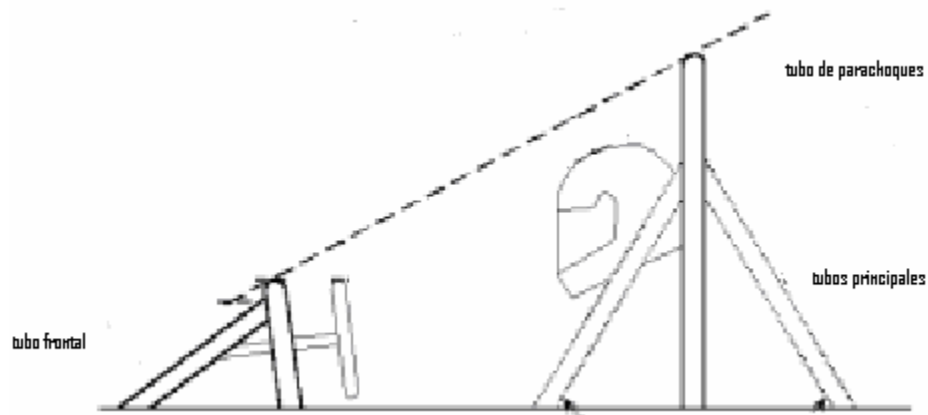


Figura 9: Descripción del vehículo de fórmula SAE (Society of automotive Engineer)

Tubos de acero rolado, recocidos o aleaciones con un mínimo de 0,1% de carbono con las dimensiones mínimas especificadas en la siguiente tabla:

Parte del chasis	Diámetro exterior x espesor de pared
Marcos principal y frontal	25.4mm (1.0pulg)x2.4mm (0.095pulg)
Protector de impacto lateral, frontal, volcamiento, parachoques, aditamentos de seguridad	25.4mm (1.0pulg) x 1.65mm(0.065pulg)

Tabla 2: Características del perfil indicado por la fórmula SAE (Society of automotive Engineer)

El uso de aceros aliados no permitirá la reducción del espesor de pared de los tubos en vez de aceros recocidos.

Tuberías de materiales alternativos: el uso de alternativas de tuberías de distintos materiales pueden ser usadas solo si el equipo usa un material que cumpla con los siguientes requerimientos:

- El material debe tener módulo de rigidez EI donde E es el módulo de elasticidad y I es el momento de inercia de la abscisa más lejana.

- El tubo no debe tener un espesor de pared menor a los indicados en el caso de cada material en caso de ser así debe de aumentar el diámetro.
- La equivalencia de la estructura de seguridad debe de estar contemplada en estas características, el equipo deberá demostrar la equivalencia del material que han escogido mediante la realización de distintos cálculos, para el esfuerzo de fluencia y ultimo en tracción, compresión e impacto, para los módulos de rigidez de disipación de energía.
- El uso de aluminio o titanio para los tubos principales y parachoques están prohibidos.
- Requerimientos para el uso de tubería de aluminio: el espesor de pared de tubo de los tubos de aluminio debe de ser de 3.175mm (0.125pulg). El equivalente esfuerzo de cedencia debe considerar las condiciones de uniones soldadas contempladas en el Welding handbook , volumen 4 séptima edición de la sociedad americana de soldadura, al menos que el equipo demuestre que esta parte este apropiadamente solucionada con tratamientos térmicos y agentes artificiales.

Sección 6: Procedimiento de diseño de flechas y ejes

Debido a la aparición simultánea de tensiones por esfuerzo de corte por torsión y tensiones normales que se deben a la flexión, el análisis de una flecha o eje virtualmente implica siempre el uso de un enfoque combinado para el aspecto de las tensiones. El método que se sugiere para el diseño de ejes es el de la teoría de la energía de distorsión. En ocasiones, se presentan también tensiones por esfuerzo de corte vertical y tensiones normales directas que se deben a cargas axiales, sin embargo, su efecto es, por lo regular mínimo a tal grado que es válido omitirlas. En ejes extremadamente cortos o en parte de ellos en los que no se generan torsión o flexión, es probable que predominen tales tensiones.

Las actividades específicas que deben realizarse en el diseño y análisis de una flecha o eje dependen del diseño que se haya propuesto, así como de la forma

en que se cargue y soporte. Con esto en mente, se sugiere el procedimiento siguiente para el diseño de un eje.

- Determine la velocidad de giro del eje o flecha.
- Calcule la potencia o el torque que va a transmitir el eje.
- Determine el diseño de los componentes transmisores de potencia u otros dispositivos que se pretenda montar en la flecha y especifique la ubicación que se necesita dar a cada dispositivo.
- Precise la ubicación de los cojinetes en los que apoyará el eje. Se supone que las reacciones en los cojinetes que soportan las cargas radiales ejercen acción en el punto medio de los cojinetes. Si en el eje existen cargas de empuje, o sea axiales, deberá especificar que cojinete debe diseñarse para que reaccione contra la carga de empuje. Por consiguiente se permitirá que el cojinete que no reaccione contra la carga de empuje se desplace un poco en sentido axial para asegurar que no se ejerza carga axial indeseable e inesperada sobre ese cojinete.

Otro concepto importante es que casi siempre se utilizan dos cojinetes para dar soporte a una flecha. Deben colocarse de ser posible, en cualquier extremo de los elementos que transmiten potencia para proporcionar soporte estable a la flecha y generar una carga razonable bien balanceada en los cojinetes; estos se deben colocar cerca de los elementos que transmiten potencia a fin de minimizar los momentos de flexión. Además, la longitud total de la flecha debe ser mínima para mantener las deflexiones en un nivel aceptable.

- Proponga la forma general de la geometría para el eje o flecha, considerando de que manera se mantendrá en posición axialmente y como se llevará a cabo la transmisión de potencia a partir de cada elemento hacia el eje.
- Calcule la magnitud del torque que se observa en todos los puntos del eje. Se recomienda elaborar una gráfica del torque.

- Calcule las fuerzas que ejercen acción sobre el eje, tanto radial como axialmente.
- Determine las fuerzas radiales en componentes en sentidos perpendiculares, por lo regular tanto vertical como horizontalmente.
- Calcule las reacciones en los cojinetes de soporte de cada plano.
- Elabore las gráficas completas de fuerzas de corte y momento de flexión para determinar la distribución de los momentos de flexión sobre el eje.
- Elija el material con que se va a fabricar el eje y especifique su condición.
- Calcule una tensión de diseño adecuada, considerando la manera en que se aplica la carga, suave, de choque, sucesiva e inversa o de otro tipo.
- Analice cada punto crítico del eje para determinar el diámetro mínimo aceptable del eje para verificar la seguridad bajo aplicación de carga en cada punto.
- Especifique las dimensiones finales para cada punto en el eje. Por lo regular, se utilizan los resultados del paso anterior a manera de parámetro, después se elijen los valores correspondientes. Deben especificarse a su vez, detalles como tolerancias, radio de los chaflanes, altura de los hombros, y dimensiones de los cuñeros. A veces, el tamaño y las tolerancias para el diámetro del eje son dictados por el elemento que va a montarse ahí.

Sección 6.1: Fuerzas que ejercen elementos de maquinaria sobre flechas o ejes

Los engranes, poleas acanaladas para bandas y otros elementos que casi siempre son soportados por ejes o flechas ejercen fuerzas sobre los ejes que dan a lugar a momentos de flexión. El siguiente es un análisis de los métodos que se utilizan para calcular estas fuerzas, en algunos casos. En general, tendrá que

utilizar los principios de estadística y la dinámica para determinar las fuerzas para cualquier elemento en particular.

Sección 6.2: Ruedas dentadas.

La fuerza que se ejerce sobre los dientes de un engrane mientras se transmite potencia actúa de manera normal, es decir perpendicular al perfil evolvente de los dientes. En el análisis de ejes, conviene considerar los componentes rectangulares de esta fuerza que ejercen su acción en sentido radial así como tangencial. Más conveniente aún es calcular la fuerza tangencial, W_t , directamente del torque que se conoce, el cual es transmitido por el engrane. Para unidades en el sistema británico:

$$T = 63000 \frac{(P)}{n} \tag{6-1}$$

$$W_t = \frac{T}{D / 2} \tag{6-2}$$

donde P es la potencia que se transmite en hp, n es la velocidad de giro en rpm, T es el torque en libras por pulgada y D es el diámetro de holgura del engrane en pulgadas.

El ángulo entre la fuerza total y el componente tangencial es igual ángulo de presión ϕ , de la forma de los dientes. Por consiguiente, si se conoce la fuerza tangencial, la fuerza radial puede calcularse a partir de:

$$W_r = W_t \tan \varphi \quad (6-3)$$

No es necesario calcular la fuerza total. Para engranajes, el ángulo de presión es por lo regular $14 \frac{1}{2}^\circ$, 20° o 25° .

Sección 6.3: Ruedas o poleas con cadena

En la figura 9 ilustra un par de ruedas o poleas de cadena que transmiten potencia. La parte superior de la cadena se somete a una tensión y genera el torque en cualquiera de las ruedas. A la parte inferior de la cadena se le da el nombre de *lado flojo* y no se ejerce fuerza alguna en ninguna de las ruedas. Por tanto, la fuerza total de flexión en el eje que soporta a la rueda es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el torque en alguna rueda.

$$F_c = \frac{T}{(D/2)} \quad (6-4)$$

donde D es el diámetro de la holgura de esa rueda.

Observe que la fuerza, F_c , actúa en el sentido del lado tenso de la banda. Debido a la diferencia de tamaño entre las dos ruedas, ese sentido se encuentra a cierto ángulo respecto a la línea de centro entre los centros del eje. Un análisis exacto exigiría que la fuerza F_c se despegara en componentes paralelos a la línea central y perpendicular a ella. Esto es:

$$F_{cx} = F_c \cos \theta \quad (6-5)$$

$$F_{cy} = F_c \text{sen } \theta$$

(6-6)

Donde el sentido x es paralelo a la línea central y el sentido y es perpendicular a ella. El ángulo θ es el ángulo de inclinación del lado tenso de la cadena respecto al sentido x .

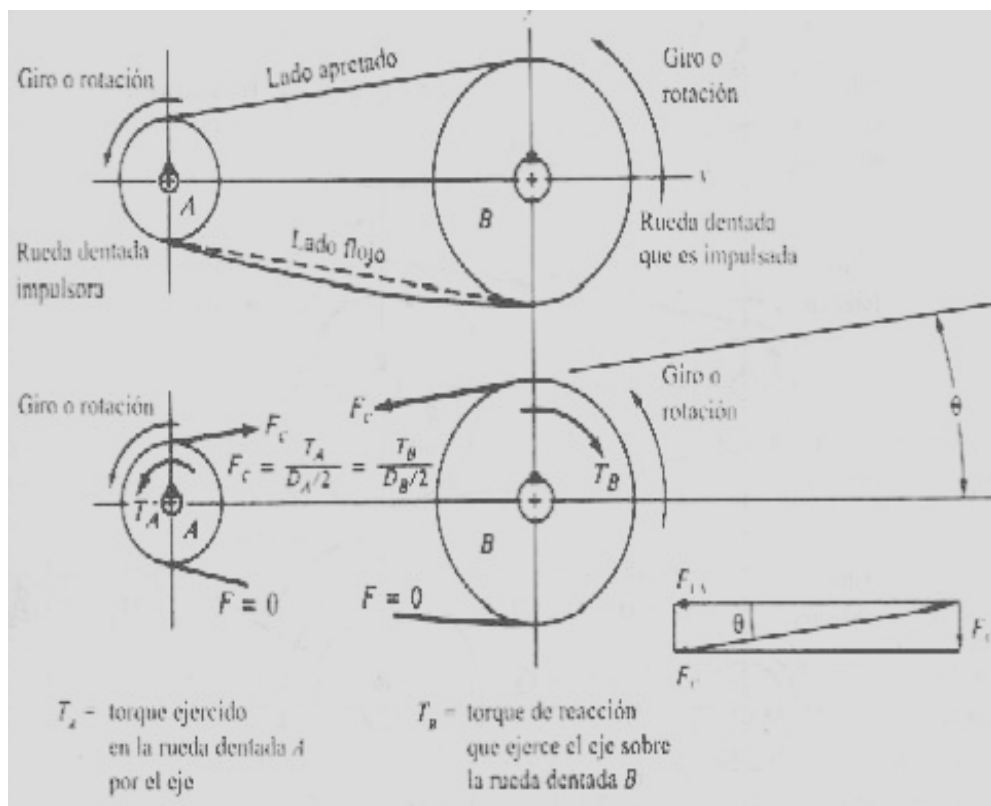


Figura 10: Descripción de fuerzas en sistemas de correas y poleas

Fuente: MOTT L. ROBERT (1992). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. 2da Edición. Ediciones Prentice Hall. Pag 289

:

Estos dos componentes de la fuerza generarán flexión tanto en el sentido x como en el y . Como alternativa, el análisis podría llevarse a cabo en el sentido de la fuerza F_c en el cual se presenta la flexión de plano único.

Si el ángulo θ es pequeño se generará un error mínimo como resultado de suponer que la fuerza F_c en su totalidad actúa en el sentido x . a menos que se haga una aclaración en cuanto a lo contrario.

Sección 6.4: Concentraciones de tensiones en flechas o ejes

Para montar y ubicar en forma correcta los distintos tipos de elementos mecánicos en los ejes, por lo regular, el diseño final incluye varios diámetros, cuñeros, ranuras para anillos y otras discontinuidades geométricas que dan lugar a concentraciones de tensión o esfuerzos.

Estas concentraciones de tensión deben ser tomadas en cuenta durante el análisis del diseño. Sin embargo, se presenta un problema debido a que cuando se inicia el proceso de diseño se desconoce los valores reales de diseño de correspondientes a los factores de concentración de tensión. La mayor parte de los valores depende de los diámetros del eje y de la geometría de los chaflanes y, las ranuras de estos son lo objetivos del diseño.

El dilema puede superarse estableciendo un conjunto de valores preliminares de diseño para valores preliminares de diseño para factores de concentración de tensión, los cuales pueden utilizarse para obtener estimados iniciales para los diámetros de los ejes mínimos aceptables. Así, una vez que se seleccione las dimensiones afinadas, se puede analizar la geometría final para calcular los valores reales para los factores de concentración de tensión. Comparar los valores finales con los preliminares le permitirá juzgar la aceptabilidad del diseño.

Sección 6.5: Tensiones de diseño de flechas y árboles

En una flecha o eje particular puede existir al mismo tiempo condiciones distintas que generan esfuerzo o tensión. Para cualquier parte del eje que transmite

potencia, habrá una tensión por esfuerzo de corte por torsión, mientras que la tensión por esfuerzo de flexión se presenta en esas mismas partes. Quizá haya otras partes en las que solo genere tensiones por esfuerzos de flexión. Algunos puntos tal vez no se sujeten a flexión, tampoco a torsión pero experimentarán tensión por esfuerzo de corte vertical. Sobre las otras tensiones o esfuerzos pueden sobreponerse esfuerzos por tracción o por compresión. Entonces habrá algunos puntos en los que no se genere en absoluto tensiones o esfuerzos significativos.

En consecuencia, decidir qué tensión de diseño utilizar depende de la situación particular en el punto que interesa. En muchos proyectos de diseño y análisis de flechas o ejes deben hacerse cálculos en distintos puntos para considerar en su totalidad la variedad de condiciones de carga y de geometría que existen.

Se supone que las tensiones o esfuerzos de tensión son por completo inversos y sucesivos debido a que el eje gira. Dado que los materiales dúctiles muestran un mayor desempeño bajo tales cargas, se supone, también, que la carga por esfuerzo de torsión es relativamente constante y actúa en un sentido.

Sección 6.6: Tensión por esfuerzo de corte de diseño

Para prever fallas en materiales dúctiles debido a una tensión constante por esfuerzo de corte, el método mas preciso es el de la teoría de la distorsión de energía, en la cual la tensión por esfuerzo de corte de diseño se calcula a partir de

$$\tau_d = \frac{S_y}{N\sqrt{3}} = 0.577 \frac{S_y}{N}$$

(6-7)

Utilizaremos este valor para tensión por esfuerzo de corte por torsión constante, Tensión por esfuerzo de corte vertical o tensión por esfuerzo de corte directo en una flecha o eje.

Sección 6.7: Tensión normal de diseño, carga que genera fatiga

Para la flexión inversa sucesiva en un eje provocada por cargas transversales que se aplican a un eje que gira, la tensión de diseño se relaciona con la resistencia por durabilidad del material con que se fabrica el eje. Las condiciones reales bajo las cuales se fabrica y opera el eje deberán tenerse en cuenta cuando se especifique la tensión del diseño. Se recomienda seguir el siguiente procedimiento:

- Se calcula la resistencia máxima a la tracción del material, S_u , a partir de los resultados de pruebas que se realizan, de las especificaciones del fabricante o de información publicada. Es necesario utilizar la información más exacta y confiable. Cuando surjan dudas de la exactitud de la información tendrán que utilizarse factores de diseño mayores al promedio.
- Se calcula la resistencia estimada por durabilidad, S_u , con base en la siguiente figura, recordando que en los datos de esta figura se considera la manera en que se fabrica el eje objeto de estudio, además de la relación entre la resistencia por durabilidad básica y la resistencia máxima. Si la resistencia máxima es mayor que el límite que se indica en la figura, es decir 220 Ksi. o 1500 MPa, utilice los valores que corresponde a $S_u=220\text{Ksi}$.
- Se aplica un factor de tamaño, C_s , para considerar el gradiente de tensión dentro del material y la probabilidad de que una sección particular presente una oclusión específica que puede ser el lugar en que se inicie la fractura por fatiga. Para esto se sugiere lo siguiente

Para diámetros de menos de 2.0" (D en pulgadas)

$$C_s = \left(\frac{D}{0.3} \right)^{-0.068}$$

(6-8)

Para diámetros menores a 50 mm (D en mm)

$$C_s = \left(\frac{D}{7.6} \right)^{-0.068}$$

(6-9)

Para diámetros de más de 2.0" hasta 10.0" (D en pulgadas)

$$C_s = D^{-0.19}$$

(6-10)

Para diámetros de más de 50 mm hasta 250 mm (D en mm)

$$C_s = 1.85D^{-0.19}$$

(6-11)

- Se aplica un factor de confiabilidad C_r . La información de la resistencia por durabilidad que se reporta, consta de valores promedio que se obtienen con base a varias pruebas, lo cual implica, una confiabilidad de 0,50 (50%), suponiendo que la información real de las fallas sigue una distribución normal, se pueden utilizar los factores siguientes de ajustes para un alto grado de confiabilidad

Confiabilidad que se desea	Factor de confiabilidad, C_r
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Tabla 3: Factores de confiabilidad usados frecuentemente

Observe que cualquier factor de concentración de tensión que se presente se considerará en la ecuación de diseño que se desarrolla mas adelante. Otros factores, que se toman en cuenta aquí, podrían surtir un efecto adverso en la resistencia por durabilidad del material con que se fabrica el eje y, en consecuencia, en la tensión del diseño, son las temperaturas, por arriba aproximadamente 400 F (200 C), variación en los niveles pico de tensión por arriba de la resistencia nominal por durabilidad durante algunos lapsos, vibración, tensiones residuales, endurecimiento, ajustes por interferencia, corrosión, ciclaje térmico, chapas o recubrimientos superficiales y tensiones que no se consideran en el análisis básico de tensiones. Para tales condiciones se sugiere realizar pruebas con componentes reales.

- Se calcula :

$$S'_n = S_n C_{s_r} C_r$$

(6-12)

- Para las piezas del eje o flecha que solo se ven sujetas a flexión inversa, la tensión de diseño es igual a:

$$\sigma_d = \frac{S'_n}{N}$$

(6-13)

Sección 6.8: Factor de diseño N

Bajo condiciones industriales típicas se sugiere el factor de diseño de $N=3$. Si la aplicación es en el extremo suave, tal vez justifique un valor tan bajo como $N=2$. Bajo condiciones de choque o impacto debe emplearse $N=4$ o más alto y se recomienda llevar a cabo pruebas exhaustivas.

Sección 6.9: Flechas y ejes solo en flexión y torsión

Aquellos que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas en forma de V o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que solo se ven sujetos a flexión o torsión. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales en los elementos originan flexión. En el caso general, no todas las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. Después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto que interesa.

Ahora se desarrolla una ecuación de diseño con base en el supuesto de que el esfuerzo o tensión por flexión en el eje es sucesivo e inverso conforme gira el eje, pero que la tensión por esfuerzo de corte por torsión es casi uniforme. La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra de manera gráfica en la figura 6.2, en la que el eje vertical es la relación del esfuerzo por tensión inverso con la resistencia por durabilidad de material. El eje horizontal es la relación de la tensión por esfuerzo de corte por torsión con la resistencia a punto cedente del material ante un esfuerzo de corte. Los puntos que tienen valor de 1.0 en estos ejes indican la falla inminente ante flexión simple o tensión simple respectivamente. La información basada en experimentos muestra que la falla

ante combinaciones de flexión y torsión sigue, en general, la trayectoria de la curva que conecta estos dos puntos, ello obedece a la ecuación:

$$\left(\frac{\sigma}{S'_n}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{S_{ys}}\right)^2 = 1$$

(6-14)

Utilizando $S_{ys} = S_y / \sqrt{3}$ para la teoría de la distorsión de energía. A su vez, se puede introducir un factor de diseño para cada término en el lado izquierdo de la ecuación para obtener una expresión basada en tensiones de diseño:

$$\left(\frac{N\sigma}{S'_n}\right)^2 + \left(\frac{N\tau\sqrt{3}}{S_y}\right)^2 = 1$$

(6-15)

Ahora se puede introducirán factor de concentración correspondiente a flexión en el primer término, porque este esfuerzo o tensión es sucesivo. No se requiere factor alguno para el término de la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque se supone que es constante y las concentraciones de tensión surten un efecto mínimo, o ninguno en absoluto, en el potencial de falla así,

$$\left(\frac{K_t N\sigma}{S'_n}\right)^2 + \left(\frac{N\tau\sqrt{3}}{2ZS_y}\right)^2 = 1$$

(6-16)

Para ejes circulares sólidos, giratorios, la tensión por flexión debido a un momento de flexión M , es:

$$\sigma = M/Z$$

(6-17)

La tensión de corte por torsión es:

$$\tau = T/Z_p$$

(6-18)

donde $Z_p = \pi D^3/16$ es el coeficiente de la sección polar. Obsérvese que $Z_p=2Z$ y que por consiguiente,

$$\tau = T/2Z$$

(6-19)

Al sustituir estas relaciones en la ecuación (6-16), y despejando el diámetro, se obtiene:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

(6-20)

Esta ecuación se utilizará para el diseño de flechas o ejes en este proyecto. Es compatible con la norma ANSI (American National Standard Institute) B106.1M-1985.

Sección 7: Engranajes cónicos

Los engranes cónicos o biselados se utilizan para transmitir movimiento entre flechas o ejes no paralelos, por lo regular a 90° entre si. Algunos de los distintos tipos disponibles en el mercado son el cónico recto, el ZEROL, el cónico en espiral y el hipoide.

Sección 7.1: Geometría de los engranes cónicos rectos

Como su nombre implica los dientes de los engranes cónicos rectos o biselados son rectos y se ubican a lo largo de los elementos de un cono. La superficie que pasará por la línea de paso de todos los dientes será parte de un cono circular recto. Cuando se enlazan dos engranes cónicos, se interceptan los ejes de sus conos de paso, con los vértices de los conos de paso en el mismo punto.

El ángulo de la superficie del cono de paso depende de la relación del número de dientes en los dos engranes que se enlazan. Para el mas pequeño de los engranes, el piñón, el ángulo del cono de paso es:

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{N_p}{N_g}\right) \quad (7-1)$$

Para el engrane más grande:

$$\Gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{N_g}{N_p}\right) \quad (7-2)$$

Estas ecuaciones solo se emplean si los ejes que soportan a los engranes están separados a 90° . En este caso, $\Gamma + \gamma = 90$. Si la relación es unitaria, los dos engranes tienen el mismo número de dientes y los ángulos de los dos conos es de 45° y son conocidos como engranes a inglete.

Los engranes cónicos ahúsan desde la parte exterior hacia la parte media. La forma de los dientes para engranes cónicos se caracteriza por la forma del extremo largo de los dientes. En su mayor parte se fabrican en el sistema de paso diametral con dientes envolventes a 20°. El diámetro de paso se define para el extremo largo de los dientes y se calcula de la siguiente manera:

$$P_d = \frac{N_p}{d} = \frac{N_g}{D} \quad (7-3)$$

Donde: d es el diámetro de paso del piñón, D es el diámetro de paso del engrane y P_d es el paso diametral, en dientes por pulgada. El paso equivalente para el sistema Internacional es el módulo métrico m .

Otras características geométricas de los engranes cónicos se fabrican, por lo regular, de acuerdo con las relaciones que se muestran en la siguiente tabla:

Profundidad total	$h_t = \frac{2.188}{P_d} + 0.002$
Profundidad de trabajo	$H_k = \frac{2.000}{P_d}$
Espaciamiento	$c = \frac{0.188}{P_d} + 0.002$
Cabeza: engrane	$a_g = \frac{0.54}{P_d} + \frac{0.460}{Pd(N_g/N_p)^2}$
Cabeza: piñón	$a_p = h_k - a_g$
Diámetro exterior: engrane	$D_0 = D + 2a_g \cos \Gamma$
Diámetro exterior: piñón	$d_0 = d + 2a_p \cos \gamma$
Distancia del cono exterior	$A_0 = \frac{D}{2\text{sen}\Gamma} = \frac{d}{2\text{sen}\lambda}$
Espesor de la cara que se refiere	$F = \frac{A_0}{3}$ o menos ($F_{max} = 10/P_d$)

Tabla 4: Formulas para la determinación de la geometría de los engranes

El montaje de los engranes cónicos es de importancia crítica si se debe lograr un rendimiento satisfactorio. Casi todos los engranes comerciales tienen una distancia de montaje definida. Es la distancia desde alguna superficie de referencia, por lo general la parte posterior de la maza del engrane que enlaza. Si el engrane se monta a una distancia menor que la distancia de montaje que se sugiere, es probable que los dientes presenten juego. Si se montan a una distancia mayor habrá un retroceso excesivo, lo que originará que la operación sea ruidosa y brusca.

Sección 7.2: Fuerzas en engranes cónicos rectos

Debido a la forma de los engranes biselados y a la forma evolvente de los dientes, un conjunto de tres componentes actúa sobre los dientes de los engranes biselados o cónicos. Las tres componentes la consideraremos carga axial W_x , carga transmitida W_t y carga radial W_r , estas fuerzas actúan de forma concurrente en la parte media de la cara de los dientes y en el cono de paso.

La carga transmitida actúa tangencialmente respecto al cono de paso y es la fuerza que genera el torque en el piñón y en el engrane. El torque puede calcularse a partir de la potencia transmitida que se conoce y la velocidad de giro:

$$T = \frac{60 P}{2 \pi n} \quad (7-4)$$

En consecuencia, al utilizar, por ejemplo, el piñón, la carga transmitida es:

$$W_{tP} = \frac{T}{r_m} \quad (7-5)$$

donde r_m es el radio medio del piñón. El valor r_m puede calcularse a partir de:

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2}\right) \text{sen } \gamma \quad (7-6)$$

Recuerde que el diámetro de paso, d , se mide hacia la línea de paso de los dientes en su extremo largo. La carga radial actúa hacia el centro del piñón, perpendicular a su eje lo que provoca flexión en el árbol del piñón.

$$W_{rp} = W_t \tan \phi \cos \gamma \quad (7-7)$$

La carga axial actúa paralela al eje del piñón, tiende a empujarlo lejos del engrane con el que enlaza. Provoca una fuerza de empuje en los cojinetes del árbol. También genera un momento de flexión en el eje porque actúa a una distancia del eje que es igual al radio medio del engrane.

$$W_{xp} = W_t \tan \phi \text{sen } \gamma \quad (7-8)$$

Los valores de las fuerzas en el engranaje pueden calcularse mediante las mismas ecuaciones mostradas para el piñón.

Sección 8: Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares

El tipo más común de cuñas para ejes de hasta 6-1/2" de diámetro es la cuña cuadrada. La cuña rectangular se sugiere para ejes largos y se utilizan en ejes cortos, donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la cuña cuadrada como la

rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de las cuñas son todos paralelos.

En la siguiente tabla se proporcionan las dimensiones que se refieren para las cuñas paralelas como sea función del diámetro del eje, como se especifica en la norma ANSI (American National Standard Institute) B17 .1-1967. Nominalmente el ancho o espesor es de un cuarto del diámetro del eje.

Tamaño de la cuña contra tamaño de la flecha.

Diámetro nominal de la flecha (pulg.)		Tamaño nominal de la cuña		
		Altura H		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, W (pulg.)	Cuadrada (pulg.)	Rectangular (pulg.)
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Tabla 5: Tamaño de la cuña contra tamaño de la flecha

Fuente: MOTT L. ROBERT (1992). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. 2da Edición.

Ediciones Prentice Hall. Pag. 344

Radios y chaflanes para cuñas que se sugieren.

Profundidad del cuñero $H/2$ (pulg.)			
Más de	Hasta (incluso)	Radio del chaflán (pulg.)	Chaflán a 45° (pulg.)
1/8	1/4	1/32	3/64
1/4	1/2	1/16	5/64
1/2	7/8	1/8	5/32
7/8	1 1/4	3/16	7/32
1 1/4	1 3/4	1/4	9/32
1 3/4	2 1/2	3/8	13/32

Tabla 6: Radios y chaflanes para cuñas que se sugieren.

Fuente: MOTT L. ROBERT (1992). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. 2da Edición. Ediciones Prentice Hall.

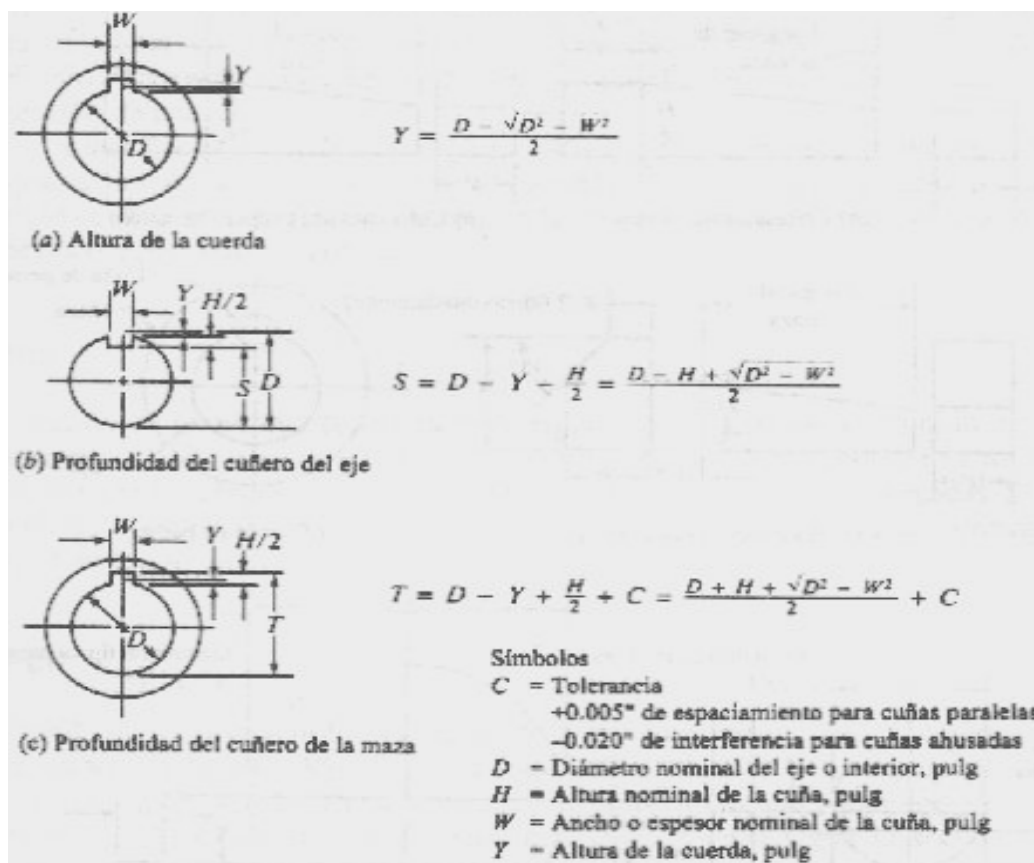


Figura 11: Geometría del cuñero

Fuente: MOTT L. ROBERT (1992). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. 2da Edición. Ediciones Prentice Hall. Pág. 335

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñan de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza. La figura 11 muestra la geometría resultante. La distancia Y es la distancia radial a partir de la parte superior teórica del eje, antes que se maquine el cuñero, hasta el borde superior del cuñero terminado para obtener una profundidad en el cuñero de exactamente $H/2$. Como ayuda para el maquinado y la inspección del eje o de la maza las dimensiones S y T pueden calcularse como se muestran en los dibujos de las piezas. Las ecuaciones se presentan en la figura 11.

Los cuñeros en los ejes por lo general se maquinas ya sea con una fresa escariadora o de espiga, o bien, con un cortador rotatorio de metales o fresa, que, respectivamente, producen el cuñero de perfil o el de corredera deslizable. En la práctica general, los cuñeros y las cuñas se dejan en esencia, con las esquinas a escuadra. Pero los cuñeros a los que se le da un radio y las cuñas con chaflán pueden utilizarse para reducir las concentraciones de tensión. En la tabla 8.2 se enumera valores que se sugieren en la norma ANSI (American National Standard Institute) B17.1. Cuando utilice chaflanes en una cuña, asegúrese de considerar ese factor, cuando calcule la tensión de apoyo del lado de la cuña.

Sección 9: Corrosión Química

La corrosión química es un ataque destructivo a los metales que puede ser de naturaleza química o electroquímica. La química sólo se verifica en condiciones extraordinarias que comprenden medios ambientes altamente corrosivos, una elevada temperatura o ambas cosas. Sin embargo, son de naturaleza electroquímica la mayoría de los fenómenos que comprenden la corrosión de metales que contienen agua o están sumergidos en ella o su corrosión en la atmósfera por películas de humedad.

El mecanismo de la corrosión electroquímica se evidencia más en el caso de metales distintos acoplados eléctricamente, como el cobre y el zinc sumergidos en agua, de modo que este último forme el ánodo y el cobre el cátodo de una pila galvánica. La reacción se verifica en dos partes: **1) la reacción anódica**, durante la cual se disuelve el metal en el electrólito en forma de iones cargados positivamente, **2) la reacción catódica**, en la que los iones cargados positivamente cubren con una capa de hidrógeno atómico la superficie catódica.

Sección 9.1: Resistencia a la corrosión de varios metales:

Bajo condiciones similares, el hierro y el acero se corroen prácticamente con la misma rapidez, pero la distribución de la corrosión puede ser distinta en los dos. La escoria esparcida en el hierro dulce puede dar por resultado, bajo la condición atmosférica, un ataque distribuido de una manera general más bien que en un ataque fuertemente localizado.

Las **superficies pulidas** resisten la corrosión mucho mejor que las ásperas. Las diferencias en el acabado superficial pueden tener una influencia mayor que las variaciones ordinarias en la composición química distintas de la segregación pronunciada. La presencia de cascarillas de laminación sobre la superficie favorece la corrosión localizada o distribuida de manera irregular.

La **corrosión por esfuerzo** es una fractura por fragilidad de un material normalmente dúctil. Hay cuatro factores implicados: **1)** el material debe ser dúctil antes del ataque; **2)** debe existir un medio ambiente específico en el cual pueda ocurrir la corrosión por esfuerzo de los metales en cuestión; **3)** la duración de la exposición debe ser suficiente, y **4)** deben estar presentes esfuerzos de tracción.

Sección 9.2: Métodos para minimizar la corrosión:

La corrosión puede minimizarse por: **1)** el empleo de un recubrimiento de metal protector, como el zinc, el estaño, el plomo, el níquel o el cobre; **2)** la producción de óxido, fosfato o recubrimientos semejantes sobre la superficie del hierro o del acero; **3)** la aplicación de pinturas protectoras, y **4)** la transformación de la superficie del metal al estado pasivo.

1. Revestimiento del hierro con otros metales (Galvanizado):

El zinc se aplica a las superficies metálicas por el proceso de *Sherardización*, sumergiéndolas en un baño de zinc fundido, por electrodeposición, o por atomización o pulverización del metal. El proceso de *Sherardización* se realiza en caliente (entre 260° y 315°C), las piezas son colocadas en un tambor metálico junto con polvo de zinc. Es adecuado en general para tornillos pernos y tuercas, cadenas y accesorios de tuberías, clavos, piezas fundidas pequeñas y otros artículos similares.

El proceso electrolítico en frío, consiste en disponer las piezas a recubrir como cátodos en un baño electrolítico de sales de zinc metálico. En la *atomización del metal* o *proceso de metalización* o *enmetalado*, el alambre o polvos metálico se alimenta a una velocidad regulada hacia la llama de un soplete de oxidas u oxiacetileno. La incidencia de este metal atomizado sobre una superficie preparada produce una capa de partículas aplanadas y entrelazadas que se ligan mecánicamente a la superficie que se está recubriendo.

Revestimiento con estaño, plomo, níquel, cobre o cromo (Niquelado, Cromado):

Los revestimientos de estaño o de una aleación de estaño y plomo se emplean principalmente sobre láminas delgadas de hierro, aplicándose como regla general de una manera semejante a la del proceso en caliente de galvanizado. Los

recubrimientos de plomo sobre acero son más eficientes en una atmósfera contaminada, como la de los centros industriales. En el recubrimiento o electrodeposición con níquel o cobre, se hace que el objeto a revestir sea el cátodo, siendo el ánodo un bloque de metal que haya de depositarse, y el electrólito una solución del mismo metal. Los recubrimientos de cromo, que son muy usados, se producen también por electrodeposición a partir de soluciones de ácido crómico. Casi siempre se aplican como un acabado muy delgado sobre una capa de níquel y son casi perfectos en su resistencia al deslustrado.

El **cobre** se aplica a veces en capas que forman parte integral del metal base. El cobre se funde alrededor de un lingote o palanquilla de acero y después se rebaja hasta obtener la dimensión requerida. La mayor parte del acero revestido se emplea para el alambre y da una combinación de propiedades de alta conductividad eléctrica y gran resistencia a la tracción.

Los **recubrimientos de aluminio** no pueden lograrse por electrodeposición, los revestimientos de aluminio se producen en general por medios mecánicos. Se ha comprobado que estos recubrimientos son muy útiles sobre duraluminio, pero sobre hierro o acero su utilidad queda limitada por la fragilidad de la capa aleada intermedia que suele formarse.

El acero recubierto por inmersión en aluminio fundido resiste la corrosión atmosférica, su aspecto áspero y poco atractivo restringe su uso.

Protección de las aleaciones de aluminio: Las aleaciones de aluminio forjado se usan mucho para aplicaciones de aviación. Las aleaciones en forma de láminas que contienen cobre, como elemento constitutivo de la aleación esencial, son susceptibles al ataque corrosivo intercrystalino que lleva el material a un estado muy frágil que se manifiesta muy poco o nada en su superficie. Las aleaciones de aluminio que contienen magnesio o magnesio y silicio, y las modernas que contienen zinc y cromo como elementos constitutivos de aleación

esenciales, son muy estables en condiciones prolongadas de permanencia a la intemperie. Los recubrimientos protectores usados sobre aleaciones de aluminio dependen de la severidad del servicio. Ahora se sigue comúnmente la práctica de darles un tratamiento preliminar de anodización, para producir una película de óxido sobre la superficie. Este recubrimiento superficial de óxido constituye una base excelente para la aplicación de otros revestimientos. El barniz para intemperie con pigmento de aluminio es excelente para esto. Para condiciones marinas muy severas, los únicos recubrimientos que dan una protección permanente son los de aluminio.

3. La aplicación de pinturas protectoras:

La **pintura de aluminio:** Es una mezcla de pigmento de aluminio y barniz; de 1 a 2 lb de pigmento por galón de barniz (120 a 240gr por litro). El aluminio se encuentra en la forma de hojuelas delgadas. En la película de pintura, las hojuelas se superponen como las hojas que caen de los árboles. La superposición de las hojuelas da a la pintura de aluminio su aspecto metálico y su impermeabilidad a la humedad. La pintura de aluminio está clasificada en alto grado como reflectora de la radiación del sol y como conservadora del calor en tuberías o depósitos de aire o agua caliente.

Pintura marina: Los buques de acero que navegan en el océano requieren una pintura antiincrustante sobre la capa preliminar anticorrosiva. En la capa preliminar se usa plomo rojo o amarillo de zinc. Las pinturas antiincrustantes contienen ingredientes, como el óxido cuproso y el óxido mercuríco, que son tóxicos para las lapas y otros organismos marinos.

Pinturas resistentes a agentes químicos: La resistencia a los agentes químicos se obtiene con el uso de resinas como los vinilos, los epoxis y uretanos. Los vinilos son de los tipos de secado al aire. Los epoxis se curan catalíticamente

con ácidos o aminoresinas. Estas últimas son pinturas de dos componentes que deben mezclarse precisamente antes de aplicarse. Los uretanos también pueden ser pinturas de dos componentes, o de un solo componente, que reaccionan con la humedad existente en el aire para curarse.

4. Pasivación de las superficies de hierro: puede llevarse a cabo de diversas maneras, consistiendo la más común en la inmersión del metal en ácido nítrico después de que ha sido pulido en alto grado. Otros métodos consisten en la inmersión del metal en ácido sulfúrico fumante, ferrocianuro de potasio, o en una solución de cromato de potasio, o bien en ácido crómico; en el recubrimiento con una pintura de dióxido de manganeso; en un ataque catódico en una solución de algún ácido débil, haciendo que el metal sea el cátodo en un circuito de bajo voltaje; en un tratamiento con nitrito de sodio y arsénico, etc. Este estado de pasividad es temporal y, por ahora, el proceso de Pasivación se ha considerado de valor dudoso, excepto para el acero inoxidable, para el cual es una práctica seguida de modo regular. Ahora se emplea comercialmente un tratamiento de cromato sobre la superficie de zinc que es un tanto análogo a algunos de los tratamientos anteriores.

Sección 10: Ingeniería naval

La resistencia al movimiento de un barco en el agua es la suma de la formación de las olas, la fricción, la presión o forma y la resistencia del aire.

1. Resistencia por formación de olas

La resistencia por la formación de olas es función del número de Froude.

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$$

(10-1)

donde:

v = velocidad del barco (m/s)

L = Eslora del barco (m)

g = gravedad (m/s²)

En muchos casos, la conveniencia dimensional velocidad-longitud v/\sqrt{L} se utiliza por conveniencia y en ella v se da en nudos. Un barco forma, por lo menos dos configuraciones de olas, una con la proa y otra con la popa. Puede haber otras ocasionadas por cambios bruscos en la sección. Estas configuraciones se combinan para formar el sistema total de olas del barco.

A diversas velocidades, se presentan diversos fenómenos de eliminación o de reforzamiento de las olas. El procedimiento normal es diseñar la velocidad de funcionamiento de modo que caiga en los puntos bajasen la curva de resistencia.

2. La Resistencia por fricción

Es función el número de Reynolds. Debido al tamaño de un barco el número de Reynolds es grande y el flujo es siempre turbulento.

3. La resistencia por presión o de forma

Es un efecto de viscosidad pero es diferente de la resistencia por fricción. Los efectos principales observados fueron la separación de la capa límite y los remolinos en proximidades de la popa.

Se acostumbra combinar las resistencias de presión y de formación de olas en un solo término llamado resistencia residual y que se supone es función del número de Froude. Aunque esta combinación no es exactamente legítima, resulta práctica porque la resistencia por presión suele ser de 2 a 3% de la resistencia total. La resistencia por fricción, entonces, es el único considerado como función del número de Reynolds y se puede calcular. Con base en un análisis de la resistencia en el agua de planos lisos y tersos, Schoenherr propone la siguiente fórmula:

$$R_f = 0.5\rho.S.v^2.C_f \quad (10-2)$$

Donde:

R_f = resistencia por fricción (N)

ρ = densidad de masa (kg/m^3)

S = área de superficie mojada (m^2)

v = velocidad (m/s)

C_f = coeficiente de fricción calculado con la formula ITTC

$$C_f = \frac{0.075}{(\log_{10} Re - 2\%)^2} \quad (10-3)$$

Donde :

Re = numero de Reynolds = vL/ν

4. Resistencia total del modelo

Esta se determina con experimentos al remolcar modelos de barcos en unas series de velocidades, para las cuales los números de Froude son iguales para el modelo y el barco. La resistencia residual para el modelo se obtiene al restar la resistencia por fricción.

La potencia efectiva total requerida para impulsar el barco se puede determinar a partir de la resistencia a la fricción:

$$Pe = R_f v \quad (10-4)$$

5. Resistencia del aire

La resistencia del viento paralela al eje del barco es alrededor de 30% mayor cuando la dirección del viento es aproximadamente de 30° hacia un lado de la proa, que cuando es exactamente al frente, ya que el área proyectada por encima del agua es mayor.

Sección 11: Fibra de vidrio

La fibra de vidrio es un tipo de fibra mineral natural o sintética. Hay otras fibras parecidas como la lana de roca o las fibras cerámicas. El proceso de aplicación de este material se aplican sobre un molde prefabricado por lo general en un material conocido como gel coat o también con otros materiales como madera, polietileno, etc. una vez obtenido el molde, pueden iniciarse con el proceso de aplicación de la resina y la fibra de vidrio.

Las proporciones de preparación de la resina son idénticas a las usadas para el gel coat y en nuestro caso el catalizador utilizado es el mismo.

100 gr. de resina.

25 gotas de catalizador.

La fibra de vidrio deberá ser cortada en cuadros pequeños tales que les faciliten su manipulación - pudieran ser cuadrados de 20 x 20 cm. - y para su aplicación se van colocando los cuadritos de fibra de vidrio sobre el modelo y embebiéndolos con la resina ya mezclada con el catalizador, de manera tal que se cubran completamente los cuadros de fibra. Al igual que con el gel coat entre aplicaciones deberán limpiar bien la brocha que estén utilizando, para evitar que el gel coat se endurezca en las cerdas de la brocha y esta se arruine. Debe usarse acetona.

Apliquen la fibra con resina también a la franja de 5cm en ambos costados del modelo, recuerden que estas sirven como "agarraderas".

Se deberá cubrir completamente el modelo con fibra embebida en resina y cuando la primera capa este seca se aplica una segunda capa del modo que ya se explicó.

Cuando la segunda capa este concluida y seca, se deberá trazar usando un marcador de tinta indeleble una línea recta a lo largo de los bordes (la franja de 5 cm de ancho ó agarraderas) y proceder a cortar el exceso de fibra y resina con las tijeras de jardinero. Posteriormente se lija cualquier borde agudo que pudiera haber quedado.

Sección 11.1: Tipos de fibras

Las dos formas más comunes se presentan bajo la forma de:

- filamento continuo o tejido, utilizado como material de refuerzo
- en paneles de fibra para piscinas, barcos, tanques y otros productos sintéticos duros.
- lana utilizada como aislante para el calor en edificios.

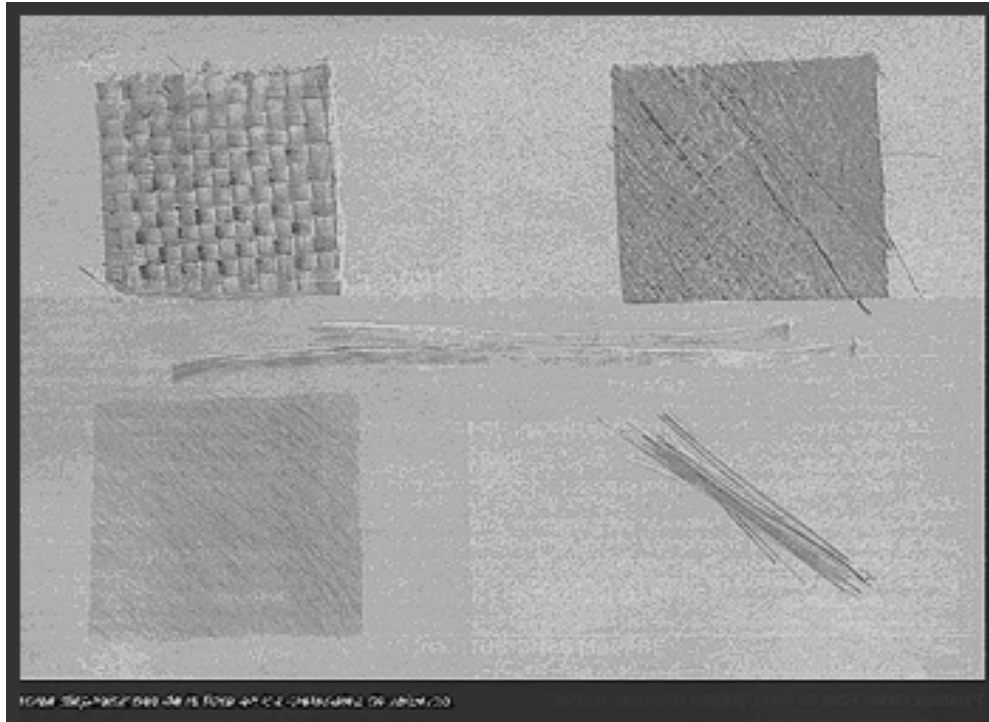


Figura 12: Tipos de fibra de vidrio

El filamento continuo

El filamento continuo es demasiado grueso para llegar a los pulmones al ser respirado. Sin embargo pueden producirse elevados niveles de polvo cuando se cortan, o lijan plásticos reforzados con fibra de vidrio.

El polvo y las fibras resultantes del trabajo con filamento de vidrio pueden producir irritación cuando entran en contacto con la piel, los ojos o la garganta, luego se disuelven o son expulsados por el cuerpo y no producen efectos a largo plazo.

Los vapores de Estireno de las resinas de poliéster utilizadas en los productos de fibra de vidrio son, sin embargo, un peligro más serio, ya que pueden ocasionar irritación a corto plazo y daños el sistema nervioso a largo plazo.

Las Resinas Epoxy utilizadas a veces en la fabricación de productos de fibra de vidrio pueden ocasionar dermatitis de contacto y quemaduras.

Lana de vidrio para aislamiento

Las fibras de la lana de vidrio para aislamiento pueden ocasionar también irritación de la piel, ojos y vías respiratorias altas a los trabajadores dedicados a su fabricación o instalación.

La dimensión de estas fibras es de entre 5 y 10 micras de diámetro: Pero una pequeña proporción pueden ser tan finas (menos de 3 micras) que son capaces de llegar hasta el pulmón con la respiración.

Los productos derivados del petróleo y las resinas utilizadas en la fabricación de lana de vidrio para endurecer y fijar las fibras pueden ocasionar también irritación.

Sección 11.2: Medidas de prevención

- El empresario debe establecer procedimientos de trabajo seguros (ventilación, extracción, etc.) para minimizar los peligros.
- Sin embargo, en los espacios cerrados o estrechos, donde se suelen instalar estos productos, los niveles de fibras en el ambiente suelen ser elevados y de difícil control. En estos casos deberá proveerse a los trabajadores de equipos de protección personal: mascarillas, ropa de trabajo y guantes adecuados.
- Las mismas medidas de prevención deben proveerse en el trabajo de corte y lijado de productos con filamento de fibra de vidrio.



Figura 13: Trabajo con fibra de vidrio

Sección 11.3: Efectos en la salud

- Trabajar con fibra de vidrio en forma de fibras o polvo, puede provocar irritación a los ojos, nariz, garganta y piel.
- La Agencia Internacional para la Investigación sobre el Cáncer (IARC) ha clasificado la lana de vidrio como posible cancerígeno en humanos.

Sección 12: Termoformado

El **termoformado** plástico es una técnica que consiste en dar forma mediante calor y vacío a una lámina plástica que puede tener cualquier espesor y color, para fabricar partes de carrocerías, carlingas de aeromodelos, cubiertas y cascos de modelos de embarcaciones, parabrisas, etc.

Son conocidas las carrocerías de policarbonato transparente (material irrompible) que se usan en automodelismo, termoformadas en una sola pieza que luego se recorta y se pinta

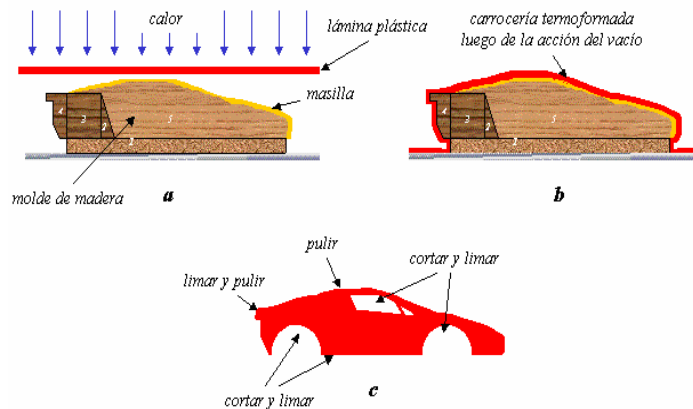


Figura 14: Proceso de Termoformado

Sección 13: Técnicas y aplicación administrativa del análisis de costo-volumen-utilidad (análisis de punto de equilibrio).

Hay una relación estrecha entre la presupuestación y los análisis de costo-volumen-utilidad, los análisis pueden aplicarse a datos históricos, pero se aplican mejor a estimados presupuestados. En la compañía manufacturera se dispone de datos básicos para los análisis de costo-volumen-utilidad, en caso tal de que no se cuenten con los datos históricos se usan presupuestos variables, es decir la identificación de los componentes fijos y variables; el análisis de costo-volumen-utilidad requiere de cuidadosos análisis de los gastos. Es importante reconocer que los análisis de punto de equilibrio descansan sobre una identificación válida, es decir, una identificación de los componentes fijos y variables de costos.

El punto de equilibrio definido con el nivel de volumen en el cual los ingresos exactamente el costo total, es algo incidental al alcance más amplio del análisis de costo-volumen-utilidad. Este análisis esta relacionado con el efecto que los cambios en: 1) Costos Fijos, 2) Costos Variables, 3) Volumen de Ventas, 4) Precios de Ventas y 5) Combinación de Ventas, tienen sobre las utilidades.

Si los análisis de punto de equilibrio pueden realizarse con precisión, su importancia no puede ser ignorada por el contralor, director de presupuestos ni por la administración en general.

Concepto de Análisis de Costo-Volumen-Utilidades

Este método tiene la ventaja de indicar la recuperación de costos fijos a varios niveles de volumen antes de que se obtengan utilidades.

El punto de equilibrio puede determinarse mediante procedimientos matemáticos sencillos. Las formulas más empleadas son:

1. cálculo de punto de equilibrio basado en totales del presupuesto:

$$VPE = \frac{\text{costos fijos}}{1 - \frac{\text{costos variables}}{\text{ventas correspondientes}}}$$

(13-1)

La fórmula anterior proporciona una clara percepción de las características del análisis del punto de equilibrio. Al dividir los costos variables por las ventas se obtiene la razón de costos de variables.

2. Cálculo de punto de equilibrio basado en precio unitario y costos presupuestados:

$$\text{Ventas} = \text{costos variables} + \text{costos fijos} + \text{utilidad}$$

(13-2)

Los cálculos basados en precios y costos unitarios solo pueden usarse para un solo producto y en el caso de productos múltiples para cada producto por separado.

Sección 13.1: Suposiciones fundamentales del análisis de costo-volumen-utilidad

Suposiciones Fundamentales:

1. El concepto de variabilidad de costos es válido, por lo tanto los costos pueden clasificarse realísticamente como fijos y variables.
2. Hay un rango pertinente de validez para todas las facetas del análisis que hay que observarse.
3. El precio de ventas no cambia a medida que cambia el volumen físico de ventas.
4. Hay un solo producto y en el caso de múltiples productos, la mezcla de ventas permanece constante.
5. Las políticas básicas sobre operaciones no cambiarán sustancialmente a corto plazo.
6. El nivel general de precios permanecerá esencialmente estable a corto plazo.
7. Los niveles de ventas y de producción están sincronizados, es decir, el inventario permanece constante o es cero.
8. La eficiencia y productividad por persona permanecerá sin cambios a corto plazo.

Sección 13.2: El principio de la variabilidad de costos aplicado al análisis de costo-volumen-utilidad

La confiabilidad de los análisis de costo-volumen-utilidad depende de la precisión de los estimados de variabilidad. Los análisis de costo-volumen-utilidad se desarrollan bajo la suposición que el concepto de variabilidad de costo es válido y que es posible identificar los componentes fijos y variables de los costos.

Identificación de los Componentes Fijos y Variables de Costo

La variabilidad de costos y el punto de equilibrio puede obtenerse al graficar los datos de ingresos y costos para varios períodos sucesivos, tal estimado puede

dar una idea de las características económicas de una empresa. Este enfoque tiene que considerarse con escepticismo, ya que cada conjunto de datos representa condiciones como cambios en el nivel general de precios, políticas administrativas, la clasificación contable, la productividad, los métodos de fabricación y los productos. Este enfoque usa la relación histórica existiendo la suposición de que las tendencias históricas continuarán, como por ejemplo, algunas empresas usan este enfoque para estimar los puntos de equilibrio de los competidores para luego compararlos con los propios.

El análisis de costo-volumen-utilidad debe concentrarse en el futuro, hay que hacer un análisis cuidadoso de cada costo. El análisis preliminar indicará que todo propósito práctico son costos fijos y otros variables. Hay otro grupo de costos que posee las características de los costos fijos y variables, es decir, son semi-variables. Estos costos requieren de un análisis específico para identificar y medir componentes separados fijos y variables, generalmente el punto de partida es un análisis de los datos históricos.

Sección 13.3: variabilidad lineal

Las líneas de costos fijos y totales en las gráficas de punto de equilibrio se dibujan como rectas desde cero hasta la capacidad máxima.

El rango pertinente puede considerarse como el área de importancia, ya que los costos variables tienen que relacionarse con la actividad dentro de un rango normal o pertinente de operaciones y fuera de este rango normal es muy posible que cambie el patrón de costos variables. Por otra parte el análisis pretende mostrar lo que los costos fijos deben ser y como los costos variables deben variar dentro del rango pertinente de volumen determinado. Dentro del rango pertinente de volumen, las condiciones operacionales y las políticas administrativas son relativamente consistentes; los resultados deben ser predecibles en una base rectilínea y fuera de este las políticas operacionales y administrativas generalmente causan un patrón nuevo de variabilidad de costos y nuevas

relaciones de costo-volumen-utilidad. Aplicar el análisis fuera del rango pertinente llevará a conclusiones erróneas.

Sección 13.4: Consideraciones de precio de venta y mezcla de ventas

El análisis de costo-volumen-utilidad supone un precio unitario de ventas, la línea de ingresos es recta y es necesaria por dos razones: Primero, debe mostrarse el efecto del precio de venta presupuestado; Segundo, la línea de ventas expresa los resultados combinados de volumen y precio de venta, el efecto de cambios en los precios unitarios de ventas sobre el volumen de ventas incluirá la teoría de precio y demanda.

Un análisis de costo-volumen-utilidad puede ser desarrollado por cada producto por separado o para múltiples productos, si los productos son similares no es necesario considerar la mezcla de ventas. Esto se refiere a las cantidades relativas de varios productos que componen la “la línea recta”.

Sección 13.5: Políticas administrativas

Los datos de ingresos usados en los cálculos, implican políticas específicas, como escalas de sueldos, número de empleados indirectos con sueldos fijos, métodos de depreciación, cobertura de seguros, investigación, publicidad y capacidad de planta, esto es lo que determina la estructura de costo fijo de una compañía. Los datos de costos variables determinan la estructura de costo variable de la empresa, tales como: calidad de materia prima, tecnología de producción, tasas salariales, mano de obra directa y comisiones ventas.

El análisis de costo-volumen-utilidad lleva implícito un conjunto de políticas administrativas que afectan las características de ingresos y costos de la empresa, por ejemplo: Si una empresa se está aproximando al punto de equilibrio o si las utilidades están bajando, debe tomarse una acción administrativa para bajar el punto de equilibrio, por lo tanto la administración tiene que saber cual es el efecto financiero de las políticas actuales con el fin de saber cual es el efecto financiero y

cual sería el efecto. Un análisis del punto de equilibrio bajo diferentes suposiciones de políticas administrativas puede ayudar a la toma de decisiones.

Sección 13.6: Evaluación de las suposiciones

El análisis supone un nivel de precios estable, pero no es completamente válido, es decir, si hubiera un cambio significativo en los precios que afectara los ingresos o costos debe reconstituirse el análisis entero.

Si se anticipa un cambio en el inventario durante el periodo presupuestario, hay que hacer el ajuste apropiado en los cálculos para el aumento o disminución del inventario. El problema de si las suposiciones pueden o no validarse en una situación particular dependerá en gran medida de las capacidades y juicio del analista.

Sección 13.7: Problemas especiales en el análisis del punto de equilibrio

La base de actividad que se emplea generalmente es el valor de ventas netas, como la mejor medida en una compañía. Para una empresa en conjunto, generalmente el valor de ventas netas es el único denominador común satisfactorio porque las actividades de fabricación, ventas y administración se expresan en forma combinada.

Si se dispone de presupuestos variables, pueden sumarse para los propósitos de costo-volumen-utilidad. Este proceso puede ocasionar algunas complicaciones porque los diversos presupuestos variables departamentales se relacionan con diferentes bases de actividad, por ejemplo: los gastos generales de fabricación pueden estar relacionados con horas de mano de obra directa u horas directas de máquina y los costos del departamento de energía pueden estar relacionados con Kilovatios-Hora. Al sumar los presupuestos variables, se supone que los factores se correlacionan razonablemente con la base general seleccionada para los propósitos de punto de equilibrio. El procedimiento que se utiliza para la

preparación del análisis de punto de equilibrio se basa en los presupuestos variables es sumar el componente fijo del costo mostrado en los presupuestos variables y tratar los demás costos como variables.

El tratamiento de las cuentas de otros ingresos y otros gastos, presenta otro problema para el análisis de costo-volumen-utilidad, es preferible omitir las partidas no operativas del análisis; sin embargo, si se incluyen es mejor incluir el neto de otros gastos e ingresos. Si el neto es gasto, debe sumarse al costo fijo, mientras que si el neto es ingreso debe restarse del costo fijo.

Sección 13.8: Análisis del punto de equilibrio y cambio de inventario

Los cambios presupuestados en inventarios no son considerables y pueden pasarse por alto en los análisis de costo-volumen-utilidad. Cuando se usa costeo directo, los cambios en inventario no tienen efecto sobre los cálculos de punto de equilibrio como es el caso en el costeo completo.

La introducción del efecto de cambios en inventarios en los análisis de costo-volumen-utilidad se requiere: 1) juicio subjetivo sobre lo que podría hacer la administración a distintos niveles y 2) La precisión teórica que desea el analista.

Cuando se incluye el cambio en inventario, se considera y se introduce en el análisis, se tiene que suponer una de dos cosas: 1) La administración mantendrá una razón constante de cambio en inventario a producción y 2) que el cambio en inventario será constante para cada cambio unitario. Además se puede suponer: 1) que un inventario inicial, es en efecto un costo fijo y 2) que es en parte un costo fijo y en parte un costo variable. Los aspectos teóricos se complican con estas suposiciones y el factor adicional de gastos generales de fabricación sobre o sub-aplicados.

Sección 13.9: Uso y aplicación de Análisis de costo-volumen-utilidad

Los análisis de costo-volumen-utilidad son precisos, pueden ayudar en la toma de decisiones administrativas. El análisis de costo-volumen-utilidad ofrece un conocimiento mayor de las características económicas de una compañía y puede usarse para determinar el efecto aproximado de varias alternativas. Sin embargo, el análisis de costo-volumen-utilidad se basa en estimados y los cálculos aritméticos generalmente envuelven promedios, es decir, nunca deben interpretarse como precisos. El análisis puede caracterizarse como un enfoque de “regla de cálculo” que se usa para desarrollar y comprobar el efecto aproximado sobre costos y utilidades de varios tipos de decisiones administrativas.

Sección 13.10: Evaluación del efecto de cambios en las variables

Un aspecto importante del análisis de costo-volumen-utilidad es la facilidad relativa con la que se puede evaluar el efecto de una decisión administrativa, este es un aspecto clave de los análisis de costo-volumen-utilidad durante el desarrollo del plan anual de utilidades, ya que permite la comprobación y determina el efecto general de las alternativas bajo consideración.

Cuando se expresa el volumen en unidades un cambio de precio puede solo hacer subir o bajar la línea de ventas, en cambio si el volumen se expresa en dólares se cambia el costo total en vez de la línea de ventas.

Sección 13.11: Análisis de costo-volumen-utilidad por subdivisiones organizacionales o por producto

El análisis de punto de equilibrio por subdivisiones organizacionales o por productos presenta un problema para el analista debido a los costos indirectos. Generalmente es preferible desarrollar un análisis antes y después de la asignación de los costos indirectos. Muchas veces es posible obtener mejores asignaciones si la base de asignación de costos fijos difiere de la que se usa para costos variables.

Para la preparación de las gráficas de punto de equilibrio, puede que el analista quiera representar los datos en la misma gráfica antes y después de las asignaciones de costos.

Margen de Seguridad

El margen de seguridad no es más que la relación del volumen presupuestado con el volumen de punto de equilibrio, además puede mostrarle a la administración que tan cerca del punto de equilibrio esta operando la empresa.

CAPITULO III

METODOLOGÍA

Sección 1: Diseño conceptual

En este proyecto de grado, se trabajó inicialmente bajo el concepto de tormenta de ideas. En la cual se plantearon distintos modelos de vehículos en forma de bocetos, sin ningún tipo de restricción y solo con aclaraciones de ideas, las cuales daban referencias a las funciones básicas de cada uno de los vehículos, y a través de ellas la realización de nuevos planteamientos. Manteniendo las siguientes consideraciones:

- Debe soportar una carga de hasta 35 Kg. considerando que el peso promedio de un niño de 8 años es de 25 kg.
- Se debe desplazar con la potencia de pedaleo producida por un niño de 5 años.
- Debe tener una altura máxima de 1.10 mts.
- Debe poseer una velocidad máxima de 5 MPH.
- Conservar las dimensiones necesarias para ser transportado en un vehiculo familiar.

A continuación presentan los distintos modelos que conforman la tormenta de ideas:

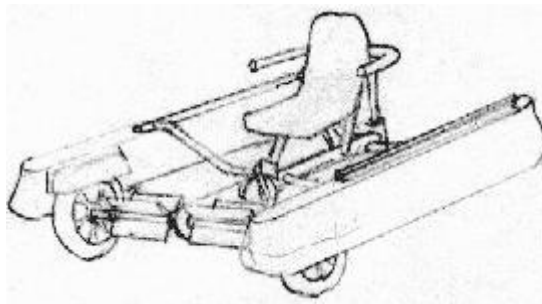


Figura 15: Modelo 1

Modelo 1: Este modelo presenta un Chasis de aluminio y con la forma similar a la de un catamarán y medio de propulsión con un sistema de molino de agua en la parte delantera con el que se desplazaría en el agua.

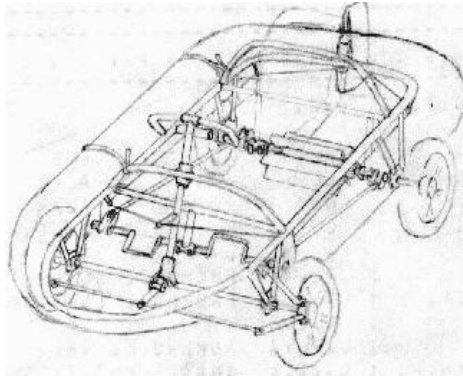


Figura 16: Modelo 2

Modelo 2: Con forma muy similar a un carro y un sistema de transmisión de potencia igual al del modelo 1 pero en este caso se utiliza un flotador alrededor del vehículo.

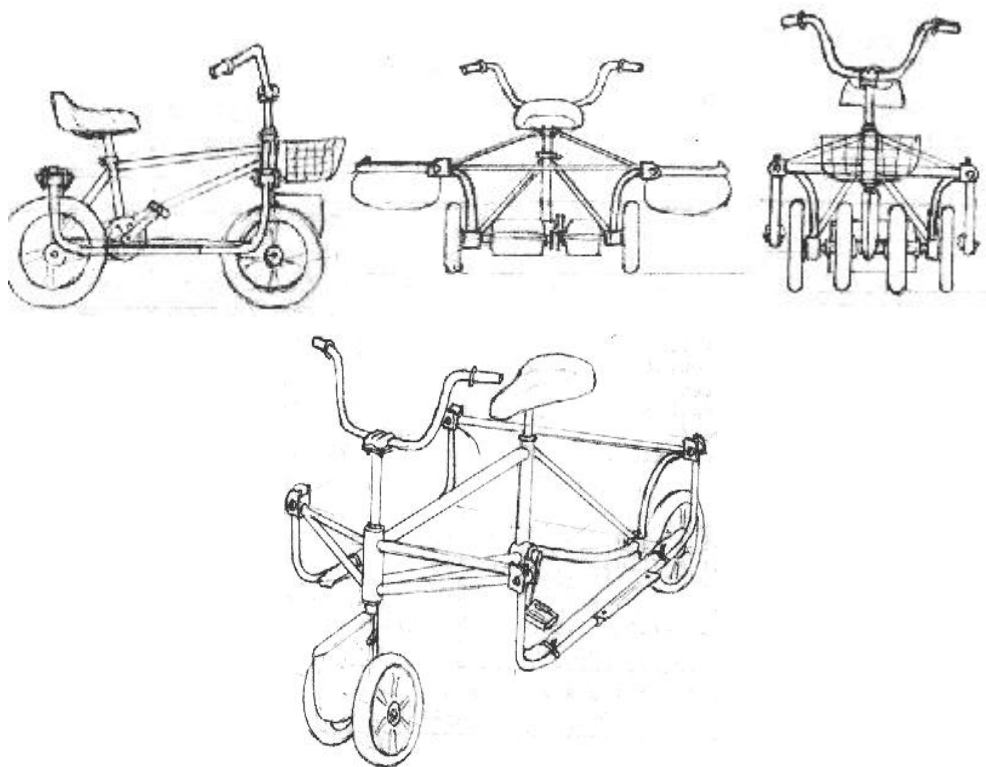


Figura 17: Modelo 3

Modelo 3: Este modelo conserva la idea del catamarán solo que en este modelo los flotadores son removibles y presenta un sistema de molino de agua.

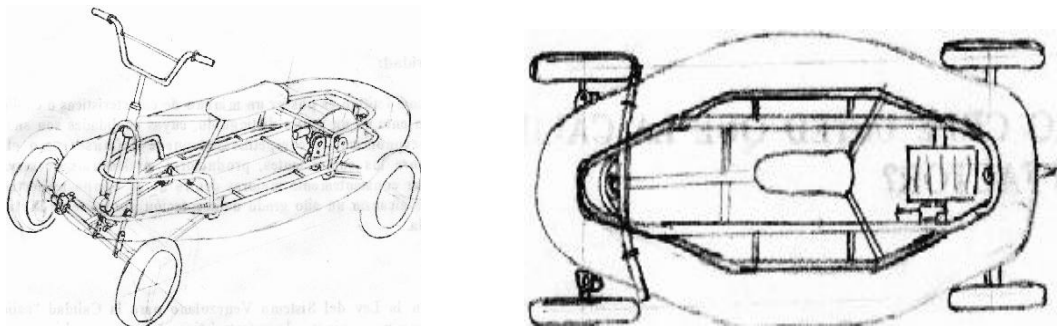


Figura 18: Modelo 4

Modelo 4: Este modelo es de cuatro ruedas y con sistema de flotación alrededor del vehículo solo que este posee un motor eléctrico para la potencia.

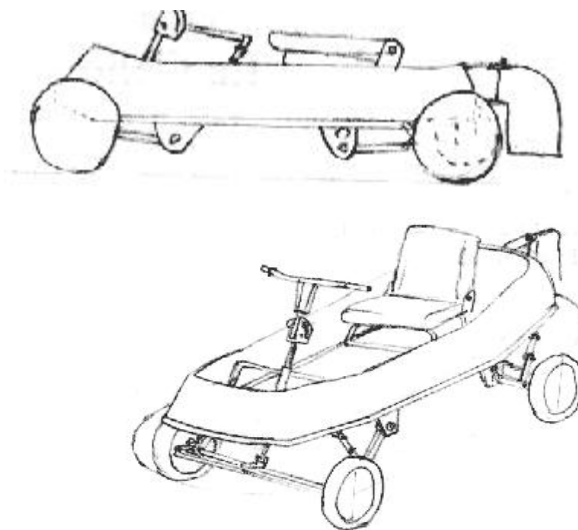
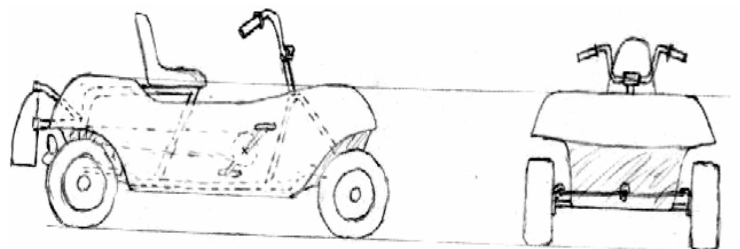


Figura 19: Modelo 5

Modelo 5: Este modelo presenta la ventaja de hacerse compacto su sistema de potencia también es con un motor eléctrico y posee un flotador alrededor del vehículo.



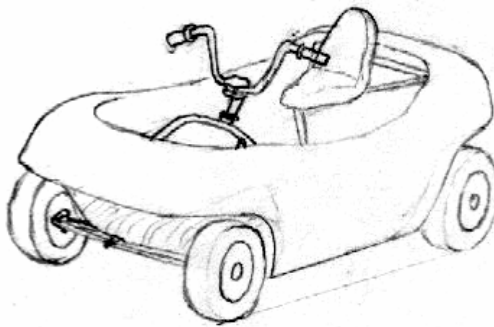


Figura 20: Modelo 6

Modelo 6: un modelo más robusto de tracción humana con un sistema de propulsión de propela y de 4 ruedas.

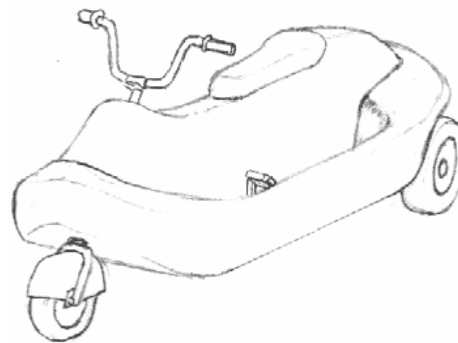
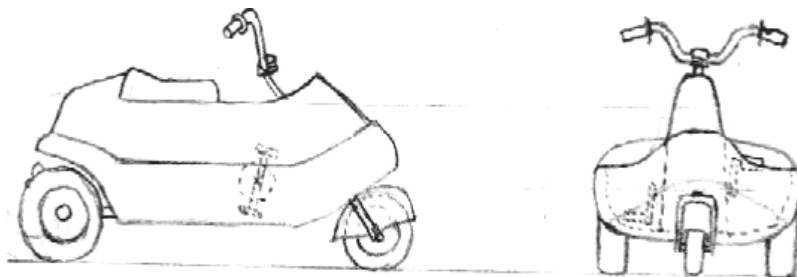
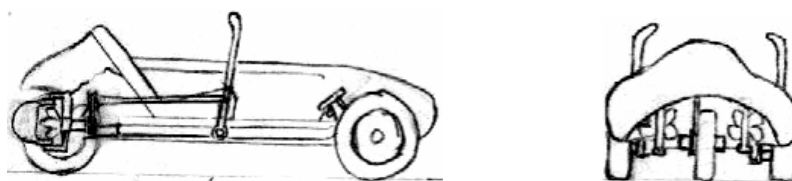


Figura 21: Modelo 7

Modelo 7: un vehiculo de tres ruedas con casco y tapa y una propela como propulsor, es de tracción humana.



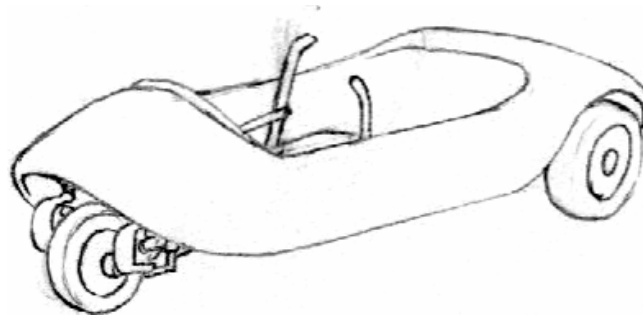


Figura 22: Modelo 8

Modelo 8: en este caso la tracción proviene de las manos y el niño esta casi acostado consta de dos propelas y la dirección se controla con los pies.

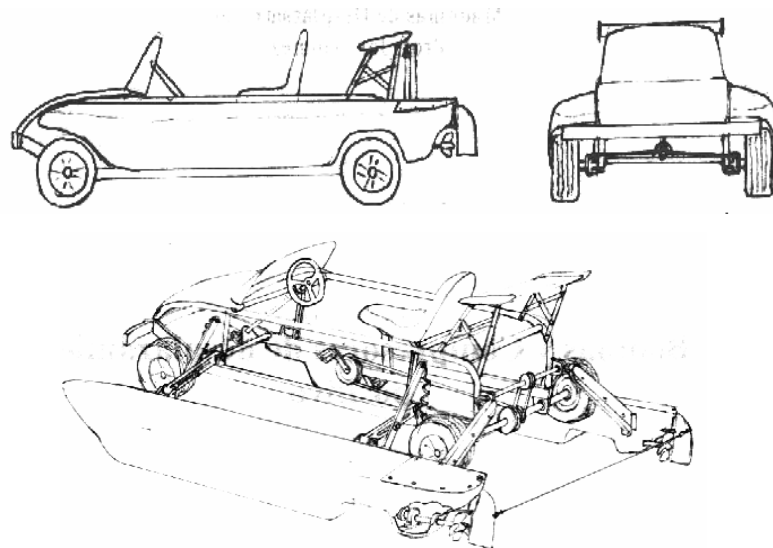


Figura 23: Modelo 9

Modelo 9: inspirado en la forma de un automóvil se plantea un sistema desplegable en forma de catamarán con un sistema de propela para la propulsión.

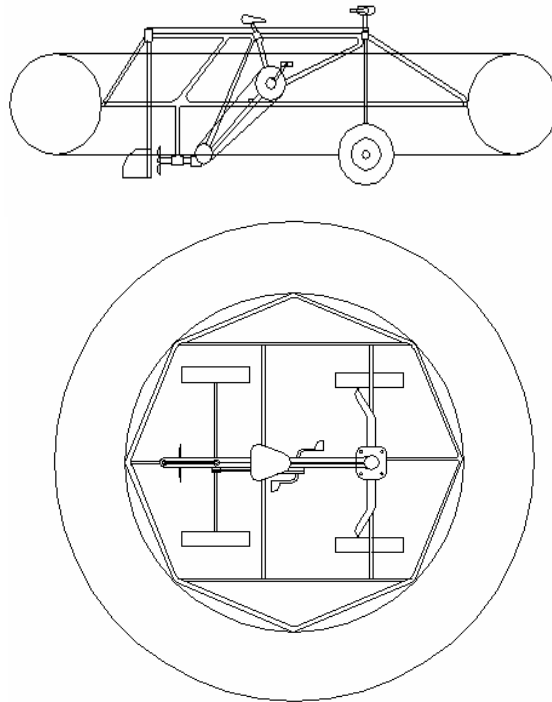


Figura 24: Modelo 10

Modelo 10: en este caso se presenta una bicicleta de 4 ruedas con un flotador alrededor y una propela como medio de propulsión.

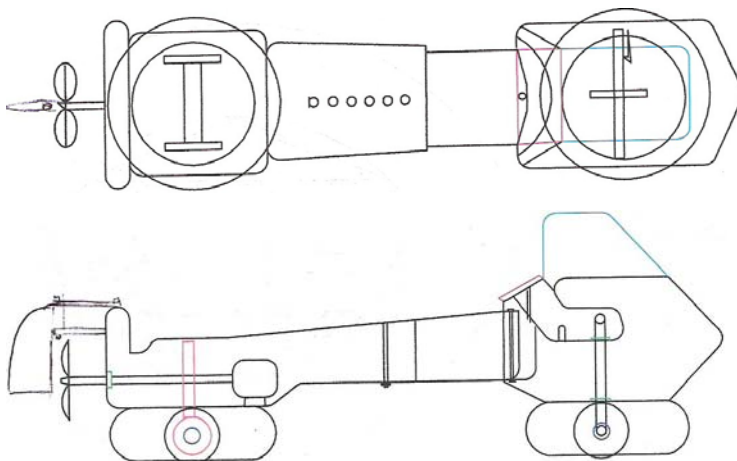


Figura 25: Modelo 11

Modelo 11: un modelo eléctrico en el que el niño va acostado, cuenta con dos flotadores y una propela como propulsor.

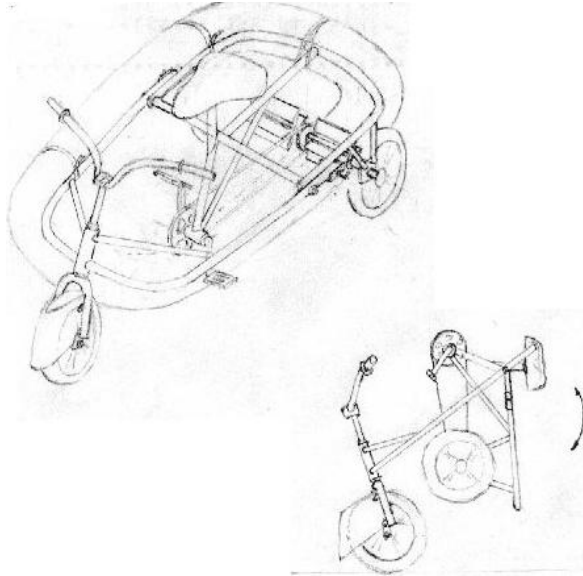


Figura 26: Modelo 12

Modelo 12: un modelo de tracción humana de 3 ruedas de chasis de aluminio plegable con su sistema de flotación alrededor.

Luego de esto cada uno de los bocetos mostrados fue expuesto a una evaluación por medio del uso de una matriz morfológica en donde se consideraron los siguientes criterios:

- Resistencia
- Ergonomía
- Funcionabilidad
- Procesos de fabricación
- Costo
- Estética
- Peso
- Dimensiones
- Confiabilidad
- Durabilidad

Resistencia: En este criterio se evaluó que tanto podría aguantar el modelo a cada una de las solicitudes que se vería enfrentada el modelo y que tan fuerte podría ser para recibir el trato de un infante.

Ergonomía: Para este rubro se analizó la comodidad que tendría el conductor del vehículo para manejar considerando las habilidades desarrolladas a su edad, y si se vería afectado a nivel muscular por el uso prolongado del mismo, reflejando una posible dolencia en alguna parte del cuerpo.

Funcionabilidad: Aquí se observó la facilidad de poder manipular el vehículo, lo práctico que podría ser su acceso al mismo para los niños de las distintas edades. Tanto para el pilotaje como para el transporte del mismo.

Procesos de Fabricación: Lo que se consideró en este aspecto es la cantidad de procesos a realizar y la dificultad con que se tendría que afrontar para la fabricación del mismo sin dejar atrás la calidad que se solicitará en cada elemento que conforme al mismo.

Costo: Lo que se desea reflejar en este aspecto es ver que tan elevado sería el importe a realizar para la elaboración de la idea analizada.

Estética: Lo que se concibió evaluar en este criterio es lo atractivo que puede ser para un infante de edad comprendida entre 5 y 8 años el modelo estudiado.

Peso: Debido a la importancia que tiene esta propiedad en el desempeño en ambos campos se consideró como un factor crítico.

Dimensiones: Para este caso se persiguió estudiar que tan voluminoso sea el vehículo tanto en su desplazamiento en tierra como en agua al igual que su demás propiedades.

Confiabilidad: Aquí se estimó la seguridad que pueda ofrecer el vehículo al momento de ser pilotado tanto en el medio acuático como en el terrestre.

Durabilidad: Se persiguió evaluar que tanto debería ser sometido el equipo a un proceso de mantenimiento ya sea preventivo u obligatorio al igual que el comportamiento de los elementos que conforman el vehículo en ambos medios.

Para la evaluación de los criterios se utilizó una escala del 1 (uno) al 5 (cinco) en donde la excelencia se presentaba con la mayor calificación, es decir, una calificación de 5 (cinco) para un efecto excelente y una calificación de 1 (uno) para un efecto realmente deplorable, haciendo un análisis cualitativo según las características observadas en cada modelo y por discusión entre el equipo de trabajo. En esta primera matriz morfológica se estudió cada una de las ideas por separado, lo que permitía una evaluación individual de cada una de las ideas presentadas ante esta matriz, totalizando las calificaciones y así hacer una preselección. Obteniéndose como resultado la siguiente tabla:

Criterio	Diseño											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Resistencia	3	4	4	5	5	5	5	5	3	5	3	3
Ergonomía	4	5	3	5	5	5	5	4	5	5	4	3
Funcionabilidad	3	3	4	5	5	4	4	4	4	3	4	5
Procesos de fabricación	4	4	5	4	4	3	3	3	2	5	3	5
Costo	4	4	5	3	3	3	3	3	2	5	2	5
Estética	2	5	3	5	5	5	5	4	5	4	3	4
Peso	3	3	5	4	5	3	4	5	2	5	5	5
Dimensiones	2	3	4	5	5	4	4	5	4	3	4	5
Confiabilidad	3	4	4	5	5	5	5	5	4	4	3	4
Durabilidad	5	4	5	4	4	5	5	5	3	5	5	4
Total	33	39	42	45	46	42	43	43	34	44	36	43

Tabla 7: Matriz morfológica preliminar

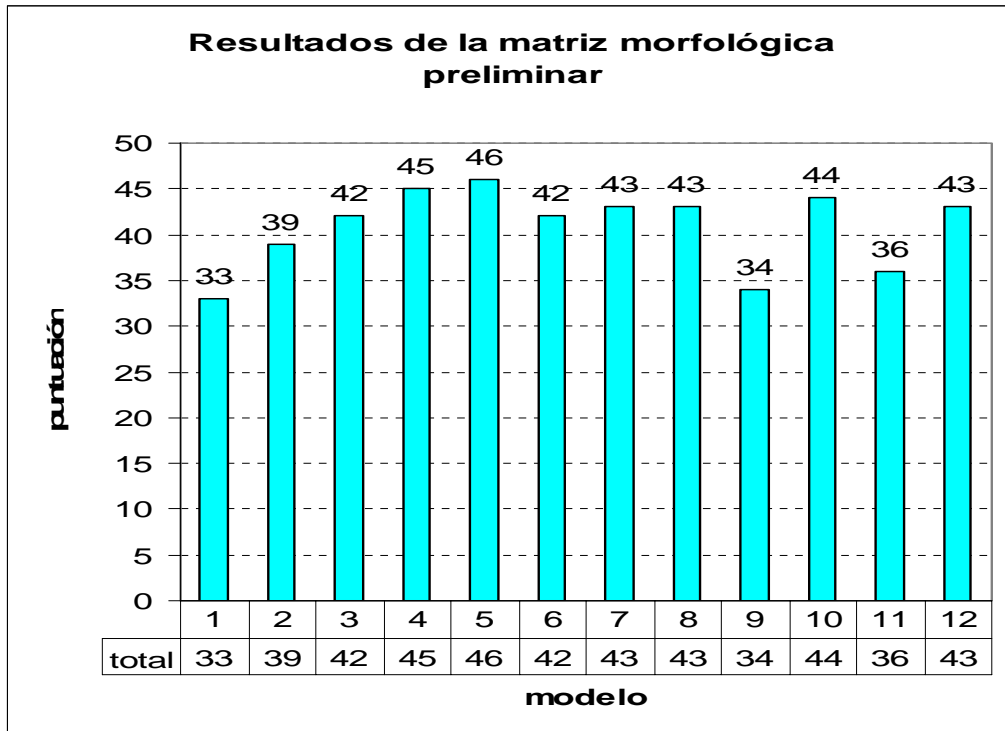


Figura 27: Resultados de la matriz morfológica preliminar

En esta primera preselección se escogieron los seis modelos que obtuvieron la mayor puntuación y estos fueron sometidos a una segunda matriz morfológica, en donde se volvieron a considerar los mismos criterios, pero la puntuación sería en este caso distinta para realizar una selección por medios comparativos entre cada uno de los modelos, para esta matriz morfológica se utilizó una escala del 1 (uno) al 6 (seis) en donde se le otorga la calificación de 1 (uno) a aquel vehículo que menos cumpliera con los requisitos esperados y 6 (seis) al que más se acercaba a lo deseado. Se totalizaron los resultados y se obtuvo el siguiente cuadro:

Criterio	Diseño					
	4	5	7	8	10	12
Resistencia	5	3	6	3	4	1
Ergonomía	5	6	3	2	4	1
Funcionabilidad	3	5	2	1	4	6
Procesos de fabricación	2	1	3	4	6	5
Costo	2	1	3	4	6	5
Estética	4	5	6	3	1	2
Peso	1		2	3	5	6
Dimensiones	4	3	6	2	1	5
Confiabilidad	3	2	6	5	4	1
Durabilidad	3	2	5	4	6	1
Total	32	32	42	31	41	33

Tabla 8: Matriz morfológica final

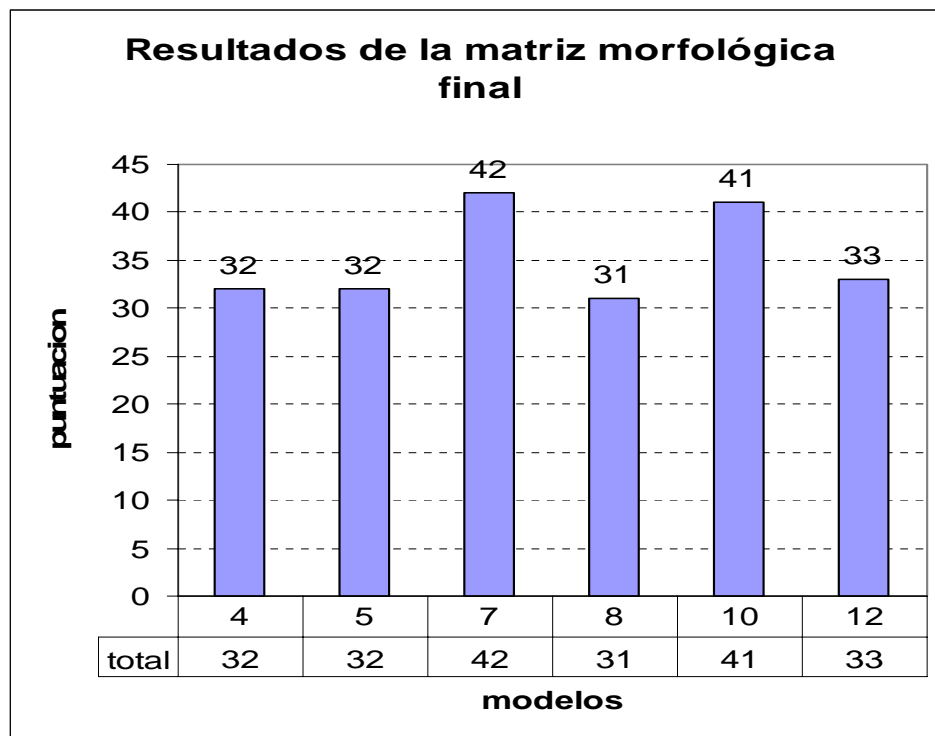


Figura 28: Resultados de la matriz morfológica final

En esta segunda matriz se observa la gran proximidad de los modelos 7 y 10 por lo que se decidió realizar un estudio mas profundo y preciso para estos modelos se designaron las primeras medidas y se analizaron los posibles cambios que beneficiaran al desempeño del mismo obteniéndose así, los primeros planos de elementos que conforman las partes principales de cada uno de estos vehículos y el despiece en los elementos mas sencillos que conforman el mismo, basados en la ergonomía de una bicicleta estándar Rin 16, también se estimó los costos de las piezas principales de ambos modelos.

Luego de realizado esto se planteo una última matriz morfológica en donde se evaluaron los dos modelos con tendencias al alcance comercial del producto debido a que los modelos cumplen con los requerimientos mecánicos esperados de manera similar, en este caso se le acreditó una ponderación a cada criterio y de igual manera se consignó una escala del 1 (uno) al 5 (cinco) para evaluar acreditando la excelencia con la máxima calificación (5) la ponderación fue la siguiente:

- Resistencia 1 punto
- Ergonomía 2 puntos
- Funcionabilidad 2 puntos
- Procesos de fabricación 2 puntos
- Costo 3 puntos
- Estética 3 puntos
- Peso 3 puntos
- Dimensiones 1 punto
- Confiabilidad 2 puntos
- Durabilidad 1 punto

Dando esto una ponderación de 20 puntos para obtener un total de 100 puntos, el valor más cercano a 100 puntos sería el escogido. Se analizaron los modelos y se obtuvo los siguientes resultados:

Criterio	Diseño			
	7	10	Total ponderado 7	Total ponderado 10
Resistencia	5	3	5	3
Ergonomía	4	4	8	8
Funcionabilidad	4	4	8	8
Procesos de fabricación	3	5	6	10
Costo	3	4	9	12
Estética	5	3	15	9
Peso	4	5	12	15
Dimensiones	5	3	5	3
Confiabilidad	5	4	10	8
Durabilidad	4	4	4	4
Total			82	80

Tabla 9: Comparación final

Esto designó, que el modelo 7 será el que se va a desarrollar

Luego de esto se realizó una maqueta a escala del boceto para así tener una mejor apreciación del mismo y se realizaron los últimos ajustes a lo que refiere en los detalles del equipo. La siguiente figura es un boceto que revela el despiece del modelo seleccionado.

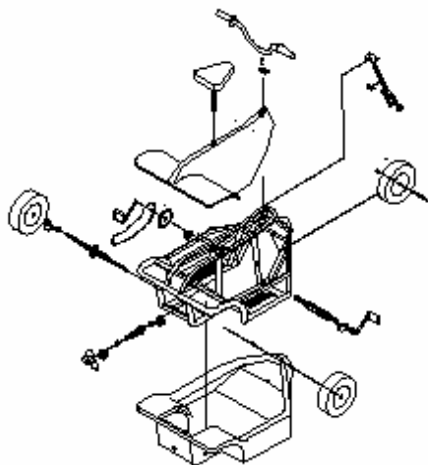


Figura 29: Bosquejo de despiece del modelo final

Sección 2: Diseño y selección de los componentes mecánicos (Memoria de Cálculo)

Sección 2.1: Diseño del bastidor del vehículo

➤ Aspectos geométricos

Para lograr dar forma y dimensiones al bastidor (parte principal del vehículo) se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Debe conservarse la ergonomía de una bicicleta RIN 16", puesto que el vehículo es a tracción humana (impulsado por pedales).
- Debe presentar la figura de un bote pequeño en su parte inferior para lograr un buen desempeño en el agua.
- Su forma y dimensiones deben permitir transportarlo en un vehículo familiar compacto.
- La siguiente figura muestra las dimensiones principales de una bicicleta estándar Rin 16" basándose en datos suministrador por proveedores de bicicleta en la cual se basa el diseño del bastidor:

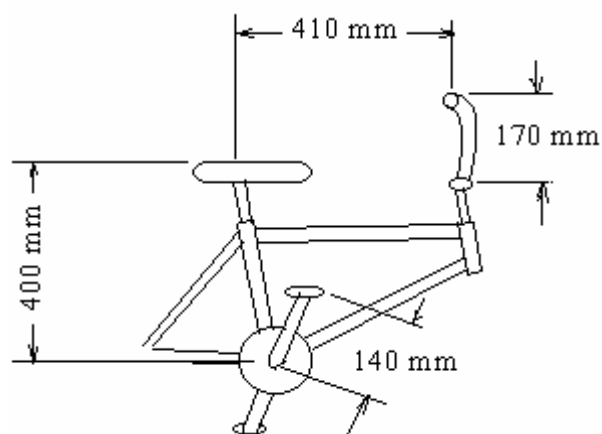


Figura.30: Medidas estándar de una bicicleta Rin 16

- Las dimensiones aproximadas del maletero de un vehículo familiar compacto sedán actual son. 50 cm de alto, 110 cm de ancho y 70 cm de profundidad.

La siguiente figura muestra el modelo seleccionado que cumple con las condiciones anteriores:

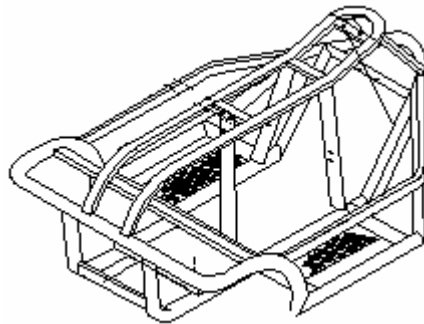


Figura 31: Boceto del chasis

➤ Resistencia estructural

Para el diseño estructural del bastidor se ha de considerar los siguientes aspectos:

- Debe ofrecer resistencia ante las solicitaciones presentes en cada medio.
- La metodología de diseño se basa una comparación con las normas para la elaboración de estructuras de vehículos de fórmula SAE.
- La estructura y los perfiles pueden someterse a pruebas durante su diseño y construcción, para efectuar mejoras.

Para verificar que la armadura del chasis es resistente se comparo el perfil predominante del mismo, y el que se encuentra con la mayor solicitación con el perfil de aluminio descrito en las normas tecnicas de la formula SAE (Society of automotive Engineer). Considerando que el material tiene las mismas propiedades mecánicas y que las solicitaciones del perfil seleccionado por la formula SAE es severamente mayor se procedió el calculo del momento de inercia de ambos

perfiles y observar la diferencia ya que sería este factor el único influyente en el desplazamiento de los componentes de la armadura.

Para el cálculo del perfil de la formula SAE (Society of automotive Engineer) se procedió de la siguiente manera:

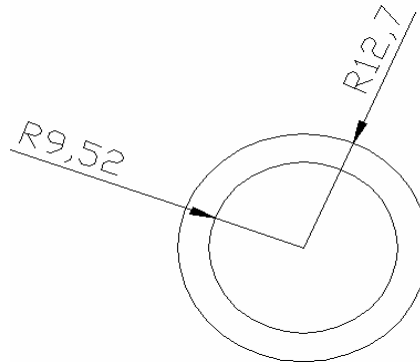


Figura 32: Perfil indicado por la formula SAE (Society of automotive Engineer)

$$I = \frac{D^4 - d^4}{64} = \frac{25.4^4 - 19.04^4}{64} = 13967024 \text{mm}^4$$

Para el cálculo de nuestro perfil seleccionado se procedió a seccionarlo en elementos geométricos sencillo para calcular el valor de su momento inercia y luego aplicar el teorema de los ejes paralelos o teorema de Steiner para realizar la sumatoria de las inercias.

A continuación se presenta el cuadro del calculo y los sectores representativos del las aristas del perfil.

Para este cálculo se utilizaron las siguientes fórmulas

Forma Geométrica	Área	Momento de inercia
Rectángulo	$A = b.h$	$I = b.h^3/12$
Semicírculo	$A = \pi \cdot D^2/4$	$I = 0.007D^4$

Tabla 10: Momentos de inercia usados

Para la especificación del proceso de cálculo del momento de inercia se presenta a continuación la siguiente figura:

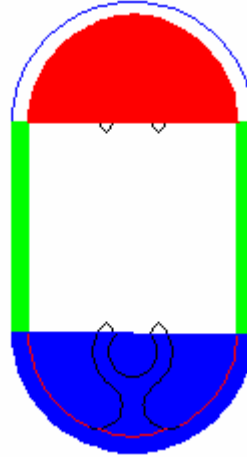


Figura 33: Seccionamiento del perfil utilizado

Zona	calculo del área (mm ²)	Calculo de la inercia (mm ⁴)	Distancia al eje central	Teorema de steiner
Rectángulos	22.75	580.59896	0	580.59896
Semicírculo	157.08	1120	12.99	27625,695
Semicírculo	118.89385	641.64532	12.44	19040.897

Tabla 11: Calculo de la inercia del perfil balastra (ovalado con nervios internos)

Al realizar el cálculo del momento de inercia de esta sección se obtiene el siguiente resultado:

$$I_t = 2 * 580.59896 + 2 * 27625.695 - 2 * 19040.897 = 18330.794$$

Que al compararlo con la inercia del perfil de Formula SAE (Society of automotive Engineer) nos queda que:

$$N = \frac{18330.794}{13967.04} = 1.3124$$

Lo que permite asegurar que la armadura cumple los requerimientos para las condiciones en las que se encuentra nuestro modelo.

➤ **Flotabilidad y Estabilidad**

Flotabilidad

Para determinar la flotabilidad se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Debe conocerse el peso total del vehículo y su conductor
- Debe conocerse el área de flotación del casco.
- Se aplica el principio de Arquímedes para determinar la capacidad de flotación.

- Cantidad y peso aproximado de material empleado en el bastidor: mediante el dimensionamiento del plano del bastidor se obtiene la cantidad de material. La estructura posee dos tipos de perfiles, el primero (balastra) conforma la sección principal de la armadura; el segundo (ángulo de 1"x 1/2"x 1/8") conforma las partes auxiliares de la armadura. La siguiente tabla muestra las características de cada perfil y la cantidad total en metros lineales empleada para la construcción del bastidor

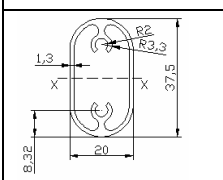
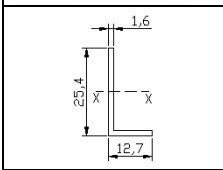
	Nombre	Área transversal (mm ²)	Cantidad (m)	# de unidades (6.1 m)	Peso por metro (Kgf/Ml)	Peso neto (Kgf)
	Balastra	162	6.5	2	0.437	2.84
	Ángulo de 1"x 1/2"x 1/8"	58	5.6	1	0.157	0.88
Totales		3	-	3.72		

Tabla 12: Calculo de material utilizado

De Manera que el peso calculado para el bastidor es de 3.72 Kgf

- Cantidad y peso aproximado del material empleado en el casco: a partir de las dimensiones externas del bastidor, se puede determinar el área del material. El área aproximada del casco es de 0.516 m^2

El material seleccionado para el casco es la fibra de vidrio, debido a su ligereza, relativa sencillez y economía para modelar, su buen acabado y su alta resistencia. La densidad de la fibra de vidrio es de 3 Kgf por metro cuadrado, para un espesor aproximado de 2 mm. Considerando lo anterior, el peso calculado para el casco es de 1.55 Kgf.

A continuación se muestra el boceto del casco del anfibio:

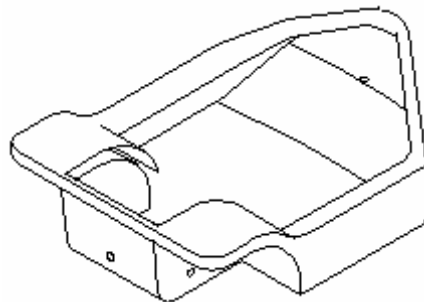


Figura 34: Bocetos del casco

- Peso aproximado del vehículo: el peso del chasis es de 3.72 Kgf, el peso del casco es de 1.55 Kgf, lo cual suma 5.27 Kgf. El peso del resto de las piezas se estimará en el doble del valor obtenido hasta ahora, con lo cual se tiene un total aproximado de 15.54 Kgf.
- Área de flotación del vehículo: en congruencia con el dimensionamiento tanto del bastidor como del casco, se fija la línea máxima de flotación a 15 cm del borde inferior del casco. A partir de la siguiente figura puede calcularse el área de flotación por aproximación numérica:

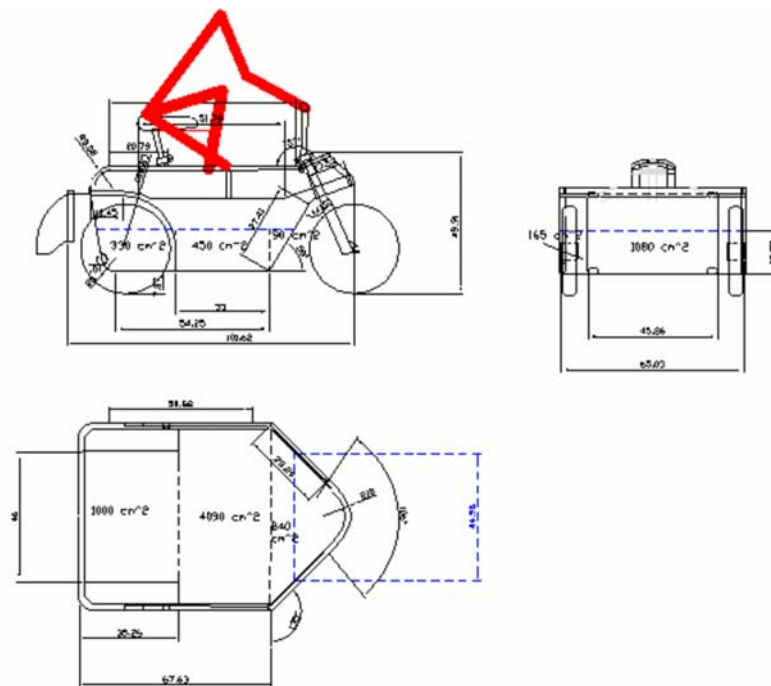


Figura 35: Dimensionamiento y áreas principales del casco

- Para ello se separó el casco en tres partes importantes: la zona de las ruedas que representa un área de 330 cm^2 , el la zona central que posee un área de 450 cm^2 y el la región de la proa que tiene un área de 90 cm^2
- después se procedió a calcular el volumen de cada región correspondiente a la longitud del ancho del vehículo para ello se realizó el siguiente calculo :

Para la zona de las ruedas:

$$V_{ruedas} = 330 \text{ cm}^2 * 46 \text{ cm} = 15180 \text{ cm}^3$$

Para la zona central

$$V_{central} = 450 \text{ cm}^2 * 66.63 \text{ cm} = 29983.5 \text{ cm}^3$$

Para la punta se aproximó por defecto a:

$$V_{punta} = 90cm^2 * 44.46cm = 4001.4cm^3$$

Luego el volumen que desplazada el vehiculo sin las ruedas es:

$$V_D = V_{ruedas} + V_{central} + V_{punta} = 49164.9cm^3 = 49.165lts$$

Considerando el volumen que desplaza cada rueda, que es 2.09676 lts. queda:

$$49.165lts + 3 * 2.09676lts = 55.455lts$$

Estabilidad

Para verificar la estabilidad del vehiculo se procedió a determinar la posición del metacentro para el movimiento del cruce del vehiculo ya que es la parte donde hay mayor rotación, el para ello se graficó la línea de flotabilidad del vehiculo en posición de equilibrio y a una rotación de 30° (15° por lado) teniendo graficado el centro de gravedad queda

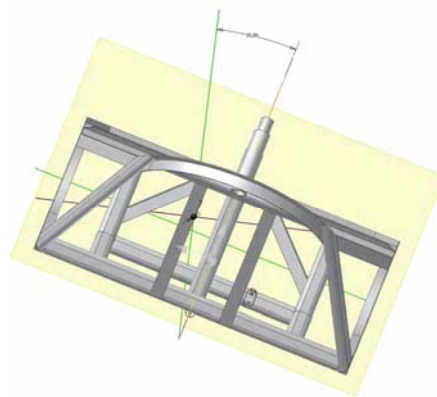


Figura 36: Cálculo gráfico del metacentro

Luego se graficó un eje del metacentro para verificar que dicho eje esta por encima del centro de gravedad.

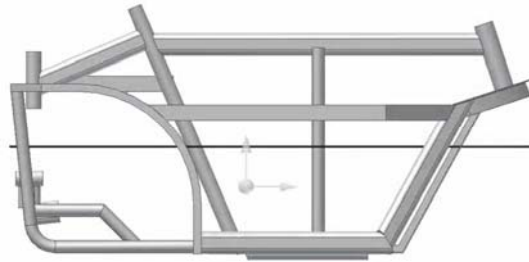


Figura 37: Comprobación del metacentro

Donde se observa que el vehículo es estable para una inclinación de hasta 30° (15° por lado).

Sección 2.2: Potencia de pedaleo generada por el niño.

Para el cálculo de la potencia de pedaleo se toman las siguientes consideraciones:

- El modelo práctico a emplear es el test de Wingate.
- El peso promedio de un niño de 5 años es de 18 Kgf.
- La fuerza de pedaleo según el test de Wingate es de 0.075*Peso.
- El brazo de palanca del pedal (biela) para bicicleta estándar rin 16 es de 142 mm (0.142 m).
- Para un alto rendimiento y proporcionar comfort la frecuencia máxima de pedaleo será de 2 r/s (120 RPM). Esto debido a pruebas realizadas con un niño de 7 años en una bicicleta estacionaria.

- Fuerza de pedaleo:

$$F_{ped} = 0.075 * 18Kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 13.24N$$

- Par máximo de pedaleo:

$$\tau_{ped} = F_{ped} * b = 13.24N * 0.14m = 1.88Nm$$

- Potencia generada:

$$Pot = \tau_{ped} \omega = 1.88 Nm \left(\frac{2\pi * 120}{60} \right) = 23.62 W$$

Sección 2.3: Sistema de transmisión principal de potencia.

En la selección de los elementos del sistema motriz se emplearon las siguientes consideraciones:

- Las partes del sistema motriz son en su mayoría accesorios de bicicleta. Las ruedas seleccionadas son de 12.5 pulgadas de diámetro (0.32 m).
- El tren propulsor en tierra es el eje trasero o principal.
- La fuerza a vencer para el desplazamiento es la fricción estática entre los neumáticos de goma del vehículo y el suelo pavimentado cuyo coeficiente de fricción estimado es 0.008, esto según pruebas realizadas por McKibben y Davidson (Agri. Eng., 1939).
- El peso total a desplazar fue estimado previamente en 50 Kgf (490.5 N).

Mediante el diagrama de cuerpo libre del vehículo, para la condición de movimiento inminente en tierra, se pueden obtener las fuerzas de interacción del vehículo y el sistema motriz.

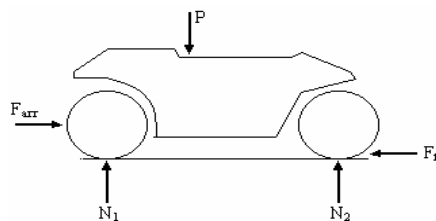


Figura 38: Diagrama de cuerpo libre del vehículo

- Fuerza de arranque:

$$F_{arr} = F_f = \mu(N_1 + N_2) = 0.008 * 490.5N = 3.92N$$

$$= 0.4Kgf$$

- Par de arranque del eje trasero:

$$\tau_{arr} = F_{arr} * \left(\frac{\phi_{rueda}}{2} \right) = 3.92N \left(\frac{0.32}{2} \right) = 0.62Nm$$

- Se ha seleccionado para el sistema de transmisión una cadena estándar de cross, un plato corona de 6 pulgadas de diámetro (0.15 m) para bicicleta rin 16, y un juego de piñón ratchet de 5 velocidades. El siguiente cuadro muestra la relación de transmisión de velocidades

Transmisión de las ruedas traseras					
Número de dientes de la corona: 36	Diam del Ratchet (mm)	# de dientes del Ratchet	RPM de salida	Velocidad desarrollada (m/s)	Torque de salida (Nm)
Diametro de la corona 150 mm	116	28	154,29	2,56	1,8792
Relación de transmisión 5 velocidades	100	24	180,00	2,99	1,62
	78	20	216,00	3,59	1,2636
	72	17	254,12	4,22	1,1664
	60	14	308,57	5,13	0,972

Tabla 13: Relación de velocidades de transmisión

Sección 2.4: Transmisión de la propela.

Para el cálculo de la transmisión de la propela se realizaron las siguientes consideraciones:

- La propela es axial, del tipo ventilador, de seis aspas. Esto debido a pruebas efectuadas en el agua con un modelo.
 - La teoría de la mecánica de los fluidos empleada para los cálculos es la utilizada en ingeniería naval para el cálculo de embarcaciones.
 - El ambiente marino es el predominante para este medio.
 - La viscosidad cinemática del agua salada a 20°C es de 1.056 m²/s
 - La longitud del casco (eslora) es de 0.66 m.
 - El área de superficie mojada del casco es de 0.898 m².
 - La velocidad de avance máxima en el agua es de 5 mph (2.23 m/s).
 - Se considera la sección media de un alabe con su radio correspondiente para el cálculo del paso de la misma.
- Fuerza de fricción en el agua:

$$Re = \frac{vL}{\nu} = \frac{2.23 \frac{m}{s} * 0.66m}{1.056 \frac{m^2}{s}} = 1.39 \cdot 10^{-6}$$

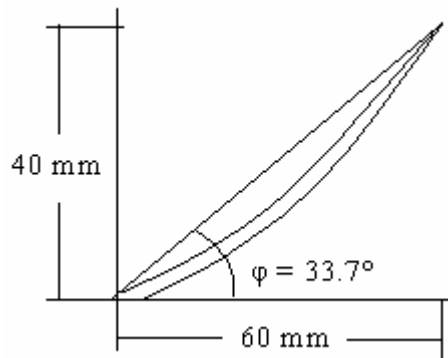
$$C_f = \frac{0.075}{(\ln(Re) - 2)^2} = \frac{0.075}{(\ln(1.39 \cdot 10^{-6}) - 2)^2} = 1.22 \cdot 10^{-3}$$

$$Rfs = 0.5 \rho S v^2 C_f = 0.5 * 1024.6 \frac{Kg}{m^3} * 0.898 m^2 \left(2.23 \frac{m}{s} \right)^2 * 1.22 \cdot 10^{-3} = 2.78 N$$

- Potencia de empuje en el eje:

$$P_E = Rfs * v = 2.78 N * 2.23 \frac{m}{s} = 6.2 W$$

- Geometría de la propela (sección media del álabe). Tomando mediciones al perfil de un álabe del rodete se obtuvo la siguiente geometría:



r = 65 mm

Figura 39: Geometría del alabe de la propela

- Paso de la hélice:

$$P = 2\pi r \operatorname{tg}(33.7^\circ) = 2\pi(0.065\text{m})\operatorname{tg}(33.7^\circ) = 0.3\text{m} / r$$

- La siguiente gráfica y su correspondiente tabla de datos muestran para la condición de movimiento inminente, el par máximo en el arranque y las RPM mínimas para el mismo. Para el punto de corte de la recta de velocidad de avance efectiva con el eje de las abscisas, la curva del torque arroja su mayor valor real.

RPM	Potencia (W)	Torque (Nm)	Vel total (m/s)	Vel resb (m/s)	Vel efectiva (m/s)
0,1	6,20	592,3567	0,0005	0,49	-0,4845
50	6,20	1,1847	0,2500	0,49	-0,2350
97	6,20	0,6107	0,4850	0,49	0,0000
100	6,20	0,5924	0,5000	0,49	0,0150
150	6,20	0,3949	0,7500	0,49	0,2650
200	6,20	0,2962	1,0000	0,49	0,5150
250	6,20	0,2369	1,2500	0,49	0,7650
300	6,20	0,1975	1,5000	0,49	1,0150
310	6,20	0,1911	1,5500	0,49	1,0650
350	6,20	0,1692	1,7500	0,49	1,2650

Tabla 14: Condiciones de torque y RPM de la propela

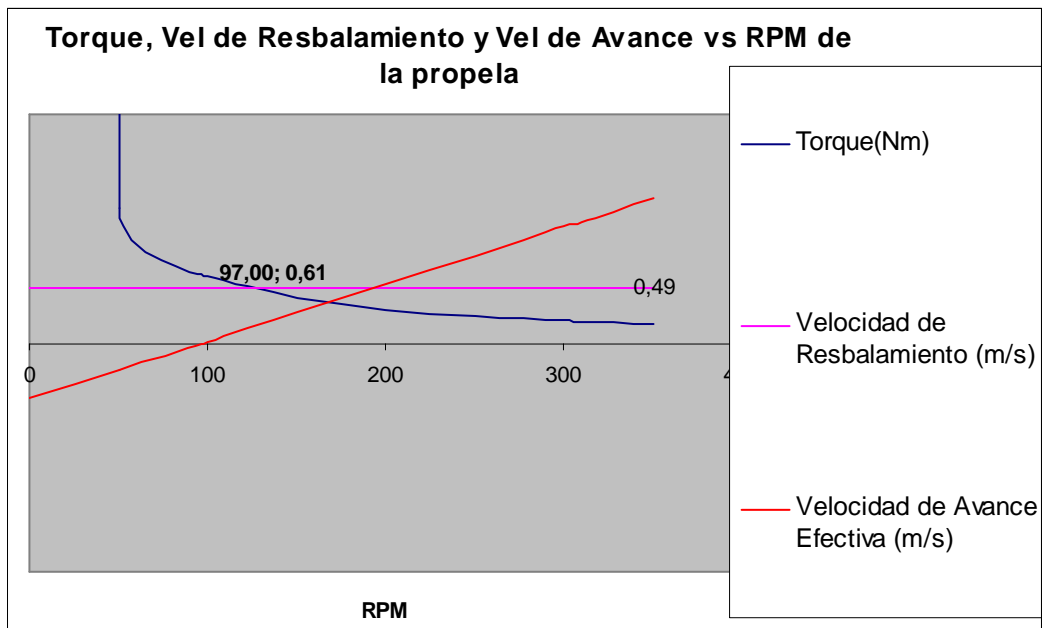


Figura 40: Torque, velocidad de resbalamiento y velocidad de avance vs. RPM de la propela

Sección 2.5: Diseño de engranajes

➤ Geometría de los engranajes

En el cálculo de los engranajes se tomaron las siguientes consideraciones:

- El principio básico de la cinética de los engranajes es la llamada ley de los engranes. Consiste en que la línea perpendicular a las superficies de los dos cuerpos que giran en el punto en que entran en contacto, siempre cruza la línea central entre los dos cuerpos en el mismo lugar, la relación de velocidad angular de los dos cuerpos será constante.
- La transmisión de potencia del eje principal al eje de la propela es de 90°.
- Para facilidad de mecanizado se emplean engranajes cónicos o biselados de entalla recta con $\gamma = 45^\circ$ en lugar de helicoidales.
- El ángulo de presión es el más común, 20° .
- El dimensionamiento de cada engrane será de forma tal que minimice el espacio para su ubicación y posea la resistencia tanto para el soporte de las tensiones como para la fijación en los ejes.

- El diámetro tentativo del eje principal es de 20 mm en la sección que corresponde al montaje de elementos de transmisión. Esto debido a que el menor diámetro para fijación que posee el piñón ratchet es de 22 mm .
- El diámetro de paso y el número de dientes apropiado es en base a los pasos diametrales estándar AGMA (American Gear Manufacturers Association).
- El diámetro del eje de la propela es considerablemente menor que el del eje principal, debido a que ocurre lo mismo con las solicitaciones.

- Diámetro de paso escogido $D_p = 50$ mm:

- Paso circular:

$$p = \frac{\pi D_p}{2N} = \frac{3.1416 * 50\text{mm}}{2 * 10} = 7.8\text{mm}$$

- Paso diametral (módulo métrico m):

$$P_d = m = \frac{D}{2N} = \frac{50}{2 * 10} = 2.5\text{mm}$$

- Cabeza:

$$a = 1 * m = 2.5\text{mm}$$

- Raíz:

$$b = 1.25 * m = 3.125\text{mm}$$

- Espaciamiento:

$$c = 0.25 * m = 0.625\text{mm}$$

- Diámetro exterior:

$$D_o = D_p + 2a = 50mm + 2 * 2.5mm = 55mm$$

- Distancia cónica externa:

$$A_o = \frac{D_p}{2\text{Sen}(\gamma)} = \frac{50mm}{2 * \text{Sen}(45^\circ)} = 35.3mm$$

- Espesor del diente:

$$F = \frac{A_o}{3} = \frac{35.3mm}{3} = 11.79mm$$

- Profundidad de trabajo h_k :

$$h_k = 2a = 5mm$$

- Radio de borde de la herramienta:

$$r = \frac{0.12}{P_d} = \frac{0.12}{2.5} = 0.05mm$$

- Radio medio de paso:

$$r_{mp} = \frac{D_p}{2} - \left(\frac{F}{2}\right)\text{Sen}\gamma = \frac{50}{2} - \left(\frac{11.76mm}{2}\right)\text{Sen}(45^\circ) = 20.8mm$$

- Geometría escogida

Geometría de los Engranajes (Cónicos):	
Relación de Transmisión:	1 a 1
Ángulo entre ejes:	90°
Diámetro de paso (mm):	50,00
Número de dientes N_p :	10,00
Paso circular (mm):	7,85
Pd (Módulo métrico) (mm):	2,50
Cabeza a (mm):	2,50
Raíz b (mm):	3,13
Espaciamiento c (mm):	0,63
Diámetro exterior (mm):	55,00
Distancia Cónica Externa A_o (mm):	29,38
Ancho de cara F (mm):	11.79
Profundidad Total ht (mm):	5,63
Profundidad de Trabajo hk (mm):	5,00
Radio de Borde (herramienta) (mm):	0,30
Radio medio de paso r_{mp} (mm)	20.8

Tabla 15: Geometría de los engranes cónicos

➤ Cálculo de esfuerzos en los dientes de los engranajes

Para el cálculo de esfuerzos en los engranajes se han tomado las siguientes consideraciones:

- El modelo teórico empleado es la ecuación de Lewis modificada, presentada a su vez por la AGMA (American Gear Manufacturers Association) .
- El torque a transmitir por el eje de la propela fue previamente determinado en 0.611 Nm.
- Las piezas son de calidad comercial general propuesta por la AGMA, $Q_v = 6$.

- El material escogido es Nylon para aligerar el peso. Las propiedades mecánicas principales se dan a continuación:

Material: Nylon	
Resistencia a la tracción S_{ut} (MPa)	96.53
Módulo de Young E (MPa)	3102.6
Tensión máxima permisible σ_F (MPa)	41

Tabla 16: Propiedades mecánicas del Nylon

- Carga tangencial W_t :

$$W_t = \frac{\tau_{prop}}{r_{mp}} = \frac{0.611 Nm}{0.0208 m} = 29.33 N$$

- Factor de aplicación K_a : la fuente de poder es de choque ligero, la máquina impulsada es uniforme, de la tabla .2 se obtiene $K_a = 1.2$
- Factor de tamaño K_s : el módulo métrico del diente es menor que 5 mm, de la tabla .3 se obtiene $K_s = 1.00$
- Factor de distribución de carga K_m : Los engranes son de calidad comercial general, el montaje es con una de las piezas a horcajadas, de la tabla .4 se obtiene $K_m = 1.5$
- Factor de Geometría J : de la fig 12-14 se obtiene para $N_p = N_g = 10$, $J = 0.19$
- Factor de dinámica K_v :

$$B = 0.25(12 - Qv)^{2/3} = 0.25(12 - 6)^{2/3} = 0.825$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 50 + 56(1 - 0.825) = 59.77$$

$$V = \frac{\pi D_p n}{60000} = \frac{3.1416 * 50 * 310}{60000} = 0.81 \frac{m}{s}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B = \left(\frac{59.77 + \sqrt{200 * 0.81 m/s}}{59.77} \right)^{0.825} = 1.17$$

- Finalmente el Esfuerzo de tensión por flexión es σ_T :

$$\sigma_T = \frac{W_t * K_a * P_d * K_s * K_m}{K_v * F * J} = \frac{29.33 N * 1.2 * 2.5 * 1 * 1.58}{1.17 * 11.79 * 0.19} = 8.83 MPa$$

➤ **Cálculo de esfuerzos por corrosión o desgaste en los dientes de los engranajes**

Para el cálculo del esfuerzo por desgaste o corrosión se ha empleado la ecuación de esfuerzo de Hertz, cuyos parámetros son los siguientes:

- $C_a = K_a = 1.2$; $C_v = K_v = 1.17$; $C_m = K_m = 1.58$
- Factor de geometría I: de la fig 11-30 se obtiene $I = 0.092$
- Coefficiente elástico C_p :

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{(1 - \nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1 - \nu_G^2)}{E_G} \right]}} = \sqrt{\frac{1}{3.1416 \left[\frac{(1 - (0.3)^2)}{3102.6} + 1 \right]}} = 0.564 MPa^{0.5}$$

- Finalmente la Tensión por corrosión es σ_c :

$$\sigma_c = C_p C_b \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{C_v F d I}} = 0.564 MPa^{0.5} * 0.634 \sqrt{\frac{29.33 N * 1.2 * 1.58}{1.17 * 11.79 * 0.05 m * 0.092}} = 10.798 MPa$$

Sección 2.6: Diseño de ejes

➤ Eje de las ruedas traseras

Para efectuar el diseño del eje de las ruedas traseras se toman las siguientes consideraciones:

- El criterio de diseño empleado para los cálculos es la Teoría de Energía de Distorsión ASME (American Society of Mechanical Engineers).
- El valor mínimo para el factor de seguridad será de $N = 2$.
- El peso total del móvil (50 Kgf) será soportado en un 80 % en el eje trasero (40 Kgf), y en 20 % (10 Kgf) por la horquilla.
- La carga de 40 kgf será repartida a la mitad para cada uno de los neumáticos traseros, 20 Kgf (196.2 N).
- Las cargas de reacción en los apoyos se efectúa mediante ecuaciones de equilibrio estático.
- El eje soporta la tensión de la cadena de la transmisión. Para este caso el torque transmitido por pedaleo será el de un niño de 8 años con sobrepeso (35Kgf).
- El eje debe transmitir además la potencia al eje de la propela por medio de engranajes cónicos. La carga tangencial transmitida por los engranajes fue previamente calculada $W_t = 29.35 \text{ N}$.
- La geometría del eje será similar a la del eje central de una bicicleta, adaptándose a los diámetros de acople con los elementos de transmisión adquiridos usando los mismos rodamientos de contacto angular. Por lo tanto los radios de empalme y chaflanes fueron los mismos que el del eje central.
- la fijación del piñón ratchet en el eje será con un buje roscado, a su vez sujeto con dos tornillos prisioneros a 90° entre si.
- El engrane conductor para la propela se fijará al eje con cuña de y dos anillos para sujeción axial.

- Cada rueda se fijará al eje con pasadores y anillos de sujeción axial en un plano maquinado en los extremos.
- El cuñero maquinado es de perfil con un factor preliminar de concentración de esfuerzos de $K_t = 2$ (ANSI B106.1M-1985)
- En los asientos de los cojinetes poseen bordes muy redondeados con $K_t = 1.5$ (ANSI B106.1M-1985)
- En el asiento de los elementos de transmisión hay un cambio de diámetro con bordes cortantes con $K_t = 2.5$ (ANSI B106.1M-1985)
- En las puntas del eje tienen un cambio de sección con bordes cortantes con $K_t = 2.5$ (ANSI B106.1M-1985)
- Donde existan ranuras para fijación de anillos de retención se considera $K_t = 2.5$. (ANSI B106.1M-1985)
- El material del eje es acero AISI 4140 con $S_{ut} = 660$ MPa y $S_y = 410$ MPa., la resistencia a la fatiga del material para vida infinita es de $S_n = 250$ MPa.
- La superficie del eje es con acabado a máquina, con superficie pulida espejo en las zonas expuestas a alta corrosión. En los asientos de los cojinetes debe aplicarse un temple. Adicionalmente se aplicará como tratamiento anticorrosivo un cromado con acabado pulido espejo.
- Para una confiabilidad del 99%, se tiene un Factor de confiabilidad $C_R = 0.75$
- Se escoge un factor de tamaño $C_s = 1$

A continuación se determinarán las cargas proporcionadas al eje por los elementos de transmisión:

- Carga transmitida por la cadena:

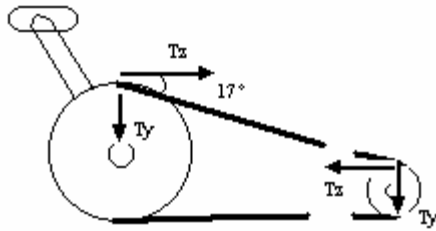


Figura 41: Fuerzas transmitidas por la cadena

$$\tau_{ped} = 0.142m * 0.075 * 35Kgf * 9.8 \frac{m}{s^2} = 3.65Nm$$

$$T = \frac{\tau_{ped}}{Rc} = \frac{3.65Nm}{0.075m} = 48.75N$$

$$Ty = T \text{sen}(17^\circ) = 48.75N * \text{sen}(17^\circ) = 20.3N$$

$$Tz = T \text{cos}(17^\circ) = 48.75N * \text{cos}(17^\circ) = 36.64N$$

- Carga transmitida al engrane conductor de la propela:

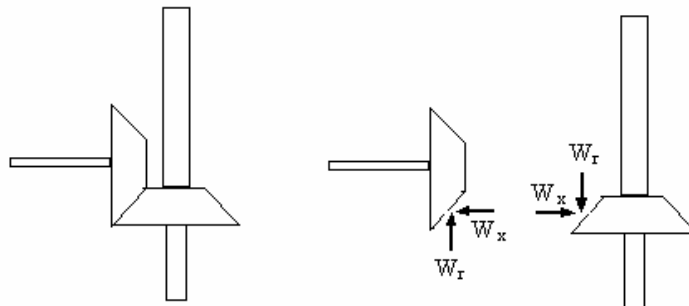


Figura 42: Cargas en los engranes propulsores de la propela

- Carga radial W_{rp} :

$$W_{rp} = W_t \tan \phi \text{Cos} \gamma = 29.33 \tan(20^\circ) \text{cos}(45^\circ) = 7.55N$$

- Carga axial W_{xp} es igual que la carga radial puesto que ambas piezas son iguales.
- La siguiente figura es el diagrama de cuerpo libre del eje principal (ruedas traseras), con el cual se revelan todas las cargas aplicadas al eje.

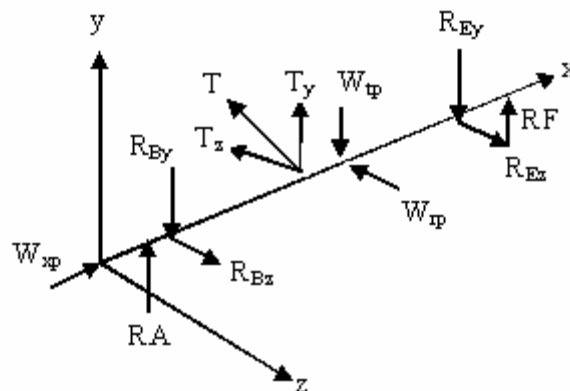


Figura 43: Diagrama de cuerpo libre eje de las ruedas traseras

- A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre en los planos principales con el que se procede a la determinación de las cargas en los apoyos del eje:

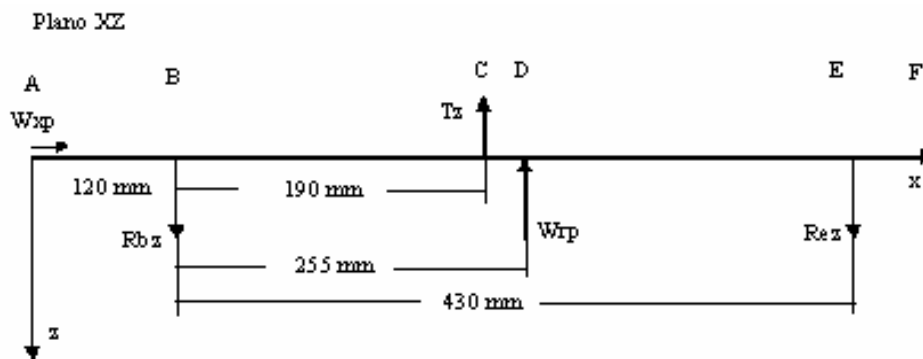


Figura 44: Cargas aplicadas en los apoyos del eje de las ruedas traseras (plano XZ)

- Cargas aplicadas en los apoyos del eje (plano XZ):

$$\sum F_z = 0 = R_{Bz} + R_{Ez} - T_z - W_{tp}$$

$$\sum M_B = 0 = 0.19T_z + 0.255W_{rp} - 0.43R_{Ez}$$

$$R_{Ez} = \frac{0.19m * 36.64N + 0.255m * 7.55N}{0.43m} = 20.67N$$

$$R_{Bz} = T_z + W_{rp} - R_{Ez} = 36.64N + 7.55N - 20.67N = 23.52N$$

- A continuación se presentan los diagramas de fuerza cortante, Momento Flector, Carga Axial y Momento Torsor en el eje para el plano XZ, realizados con ayuda de un computador:

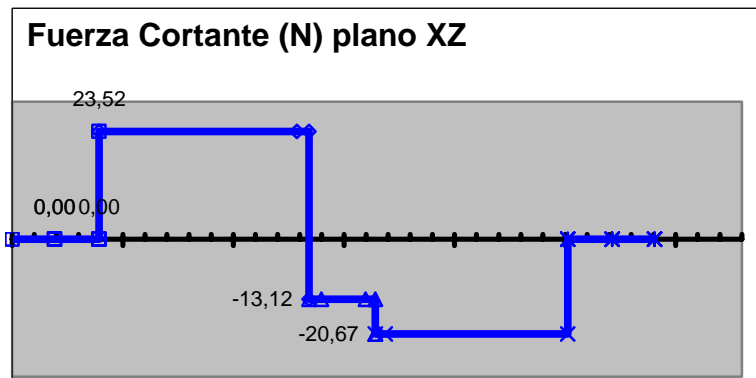


Figura 45 Diagrama de fuerza cortante del plano XZ del eje de las ruedas traseras

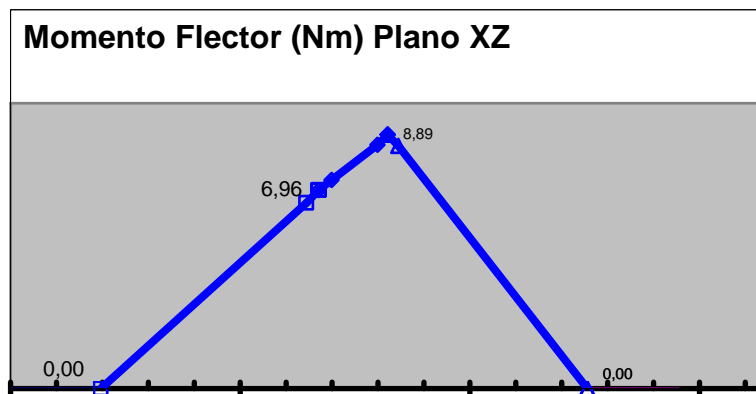


Figura 46 Diagrama de momento flector del plano XZ del eje de las ruedas traseras

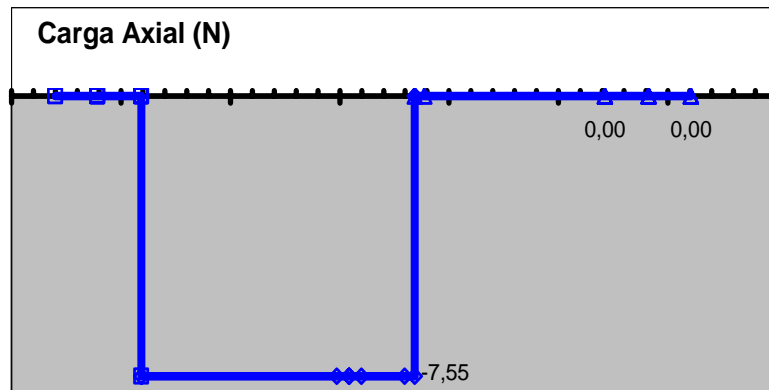


Figura 47 Diagrama de carga axial del eje de las ruedas traseras

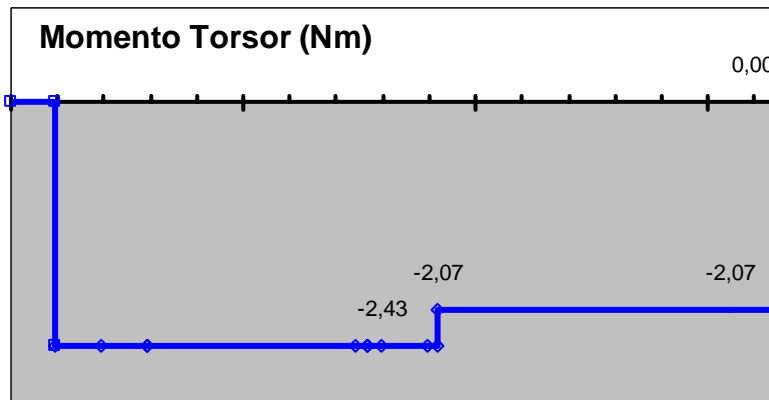


Figura 48 Diagrama de momento torsor del eje de las ruedas traseras

- Se procede de igual forma con el plano XY para determinar las cargas en los apoyos:

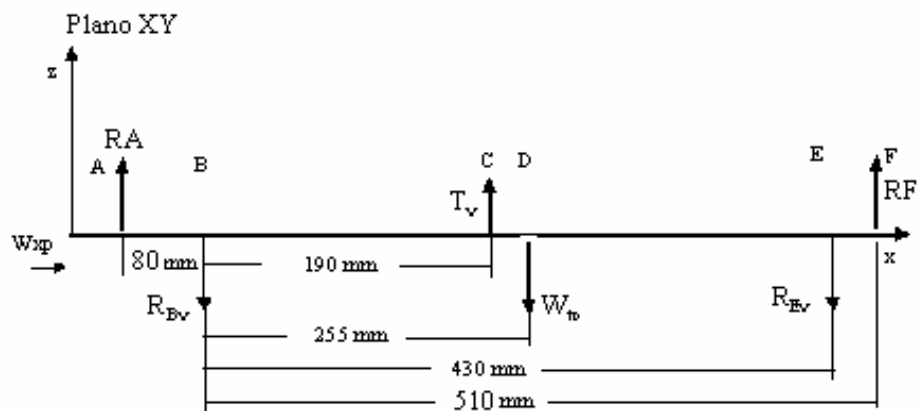


Figura 49: Cargas aplicadas en los apoyos del eje de las ruedas traseras (plano XY)

- Cargas aplicadas en los apoyos del eje (plano XY):

$$\sum F_y = 0 = RA + T_y + RF - R_{By} - W_{tp} - R_{Ey}$$

$$\sum M_B = 0 = -0.08RA + 0.19T_y - 0.255W_{tp} - 0.430R_{Ey} + 0.510RF$$

$$R_{Ey} = \frac{-0.08m * 196.2N + 0.19m * 20.3N - 0.255m * 29.33N + 0.51m * 196.2N}{0.43m} = 187.8N$$

$$R_{By} = RA + T_y + RF - R_{Ey} - W_{tp} = 196.2N + 20.3N + 196.2N - 187.8N - 29.33N = 195.6N$$

A continuación se presentan los diagramas de fuerza cortante, Momento Flector, Carga Axial y Momento Torsor en el eje para el plano XY, realizados con ayuda de un computador:

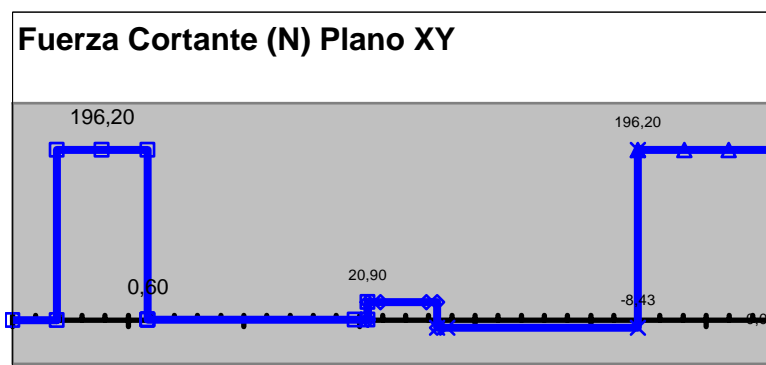


Figura50: Diagrama de fuerza cortante del plano XY del eje de las ruedas traseras

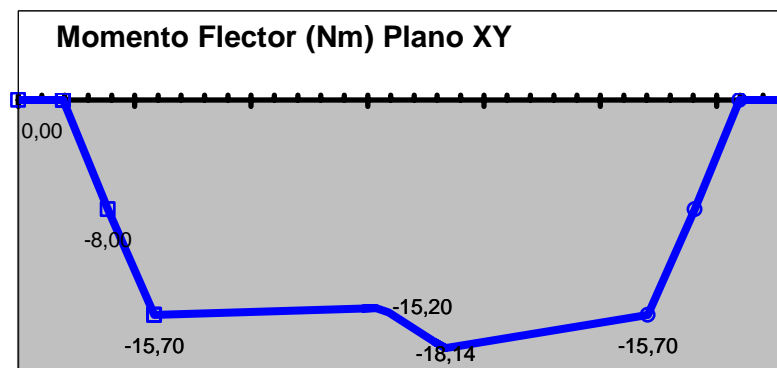


Figura 51: Diagrama de momento flector del plano XY del eje de las ruedas traseras

- Ahora se procede a la determinación de las zonas críticas para el cálculo del estado de esfuerzo plano y del factor de seguridad:
- Cálculo de la Resistencia a la fatiga corregida:

$$S'_n = S_n C_S C_R = 250 \text{MPa} * 0.75 * 1 = 190 \text{MPa}$$

- Cálculo del estado de esfuerzo en las zonas críticas (zona A2):

$$\sigma = \frac{32 K_t M}{\pi d^3} = \frac{32 * 2.5 * 8 \text{Nm}}{3.1416 * (0.015 \text{m})^3} = 60.41 \text{MPa}$$

$$\tau = \frac{16 K T}{\pi d^3} = \frac{16 * 2.5 * 2.43 \text{Nm}}{3.1416 (0.015 \text{m})^3} = 9.17 \text{MPa}$$

Eje de las ruedas traseras												
	Sección Crítica											
	A1	A2	B	C	C1	C2	D	D1	D2	E	F	F1
Mz (Nm)	0,00	-8	15,70	-15,25	-15,20	-15,50	-17,70	-18,14	-18,00	-15,70	-8,00	0,00
My (Nm)	0,00	0	0,00	6,50	6,96	7,30	8,85	8,89	8,50	0,00	0,00	0,00
M (Nm)	0,00	8,00	15,70	16,57	16,72	17,13	19,79	20,20	19,91	15,70	8,00	0,00
T (Nm)	-2,43	-2,43	-2,43	-2,43	-2,43	-2,43	-2,43	-2,43	-1,80	-1,80	-1,80	0,00
Kt	2,5	2,5	1,5	2,5	2,0	2,5	2,50	2,0	2,5	1,5	2,5	2,5
Dmín (m)	0,015	0,015	0,017	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	0,0215	0,0170	0,015	0,015
Σ (MPa)		60,41									60,44	
\bar{T} (MPa)		9.17									6.8	
F seg N	3,10											

- Calculo del factor de seguridad a partir del diámetro (Zona A2):

$$N = \frac{\pi d^3}{32 \sqrt{\left(\frac{K_t M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} = \frac{3.1416 * (0.015m)^3}{32 \sqrt{\left(\frac{2.5 * 8Nm}{190.10^6}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{2.43}{410.10^6}\right)^2}} = 3.1$$

Tabla 17: Tabla de solicitaciones del eje de las ruedas traseras

- La siguiente figura es la curva de energía de distorsión ASME (American Society of Mechanical Engineers) elíptico con la línea de Soderberg, muestra la ubicación de los puntos críticos en la zona segura:

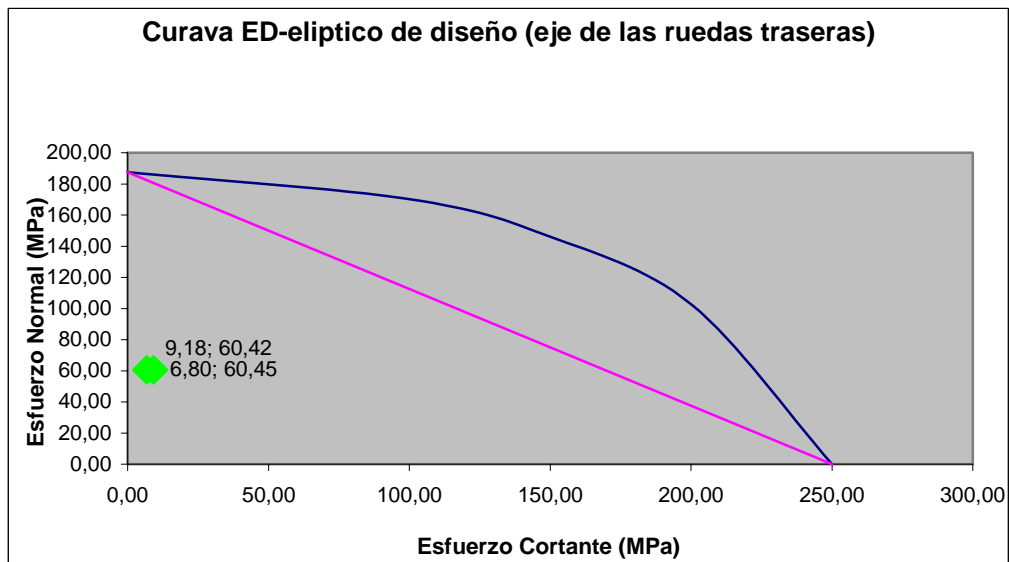


Figura 52: Curva de energía de distorsión elíptica del eje de las ruedas traseras

➤ Eje de la propela

Para efectuar el diseño del eje de la propela se toman las siguientes consideraciones:

- El criterio de diseño empleado para los cálculos es la Teoría de Energía de Distorsión ASME (American Society of Mechanical Engineers).
- El valor mínimo par el factor de seguridad será de $N = 2$.

- El eje debe transmitir la potencia a la propela por medio de engranajes cónicos. La carga tangencial transmitida por los engranajes fue previamente calculada $W_t = 29.35 \text{ N}$.
- La geometría del eje será similar a la del eje delantero de una bicicleta y usará los mismos rodamientos de bola con contacto angular
- La fijación de la propela será con una cupilla.
- El engrane conducido para la propela se fijará al eje con cuña de y dos anillos para sujeción axial.
- El cuñero maquinado es de perfil con $K_t = 2$.
- El eje no posee asientos para los cojinetes, en su lugar consta de una superficie roscada para el montaje de tuercas con asiento cónico para regulación, por lo que no se tomará $K_t = 1$
- Donde existan ranuras para fijación de anillos de retención se considera $K_t = 2.5$.
- El material del eje es acero AISI 4140 con $S_{ut} = 660 \text{ MPa}$ y $S_y = 410 \text{ MPa}$. A partir de la figura 5-9, la resistencia a la fatiga del material para vida infinita es de $S_n = 250 \text{ MPa}$.
- La superficie del eje es con acabado a máquina, con superficie pulida espejo en las zonas expuestas a alta corrosión. Se aplicará como tratamiento anticorrosivo un cromado con acabado pulido espejo.
- Para una confiabilidad del 99%, se tiene un Factor de confiabilidad $C_R = 0.75$
- Se escoge un factor de tamaño $C_s = 1$

Las cargas del elemento de transmisión fueron calculadas anteriormente, de modo que se procede a presentar el diagrama de cuerpo libre tridimensional:

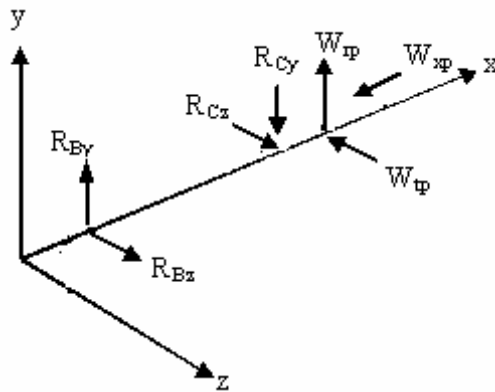


Figura 53: Diagrama de cuerpo libre del eje de la propela

A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre en los planos principales con el que se procede a la determinación de las cargas en los apoyos del eje, tal como en el caso del eje de las ruedas traseras:

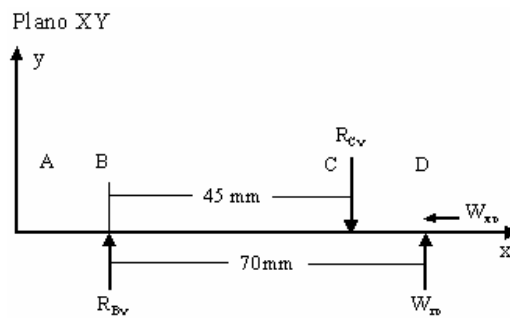


Figura 54: Cargas aplicadas en los apoyos del eje de la propela (plano XY)

- Como en el caso anterior se presentan los diagramas de fuerza cortante, Momento Flector, Carga Axial y Momento Torsor en el eje para el plano XY, realizados con ayuda de un computador:

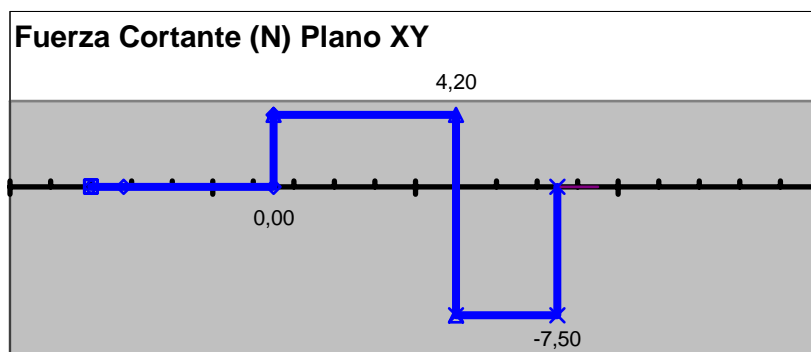


Figura 55: Diagrama de fuerza cortante del plano XY del eje de la propela

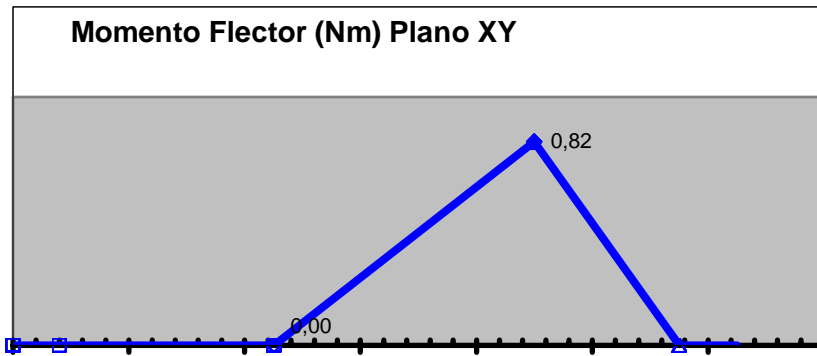


Figura 56: Diagrama de momento flector del plano XY del eje de la propela

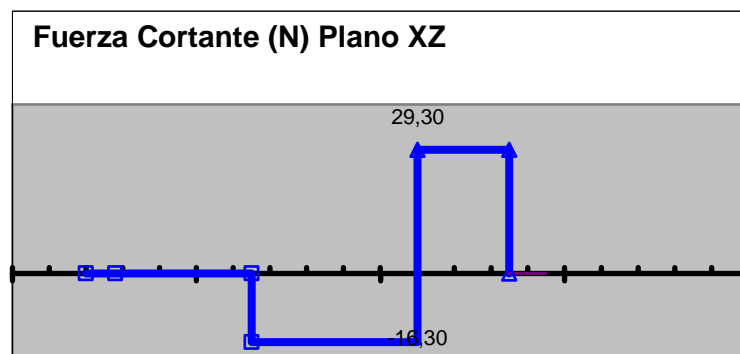


Figura 57: Diagrama de fuerza cortante del plano XZ del eje de la propela

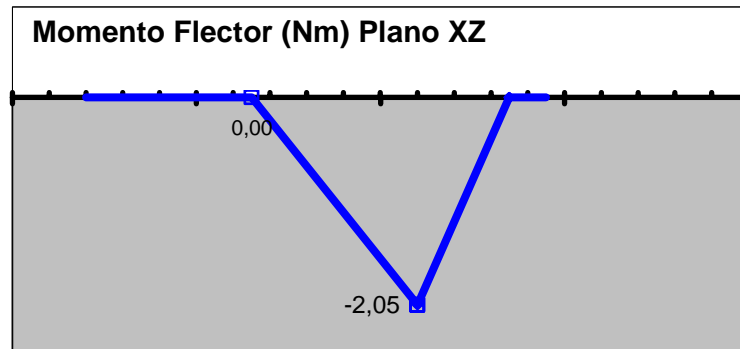


Figura 58: Diagrama de momento flector del plano XZ del eje de la propela

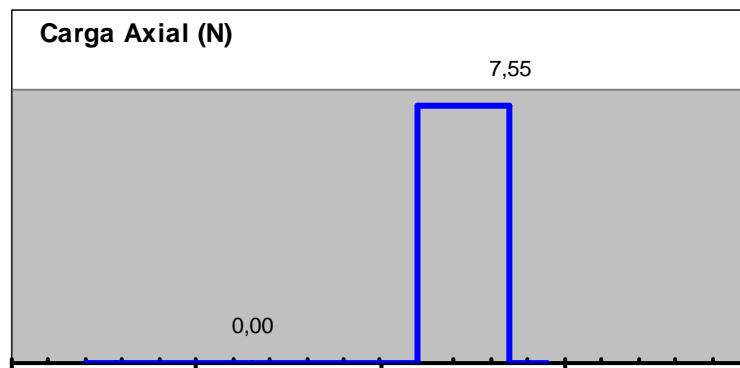


Figura 59: Diagrama de carga axial del eje de la propela

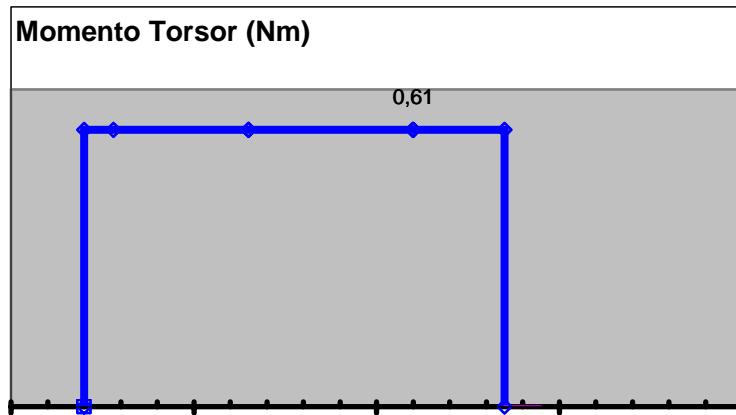


Figura 60: Diagrama de momento torsor del eje de la propela

- La siguiente tabla muestra las solicitaciones en el eje y estado de esfuerzo en las zonas críticas, tal como en el caso del eje de las ruedas traseras:

Eje de la Propela					
	Sección Crítica				
	A2	B	C	D	E
Mz (Nm)	0,000	0,000	0,820	0,000	0,000
My (Nm)	0,000	0,000	-2,050	0,000	0,000
M (Nm)	0,000	0,000	2,208	0,000	0,000
T (Nm)	0,611	0,611	0,611	0,611	0,611
Kt	2,500	1,500	1,000	1,500	2,000
D _{mín} (m)	0,0068	0,0078	0,0078	0,0068	0,0068
σ (MPa) =			46,602		
τ (MPa) =			6,445		
F seg N =	4,0				

Tabla 18: Tabla de solicitaciones del eje de la propela

- La siguiente figura es la curva de energía de distorsión ASME elíptico con la línea de Soderberg, muestra la ubicación de los puntos críticos en la zona segura, tal como en el caso del eje de las ruedas traseras:

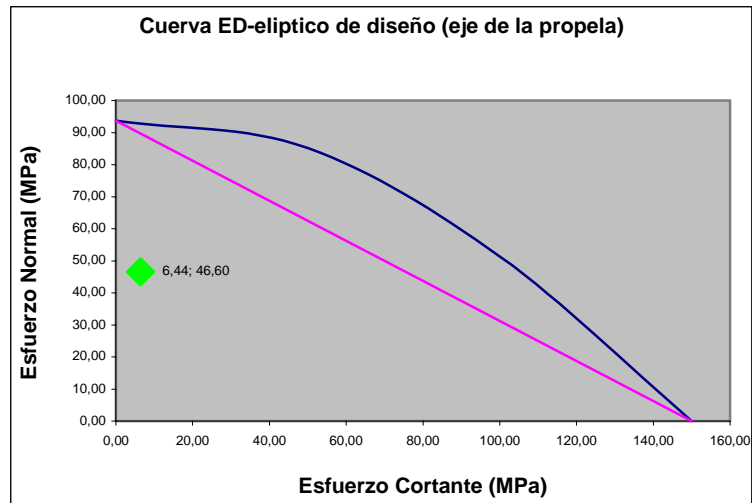


Figura 61: Curva de energía de distorsión elíptica del eje de la propela

Sección 2.7: Cuñas de Fijación para los engranajes

Para la selección de las cuñas de fijación se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

1. La selección de cada cuña se hace según el diámetro del eje en la sección del cuñero, mediante la tabla 5 de valores estándar proporcionada por la ANSI. (American National Standard Institute) Donde el espesor de la cuña debe ser hasta un máximo de un cuarto del diámetro del eje.
 - Las cuñas a seleccionar son de perfil cuadrado, de manera de no debilitar tanto la pared interna de los engranes.
 - El material de las cuñas será acero AISI 4140, debido a su bajo costo, accesibilidad y facilidad de maquinado.
 - El factor de seguridad elegido será el recomendado por la ANSI (American National Standard Institute), $N = 3$
 - La longitud de la cuña se fijará en 10 mm, en congruencia con el espesor de los engranes, puesto que el esfuerzo cortante en dicha cuña es despreciable para el torque transmitido.

- La siguiente figura muestra la forma del perfil de la cuña empleada



Figura 62: Dimensiones de la cuña

- Para el eje de las ruedas traseras, cuyo diámetro de la sección en cuestión es 21 mm, el valor más cercano es de 7/8 pulgada, corresponde una cuña de 3/16 pulgadas de ancho. Luego $W = H = 3/16''$ (4.76 mm).
- Para el eje de la propela, cuyo diámetro de la sección del cuñero es de 6.8 mm, el valor más cercano es de 5/16, corresponde una cuña de 3/32 pulgadas de ancho. Luego $W = H = 3/32''$ (2.4 mm).

Sección 2.8: Dispositivo de Freno

En el diseño del freno se tomaron las siguientes consideraciones:

- Se emplean las condiciones de equilibrio estático para la obtención del par torsor de frenado.
- El dispositivo consta de un tambor de freno con dos bandas de asbesto flexible, cuyo coeficiente máximo de fricción es de 0.45, cada una con un arco de contacto de 120° .
- El ancho de las bandas y del tambor es de 2 cm (0.02 m).
- El Tambor es de plástico con un radio de 4.5 cm (0.045 m)
- El par de frenado debe ser al menos 2 veces mayor que el par máximo producido por el vehículo (1.88 Nm).

La siguiente figura es un esquema de funcionamiento del freno y diagrama de cuerpo libre del mismo:

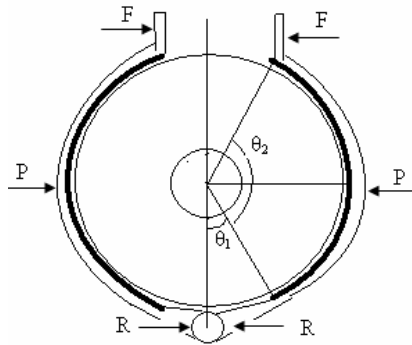


Figura 63: Diagrama de cuerpo libre del freno

- Cálculo del par de frenado:

$$T = f * P_a * b * r^2 \left(\frac{\cos(\theta_1) - \cos(\theta_2)}{\text{seno}(\theta_2)} \right) =$$

$$0.45 * 100 \text{KPa} * 2 * 0.02 \text{m} * (0.045 \text{m})^2 \left(\frac{\cos(30) - \cos(120)}{\text{sen}(120)} \right) = 5.75 \text{Nm}$$

- Superficie de frenado de las zapatas (bandas):

$$S = 2 \left(\frac{\gamma * \pi}{180} r * b \right) = 2 \left(\frac{120^\circ * 3.1416}{180} * 0.045 \text{m} * 0.02 \text{m} \right) = 0.0037 \text{m}^2$$

- Fuerza de frenado Ff:

$$F_f = P * A = 100 \text{KPa} * 0.0037 \text{m}^2 = 370 \text{N}$$

Sección 3: Análisis de riesgos del vehículo

El diseño concebido como juguete debe cumplir la tarea de entretener al niño de forma que no perjudique su integridad física con su uso. Por esta razón deben conocerse las limitaciones del aparato para cada una de sus funciones, así como las precauciones a tomar para su manejo. A continuación se presentan las consideraciones en materia de seguridad tanto para su uso en tierra y en agua:

Sección 3.1: Condiciones generales:

- Durante el uso del juguete se hace necesaria la supervisión constante por parte de un adulto, tanto para operar el cambio de modalidades (entiéndase, colocación o extracción de timón y/o propela, cambio de marcha, ajuste de asiento y dirección), como el manejo continuo.
- Para garantizar la integridad y seguridad del juguete, debe efectuarse el debido mantenimiento mecánico. Este implica fundamentalmente el lavado del vehículo después de ser usado en el agua, y la posterior protección química con fórmula marina o equivalente, la sustitución de elementos de sujeción externos que se encuentren corroídos, ajuste periódico de pernos y tuercas, y la lubricación de mecanismos.

Sección 3.1.1: Precauciones en tierra

- El vehículo posee tres ruedas sin sistema de suspensión por lo que volcará si se intenta conducir a velocidades relativamente altas, mayores a 10 kph (2.7 m/s), o en pendientes pronunciadas.
- El niño debe subirse al triciclo apoyándose primero en el estribo interno del piso del mismo, para luego colocarse en el asiento y ubicar los pies en los pedales. Durante esta operación, debe aplicarse el freno o cruzar la dirección al máximo, de esta forma evitará que el vehículo se desplace y produzca una caída al niño.
- Es recomendable que para el uso prolongado en tierra se extraiga la propela y el timón, esto para evitar el choque con obstáculos que desestabilicen el vehículo.

Sección 3.1.2: Precauciones en agua:

- Es imprescindible tener conocimiento de que el vehículo sólo ofrecerá seguridad en aguas tranquilas, ya que un lugar con oleaje puede provocar volcamiento cuando el niño este sobre el vehículo.

- De igual manera es recomendable su uso en aguas poco profundas, donde el niño pueda tocar el suelo al bajarse. Si se utiliza en aguas relativamente profundas se debe colocar al niño protección con salvavidas.
- Cuando se utilice el juguete en una piscina o estanque, debe ser colocado suavemente en el agua por un adulto antes de subir al niño, esto evitará volcamiento.
- La propela instalada en el vehículo es de plástico, muy flexible, sin bordes cortantes y opera a bajas velocidades, de manera que no producirá daños por contacto al niño. Adicionalmente, el timón instalado en la parte posterior (popa), se ubica por encima de la propela dificultando su acceso, no obstante es recomendable que un adulto se asegure de que el niño que conduzca el juguete, u otra persona cercana no introduzca las manos en el compartimiento de la propela cuando esta esté en marcha.

CAPITULO IV

CONSTRUCCION DEL VEHICULO

Sección 1: Selección de materiales para la construcción

Es importante identificar cuáles componentes del vehículo serán más factibles fabricar o comprar. Para ello se estudiaron una serie de factores, que están directa o indirectamente relacionadas con los costos. Entre ellos tenemos

- **Procesos internos disponibles:** Si determinamos procesos no disponibles de manera interna, la decisión obvia es comprar. Con frecuencia los posibles proveedores desarrollan una gran eficiencia, en un conjunto limitado de procesos, que los vuelven competitivos.
- **Capacidad de producción:** La cantidad de unidades determina, en gran parte la posibilidad de definir las operaciones por outsourcing. Con frecuencia, para volúmenes pequeños es conveniente comprar las piezas, y para el caso inverso lo ideal es fabricarlas.
- **Vida del Producto:** Garantizar una larga vida del producto ajustándose a los estándares de calidad y un bajo costo de fabricación, favorece a su realización por producción interna.
- **Artículos estándar:** Algunos artículos, disponibles en catálogos, como por ejemplo tornillos, tuercas y muchos otros productos, se producen en empresas que se especializan en ello, en estos casos la alternativa más rentable es comprarlo a ellos.
- **Fuentes alternativas:** Las fábricas compran partes a plantas como una especie de fuentes alternativas para sus propias plantas de producción. Esto es un intento de asegurar una producción en periodos de demandas fuertes.

Debido a la similitud de muchos de estos accesorios con los de una bicicleta, y a la facilidad tanto de adquisición y disponibilidad en el mercado

como a la comparación de costo fabricación respecto al de compra, se escogieron los siguientes elementos para ser adquiridos por este medio:

Componente	Distribuidor	Precio unitario (bs)
Propela	Metalaire c.a. Caracas- Venezuela	3560
Eje cuadrado	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	1500
Cadena 1.40	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	4480
Guaya de freno trasera	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	600
Freno BMX 16”	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	3280
Manubrio BMX cromado chino	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	4700
Movimientos de dirección estándar 7 piezas	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	1920
Puños BMX 20 negros	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	1100
Cambio trasero NTB t/tornillo	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	3800
Juego de plato BMX 16 36T eje cuadrado	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	10200
Asiento MTB tipo sport negro de vinil	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	3900
Aro plástico 12” paletas de color	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	2100
Caucho 12*1/2 * 2-1/4	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	2850
Tripa 12*1/2 * 2-1/4 kenda china	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	1500
Pedales NI, O 12/16 plásticos negros	Helmaka distribución Charallave – Venezuela	2450

Tabla 19: Elementos a ser adquiridos por medio de un outsourcing para el prototipo

De igual manera se busco ratificar el tipo de material seleccionado para la elaboración del chasis y los ejes de transmisión siguiendo una serie de consideraciones que se presentan a continuación:

- Hallar el menos costoso y que se pueda procesar con mayor facilidad.
- Utilizarlos en forma óptima.

- Utilizar aquellos que se puedan obtener y procesar en el país.

Luego de analizado esto de forma detallada se determinó que materiales van hacer utilizados en el proceso de construcción de cada uno de los componentes restantes para luego proceder al ensamble del mismo y luego realizar las pruebas de seguridad pertinentes.

Componentes a construir y materia prima requerida:

Componentes	Materia prima
Chasis	Aluminio 6061-O
Eje de la propela	Acero AISI 4140 recocido
Eje de las ruedas traseras	Acero AISI 4140 recocido
Chumaceras	Aluminio 6061-O
Engranés	Nylon
Cunñas	Acero AISI 4140 recocido

Tabla 20: Componentes a construir y materia prima requerida

Sección 2: Construcción del bastidor

A partir del plano del chasis se procede a la construcción en tres etapas:

1. Corte y doblado de los perfiles, lo que constituye el conformado de las piezas iniciales de la armadura. Los cortes se efectuaron con una segueta manual, sin embargo pueden hacerse con una tronzadora o con una sierra de va y ven. Para efectuar el doblado del perfil de Angulo se empleó una dobladora de rodillos. Por su parte, el doblado del perfil de balaustra se inició con un corte en forma de muesca y se culminó con una prensa manual.

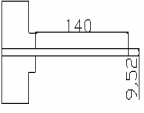
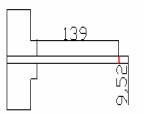
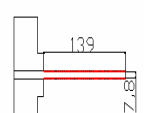
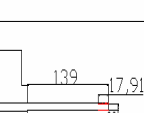
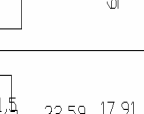
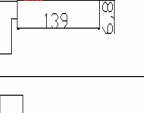
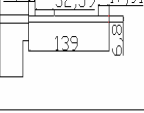
1. Preensamble, se llevó a cabo la fijación de las piezas mediante tornillos y remaches para dar forma a la armadura.

2. Soldadura, se efectuó en el laboratorio de metalmecánica de la facultad de ingeniería de la Universidad Simón Bolívar, con una Máquina TIG marca Miller

Sección 3: construcción de los ejes y piezas a mecanizar

Para la elaboración de mecanizado se realizó una hoja de procesos para cada pieza y se muestran a continuación:

- Hoja de procesos del eje de la propela:

proceso	Dm	Vc(m/min)	avance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
	9,525	0	0	0	0	0	0	140	0	0	dimensionamiento inicial
	4,7625	1	1,5	66,83666522	1	1	1	4,7625	100,254848	2,850236235	refrentado a 1 mm
	8,6625	1	1,5	36,74564408	0,8625	1	0,8625	120,75	55,1184661	131,4441513	cilindrado a 7,8mm
	7,3	1,3	1,5	56,68518964	0,5	1	0,5	17,91	85,0277845	12,63822181	cilindrado de la chaveta
	7,3	1,3	1,5	56,68518964	0,5	1	0,5	32,59	85,0277845	22,99718865	clinindrado de la propela
	6,3	1	1,5	50,52526061	0,353	1	0,353	0,707	75,7878909	0,559720022	chafan de 45° a 0,5mm
	5,775	1	1,5	55,11846612	1	1	1	1	82,6776982	0,7257096	ranurado del reten

Cont.

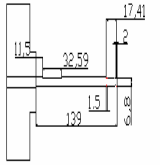
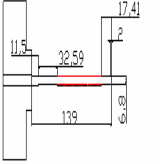
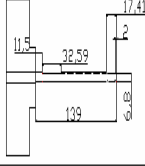
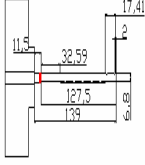
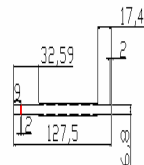
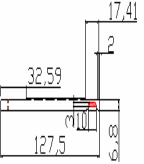
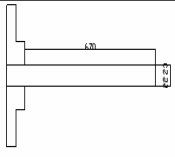
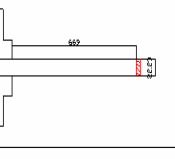
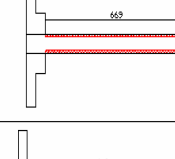
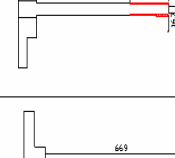
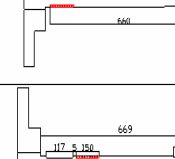
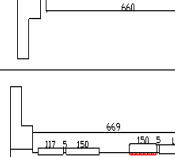
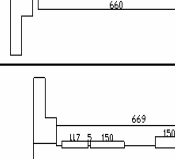
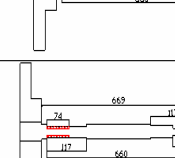
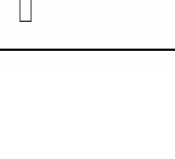
	5,775	1	1,5	55,11846612	1	1	1	1	82,6776992	0,7257096	ranurado del reten
	7,3	1	1,5	43,60399203	0,5	2	0,5+0,5	77	65,405988	141,2714688	roscado UNF 25
	6,3	1	1,5	50,52526061	0,353	1	0,353	0,707	75,7878909	0,559720022	chafan de 45°
	3,4	0,6	1,5	56,1722015	3,4	1	3,4	3,4	84,2583023	2,4211264	tronzado
	2	4	0,1	10	6,8	1	1	6,8	1	408	taladrado
	3	2	5	10	1	2	1+1	10	50	24	fresado del chavetero
tiempo total de mecanizado									748,1932524		

Tabla 21: Hoja de procesos del eje de la propela

- Hoja de procesos del eje de las ruedas traseras:

proceso	Dm	Vc(m/min)	avance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
	22,225	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensiones iniciales
	11,1125	2	1,5	57,28848447	1	1	1	11,1125	85,9327267	7,758976	refrentado a 1 mm
	21,6125	4	1,5	59,91204476	0,625	1	0,625	670	88,3680671	454,9165	cilindrado a 21mm
	18,85	3	1,5	50,65927987	1	3	1+0,575+0,575	117	75,9889198	277,1457	cilindrado 16,7 mm ruedas
	18,85	3	1,5	50,65927987	1	3	1+0,575+0,575	117	75,9889198	277,1457	cilindrado 16,7 mm ruedas
	18,85	3	1,5	50,65927987	1	3	1+0,575+0,576	152	75,9889198	360,0525	cilindrado 16,7 mm rebejado
	18,85	3	1,5	50,65927987	1	3	1+0,575+0,576	150	75,9889198	355,315	cilindrado 16,7 mm rebejado lado cuña
	15,85	2,5	1,5	50,20648925	1	1	0,85	74	75,3097339	58,95652	cilindrado 15mm
	15,85	2,5	1,5	50,20648925	1	1	0,85	74	75,3097339	58,95652	cilindrado 15mm

Cont.

	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma r=3mm
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma r=3mm
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma r=3mm
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma r=3mm
	18,85	3	1,5	50.65927987	1	3	1+1+1	2,15	75.9889198	5,092848	torneado de forma r=3mm
	15,85	2,5	1,5	50.20648925	1	3	1+1+1	0,85	75.3097339	2,03161	torneado de forma r=3mm

Cont.

	20.25	3.5	1.5	55.01639489	1.5	1	1.5	1.5	82.5245923	1.090584	ranurado 1.5x2
	20.25	3.5	1.5	55.01639489	1.5	1	1.5	1.5	82.5245923	1.090584	ranurado de 1.5x2
	7.5	1	1.5	42.44121891	7.5	1	7.5	7.5	63.6618284	7.0686	tronzado
	6	1	1.5	53.05152364	2	2	2+2	77	79.5772855	116.1135	fresado de media luna
	6	1	1.5	53.05152364	2	2	2+2	77	79.5772855	116.1135	fresado de media luna
	3	1	1	106.1030473	1	2	1+1	10	106.103047	11.30976	fresado del chavetero
	1.732	1.5	0.1	275.6718896	3	1	3	3	27.567189	6.529501	avellanado con herramienta de 60°
	1.732	1.5	0.1	275.6718896	3	1	3	3	27.567189	6.529501	avellanado con herramienta de 60°
tiempo total de mecanizado											2153.773

Tabla 22: Hoja de procesos del eje de las ruedas traseras

- Hoja de procesos de la chumacera de los pedales:

proceso	Dm	Vc(m/min)	fance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	l	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
	38.1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensionamiento inicial espesor de 4.7825mm
	30.673	5	0.9448	51.8875137	0.563	1	0.563	13	49.023323	15.9107941	roscado 1.29" UNF 24 1.29"
	30.673	5	0.9448	51.8875137	0.563	1	0.563	13	49.023323	15.9107941	roscado 1.29" UNF 24 1.29"
tiempo total de mecanizado											31.8215683

Tabla 23: Hoja de procesos de la chumacera de los pedales

- Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado derecho:

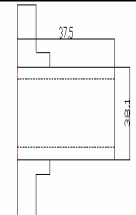
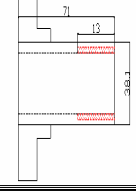
proceso	Dm	Vc(m/min)	avance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
											
	38,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensiones iniciales espesor de 4,76mm
											
	30,673	70	0,9448	726,425192	0,563	1	0,563	13	686,328522	1,1364853	roscado 1.29° UNF 24 1.29°
tiempo total de mecanizado										1,1364853	

Tabla 24: Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado derecho

- Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado izquierdo:

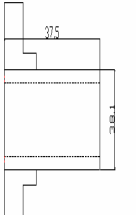
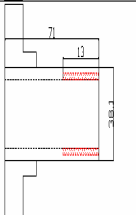
proceso	Dm	Vc(m/min)	avance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
											
	38,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensiones iniciales espesor de 4,76mm
											
	30,673	5	0,9448	51,88751375	0,563	1	0,563	13	49,023323	15,9107941	roscado invertido 1.29° UNF 24 1.29°
tiempo total de mecanizado										15,9107941	

Tabla 25: Hoja de procesos de las chumaceras del eje de las ruedas traseras lado izquierdo

- Hoja de procesos de la chumacera de la dirección:

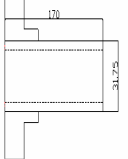

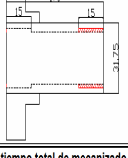
proceso	Dm	Vc(m/min)	vance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
	31,75	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensiones iniciales espesor 4,7625
	24,61	4	0,5	51,7365529	0,8	1	0,8	15	25,8682765	34,7916492	cilindrado interno de 0,8 mm de profundidad
	24,61	4	0,5	51,7365529	0,8	1	0,8	15	25,8682765	34,7916492	cilindrado interno de 0,8 mm de profundidad
tiempo total de mecanizado										69,5832984	

Tabla 26: Hoja de procesos de la chumacera de los pedales

- Hoja de procesos de la columna de la dirección

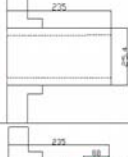
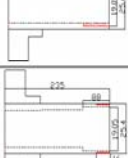


proceso	Dm	Vc(m/min)	vance (mm/rev)	RPM (rev/min)	P(mm)	n	i	L (mm)	Va (mm/min)	Tm(seg)	observaciones
	25,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	dimensiones iniciales espesor 4,7625
	17,4865	3	0,5	54,6719591	0,793	2	0,7937+0,873	88	27,2859795	193,505972	cilindrado interno
	30,673	5	0,9448	51,8875137	0,563	1	0,563	16	49,023323	19,5825159	roscado UNF24 1"
	4,7625	3,5	0,5	233,927978	9,525	1	9,525	25,4	116,963989	13,0296514	perforado de 4,7625 de diametro
tiempo total de mecanizado										226,11814	

Tabla 27: Hoja de procesos de la columna de la dirección

Sección 4: Construcción del Casco.

Utilizando el chasis como matriz se realizó el modelado en fibra de vidrio del casco de la siguiente manera:

- Materiales:
 1. Tela metálica fina
 2. Pliegos de fibra de vidrio
 3. Resina Poliéster
 4. Catalizador
 5. Plástico de latonería
 6. Pintura

- Procedimiento:
 1. Se colocó la tela metálica prensada y sujeta al chasis en la superficie a modelar.
 2. Se preparó una mezcla de resina poliéster y catalizador en razón de diez a uno.
 3. Se colocaron en la tela metálica los pliegos de fibra de vidrio impregnada con la mezcla, y se pegó con suaves brochazos.
 4. Una vez endurecidas las capas de fibra de vidrio se aplicó el plástico de latonería para cubrir la superficie con una textura uniforme, la cual fue posteriormente alisada con varios tipos de lija hasta dejar un acabado pulido.
 5. Una vez pulida la superficie se aplicó la pintura al casco para dar una mejor apariencia al juguete.

Sección 5: Ensamble del vehículo

Luego de contruidos cada uno de los elementos se procede al ensamble del vehículo en el siguiente orden:

1. primero se introduce el eje de las ruedas traseras con todos sus componentes en los apoyos contruidos quedando como indica la siguiente fotografia

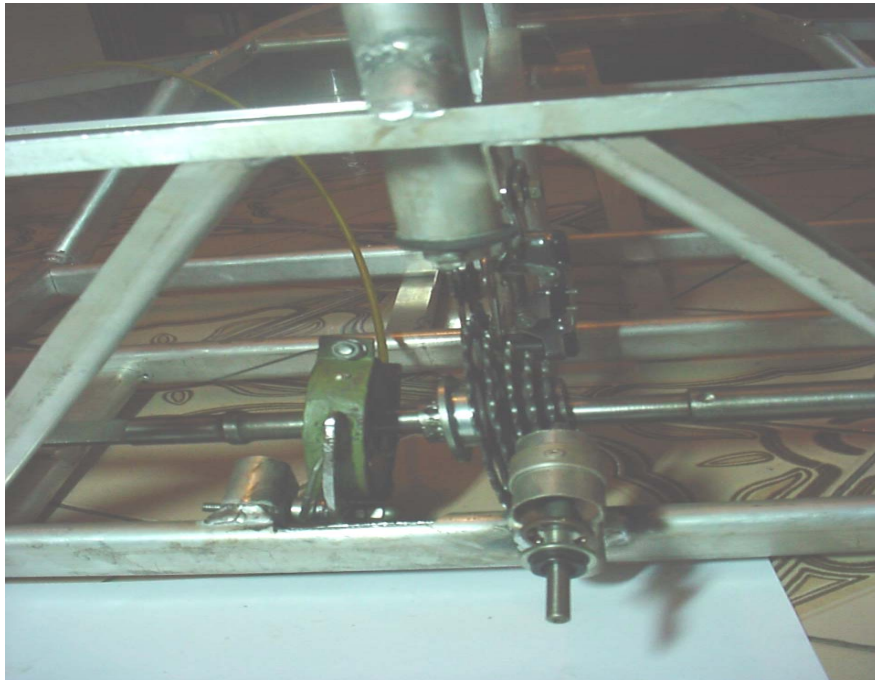


Figura 64: Eje trasero con sus componentes

2. se ajusta cada elemento en su posición pertinente y se ajusta el eje con sus respectivos rodamientos

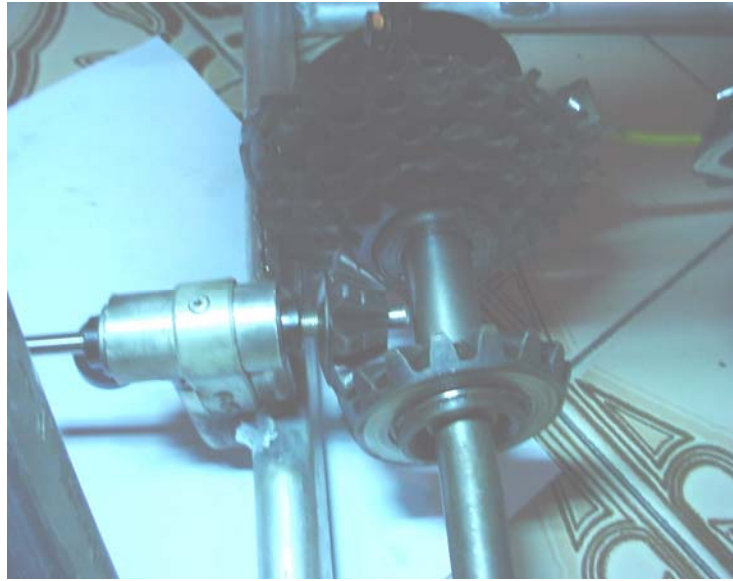


Figura 65: Elementos de transmisión ajustados



Figura 66: Ajuste de las chumaceras del eje de las ruedas traseras.

3. Luego se procede a fijar las ruedas traseras en el eje



Figura 67: Fijación de las ruedas traseras

4. Para culminar la fijación de las ruedas se procede a colocar los retenes como se muestra a continuación



Figura 68: Ruedas fijas con un reten

5. Luego se procede a fijar la horquilla en la parte delantera del vehiculo

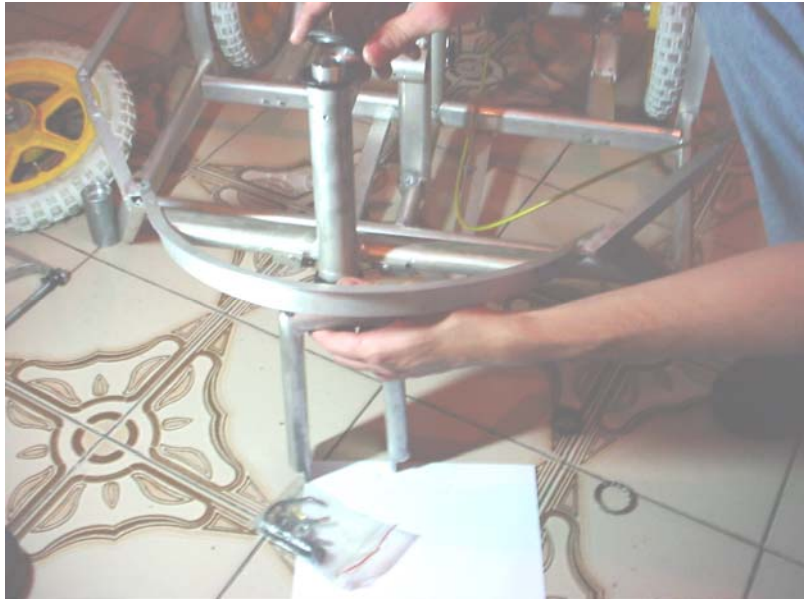


Figura69: Fijación de la horquilla

6. después de fijada la orquilla se procede a la fijación de la rueda delantera



Figura 70: Fijación de la rueda delantera

7. Después se procede a la fijación de los pedales. Para ello se procede a fijar el eje respectivo.

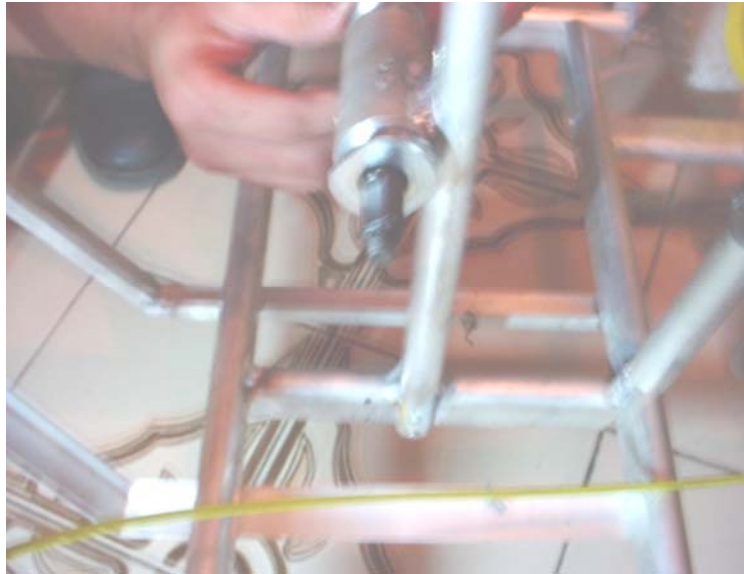


Figura 71: Ajuste del eje de los pedale

8. Luego de fijado el eje se procede a fijar los pedales empezando por el pedal que está unido a la corona transmisora.



Figura72: Ajuste de la corona transmisora y los pedales

Luego de mostrar el proceso de ensamblaje podemos apreciar en las siguientes fotografías el proceso de modelado de la fibra de vidrio ya colocada sobre el chasis.



Figura 73: Chasis con la capa de fibra de vidrio colocada.



Figura 74: Chasis con la fibra aplicada antes de mejorar el acabado superficial



Figura 75: aplicación de la pintura



Figura 76: producto final

CAPITULO V

DISEÑO DEL PROCESO DE PRODUCCION

Luego de estar construido el modelo se pudo determinar un proceso de producción que luego será optimizado. Para ello se desglosó el vehículo en tres partes importantes: El chasis, la transmisión y los cascos; luego de ver esto y buscar la manera mas simple de ejecutar la línea de producción del vehículo:

Seccion1: Esquema del proceso de manufactura

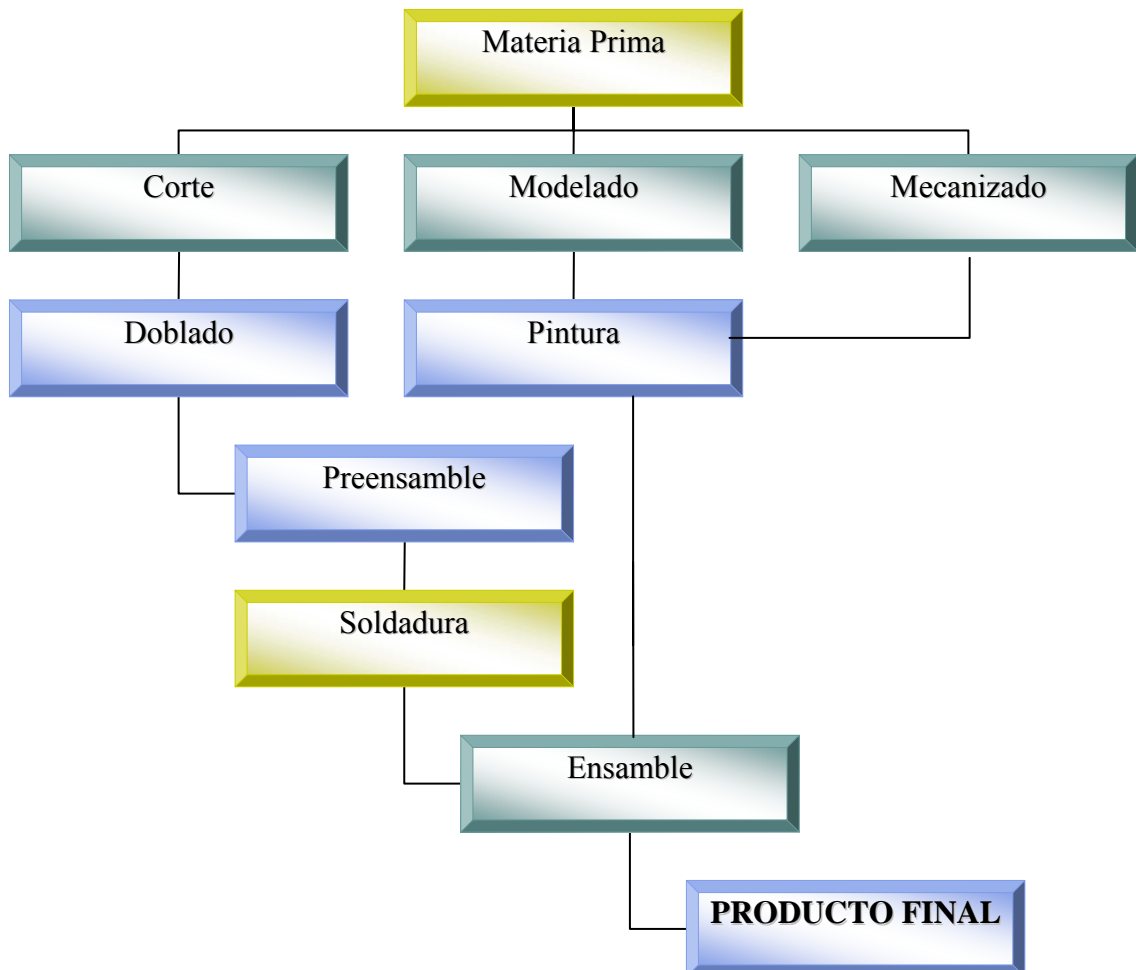


Figura 77: Diagrama de procesos del vehículo

Seccion1.1: Descripción de cada departamento y maquinaria a utilizar:

Estos departamentos son basados en el proceso de concepción del vehículo y no se toma en cuenta el outsourcing como alternativa en el desarrollo que se presenta a continuación se definirá a que parte de este esquema se le considerará parte actuante del Outsourcing.

Departamento de materia prima:

En este departamento se tendrá almacenado todo el material necesario para la fabricación del equipo, así como todos los accesorios necesarios en el ensamble y material de mantenimiento de los distintos equipos, este departamento contara con dos personas para velar por la integridad y despacho de los distintos elementos requeridos y la realización de pedidos a la administración.

Departamento de corte:

Este departamento estará encargado de la realización de los cortes en los distintos planos que requiere las tuberías a utilizar en la fabricación del chasis para el vehículo, así como la elaboración de chumaceras y tendrá disponible para su labor una esmeriladora y un tronizador.

Departamento de doblado:

Esta unidad tendrá la responsabilidad de realizar los dobleces necesarios a los perfiles suministrados por el departamento de corte, para la construcción del chasis del vehículo, se contará con dos personas para realizar el trabajo y se tendrán disponibles dos dobladoras de rodillo.

Departamento de modelado:

Este equipo de trabajo tendrá la responsabilidad de la elaboración del casco y el timón del equipo, todo esto realizado a través de los distintos modelos presentados ante este equipo, este departamento cuenta con dos personas debido a la importancia de este elemento en el desarrollo del vehículo, así como de todo el

equipo necesario para la elaboración del mismo. Aunque se concibió el prototipo con el casco y el timón de fibra de vidrio es importante destacar que se puede presentar otras alternativas como el termoformado.

Departamento de pintura:

Aquí se realizará la aplicación de la pintura del casco, tapa y timón así como los distintos tratamientos a realizar en los ejes para evitar el ataque por corrosión, se contará con dos personas para la elaboración de este trabajo y, con todo el equipo necesario para la pintura (compresores, pistolas, etc.) además de un horno de secado para acelerar el proceso. Para la realización de los tratamientos de los ejes se contará con un horno adicional y con el material necesario para la elaboración del mismo. Si se considera el outsourcing para el mecanizado de los ejes se le exigirá al taller externo que estos elementos que requieran de tratamientos para evitar la corrosión. Así este departamento será más pequeño y se tendría mayor productividad.

Departamento de mecanizado:

En este punto del proceso de manufactura se realizarán dos ejes del vehículo y los distintos componentes que se acoplan a ellos y requieren su fabricación: engranes, chavetas, chumaceras. En esta unidad se contará con tres personas y se tendrán disponibles dos tornos y una fresadora. Si se considera el outsourcing como alternativa prácticamente este departamento quedaría eliminado en el proceso de producción.

Departamento de preensamble:

Aquí se realizará por medio de uniones con remaches, atornilladas, entre otros, el primer ensamble de los componentes del chasis haciendo de cada tubo un componente del mismo, finalizando en partes principales para el proceso de soldadura. En este punto se contará con dos personas para la elaboración de este trabajo contando a su vez con una taladradora, una prensa, una remachadora y resto de herramientas para la total capacitación de este proceso.

Departamento de soldadura:

En este punto se realizarán todas las uniones soldadas pendientes en el proceso de preensamble quedando así finalizado el chasis del vehículo. En este proceso se contará con un soldador y con una máquina de soldar TIG.

Departamento de ensamble y embalaje:

Aquí se realizará el proceso de armado del vehículo, siendo este luego transportado al depósito ya para su distribución en este punto se requiere de dos personas para el mismo y se contará con el material necesario para la elaboración del mismo.

En cada departamento se tendrá un sistema de detección contra incendios al igual que un extintor para así cumplir con las normas básicas de seguridad industrial. De igual manera en la culminación de cada departamento se realizará un chequeo de la calidad de cada producto final, referente al departamento evaluado, seleccionando una muestra de forma aleatoria y sometiénola a distintas pruebas.

Sección 2: Desarrollo en planta de la línea de producción

Ya analizado cada departamento, se procedió a realizar un desarrollo en planta de la ubicación de los mismos, para así poder ver la manera adecuada del flujo del proceso de fabricación y optimizar el paso de un departamento a otro, para tener una producción de 200 vehículos mensuales. De igual manera se estimó por medio de este proceso el tamaño del espacio necesario para el montaje de la línea de producción. Cada departamento tiene un espacio en donde cada empleado podrá desempeñar su labor de manera cómoda y amena, gracias a esto se busca obtener de parte ellos una producción de alta calidad.

En este desarrollo de planta se asigna también el espacio a los departamentos anexos al campo productivo, como son en este caso el departamento de asuntos administrativos, el departamento de gestión de la

calidad y el departamento de investigación. A su vez se coloca de manera tentativa la ubicación de las principales maquinarias de las que dispondrá el trabajador para realizar su labor en cada departamento.

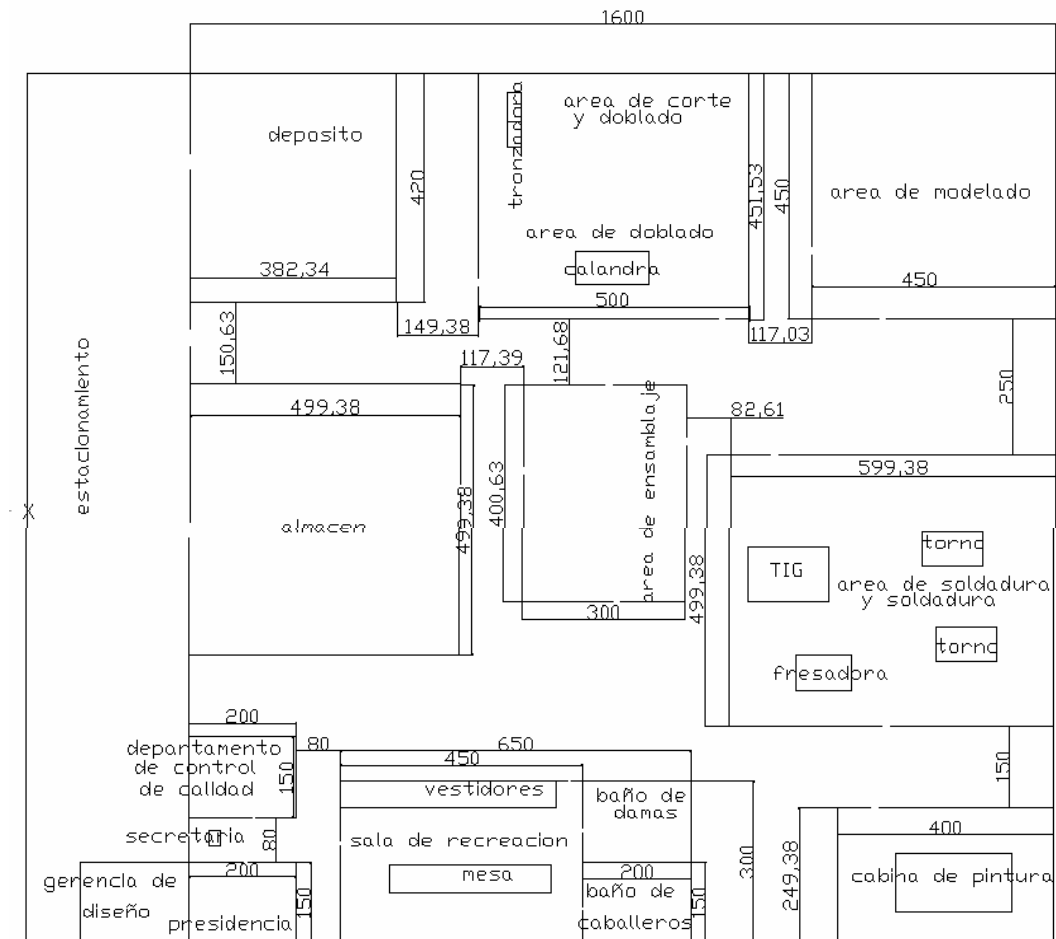


Figura 78: Distribución de planta de la fabrica

Sección 3: Equipos a requerir

Después de ver la distribución de la planta de la fábrica, se pudo determinar cuales son las principales maquinas a requerir según cada departamento, para el correcto funcionamiento de cada uno de ellos:

Departamento de corte: Al observar la velocidad que es requerida para la realización de cada corte, es favorable la elaboración de hojas de procesos

para el desarrollo de cada una de las piezas del chasis del vehículo. Para el corte de la tubería se dispondrá de una sierra de disco y un esmeril para afinar el corte de los distintos planos, así como de las curvaturas requeridas para el ensamble del mismo.

Departamento de doblado: En este departamento es importante el desempeño, ya que cada pieza doblada es la fase Terminal de cada elemento del chasis. Aquí se dispondrá de una dobladora de rodillo y accesorios necesarios para facilitar los detalles de doblado.

Departamento de Mecanizado: Aquí se llevará a cabo la elaboración de los ejes de las ruedas traseras y del eje de la propela, así como el juego de los engranes por lo cual es recomendable disponer de dos tornos y una fresadora. Como se mencionó anteriormente este departamento puede ser eliminado por medio de un outsourcing.

Departamento de pintura: Aquí se realizará el proceso de pintura del vehículo, al igual que la aplicación de la pintura anticorrosiva a los ejes, para acelerar el proceso del secado es recomendable disponer de un horno de secado pequeño, además de un compresor, pistolas y variedad de depósitos para la pintura del casco y para la pintura anticorrosiva.

Departamento de preensamble: En este proceso se realiza el primer ensamble de las piezas del bastidor mediante uniones de distintos tipos, para lo cual se requiere de un taladrador manual y dos remachadoras, ya que se utilizaran de dos tipos para este paso.

Departamento de soldadura En este campo se requiere una máquina de soldar del estilo TIG debido al material a utilizar.

Departamento de modelado: aquí se realizará el casco del vehículo. El personal contará con un molde de fabricación para fabricar el casco de manera eficiente, además de los distintos componentes y herramientas necesarias para la construcción del mismo.

Cada departamento dispondrá de una serie de herramienta extra para el mantenimiento de cada equipo, como un kit de herramientas básicas, estas estarán también disponibles en cada departamento de ser necesario.

Sección 4: organigrama del personal

La empresa deberá disponer de la siguiente sinopsis.

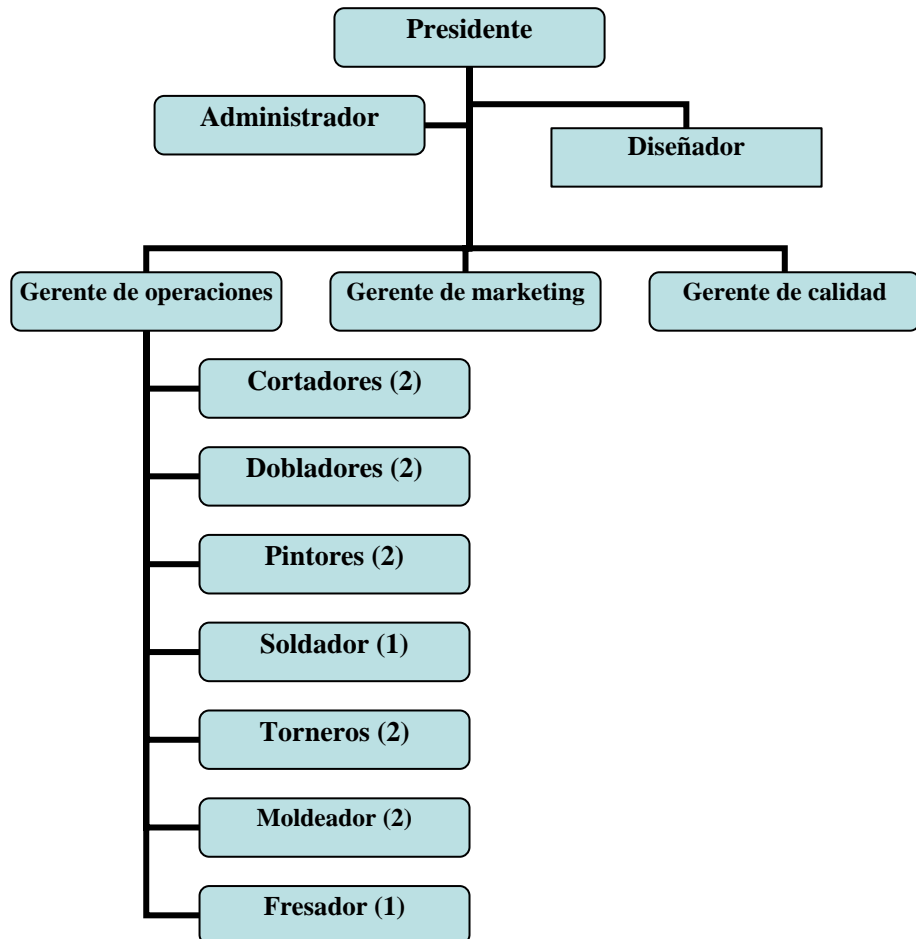


Figura 79: Organigrama de la empresa

Presidente: Se encargará de toma de decisiones pertinentes al futuro de la empresa, convenios con otras compañías, adquisición de nuevos equipos y las acciones pertinentes en la optimización de la empresa.

Administrador: El administrador se encargará de la regulación de los bienes y servicios de la compañía dirigir, coordinar y controlar el desarrollo de las actividades contables y financieras.

Gerente de operaciones: En este cargo se regulará el buen funcionamiento de la línea de producción, y velará por el buen desempeño del personal obrero y el buen funcionamiento de las máquinas.

Gerente de marketing: El gerente de marketing será responsable de la publicidad del producto, como también de la política exterior de la empresa ante los distribuidores y otras compañías.

Gerente de calidad: En la elaboración de estos equipos la calidad es de vital importancia. En esta gerencia se realizará los estudios estadísticos de las piezas defectuosas y se evaluará los valores estándares respectivos, al igual que se diseñaran y elaboran los estudios pertinentes a mejorar la calidad del producto.

Diseñador: El investigador se encarga del rediseño del equipo, la elaboración de nuevos proyectos y la elaboración de proceso que permitan aumentar la productividad de la empresa.

Cortador: El cortador se encargará de realizar los cortes en los distintos planos y formas pertinentes para la elaboración del chasis.

Doblador: Luego de recibir los tubos cortados el doblador realizará los plegamientos para cada pieza del chasis.

Pintor: Este se encargan de la pintura de los cascos así como de los recubrimientos de los ejes.

Soldador: La labor del soldador será la de elaborar las uniones soldadas pertinentes al ensamble del chasis.

Tornero: Su desempeño se basará en la construcción de los ejes de las ruedas traseras y de la propela así como la elaboración de las roscas requeridas para el ensamble del vehículo. También se encargará de la elaboración de los engranes de transmisión del vehículo. En caso de tener a disposición un outsourcing se dispondrá de este cargo

Moldeador: Este cargo, es de fundamental importancia ya que en este se construirán el casco del vehículo, que es básicamente la carta de presentación del mismo. Deberá tener conocimientos amplios acerca de la tecnología a utilizar ya sea fibra de vidrio o termoformado.

Sección 5: Estudio económico

En este proyecto se consideró el siguiente plan de inversiones:

CONCEPTO	MONTO
EQUIPOS Y MAQUINARIAS	100.000.000
OBRAS CIVILES	6.500.000
EQUIPOS DE OFICINA	19.250.000
CAPITAL DE TRABAJO	
1.-Materia Prima	26.240.000
2.- Personal	4.240.000
3.- Gastos de Fabricación	1.052.000
OTROS ACTIVOS DE CAPITAL	4.000.000
IMPREVISTOS Y VARIOS	5.700.000
TOTALES	166.982.000

Tabla 28: Plan de inversiones

Con esta inversión se obtiene la siguiente capacidad instalada:

CAPACIDAD INSTALADA				
carros/hora	TURNOS por día	DURACIÓN Horas por turno.	CAPACIDAD PRODUCCIÓN POR DIA (Kg.)	Producción Anual carros (Piezas)
2	1	8	12	2.280

Tabla 29: Capacidad instalada

Tomando en cuenta el nivel de importación de este rubro de vehículos, se estiman las ventas según la siguiente tabla:

Conceptos	Carro Anfibio			TOTAL VENTAS	
	AÑOS	CANTIDADES	PRECIO		VALOR VENTAS
	1	1.824	295.000	538.080.000	538.080.000
	2	2.052	295.000	605.340.000	605.340.000
	3	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	4	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	5	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	6	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	8	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	9	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000
	10	2.280	295.000	672.600.000	672.600.000

Tabla 30: Ventas anuales

Para la producción de este vehículo se estima un costo de materia prima como el que se muestra a continuación:

AÑOS	UNIDADES	PRECIO Bs.	COSTO TOTAL Bs.
1	1.920	197.861	379.893.120
2	2.160	197.861	427.379.760
3	2.280	197.861	451.123.080
4	2.280	197.861	451.123.080
5	2.280	197.861	451.123.080
6	2.280	197.861	451.123.080
8	2.280	197.861	451.123.080
9	2.280	197.861	451.123.080
10	2.280	197.861	451.123.080

Tabla 31: Costo de materia prima

Y para el transporte y presentación al público se consideró los siguientes costos de embalaje:

Material de Empaque	Cantidad Anual	Precio Unitario (Bolívares).	Total material de Empaque (Bolívares)
Caja para Embalaje	2.280	2.000	4.560.000
Cinta de seguridad	4.560	100	456.000
Total			5.016.000

Tabla 32: Costos de embalaje

Después de estimar las ventas se empezó a calcular los costos de producción empezando por el costo de mano de obra:

	DESCRIPCIÓN	Cantidad	Sueldos Unitarios Mensuales	Sueldos y Salarios Anuales	Otras Remuneraciones	Prestaciones Sociales	Total
M O D	Operadores (Bachilleres)	7	298.000	25.032.000	4.172.000	2086000	31.588.000
	SUBTOTAL	7	298.000	25.032.000	4.172.000	2.086.000	31.588.000
M O I	Cargadores	1	298.000	3.576.000	596.000	298000	4.768.000
	Almacén de repuestos	1	298.000	3.576.000	596.000	298000	4.768.000
	Supervisor de planta	1	700.000	8.400.000	1.400.000	700000	11.200.000
	Gerente de planta	1	1.000.000	12.000.000	2.000.000	1000000	16.000.000
	Vigilantes	1	298.000	3.576.000	596.000	298000	4.768.000
	Limpieza	1	298.000	3.576.000	596.000	298000	4.768.000
	Electricista	1	350.000	4.200.000	700.000	350000	5.600.000
	Mecánicos	1	350.000	4.200.000	700.000	350000	5.600.000
	SUBTOTAL	8	3.592.000	43.104.000	7.184.000	3.592.000	57.472.000
Adm. ventas	Secretaria	1	350.000	4.200.000	700.000	350000	5.600.000
	SUBTOTAL	1	350.000	4.200.000	700.000	350.000	5.600.000
TOTAL		16	4.240.000	72.336.000	12.056.000	6.028.000	94.660.000

Tabla 33: Costos de producción

Para proceder a calcular los gastos administrativos

CONCEPTO	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10
Personal administrativo	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000	5.600.000
Depreciacion equipos de oficina	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000	3.850.000					
Gastos Generales	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000	6.000.000
Otros Gastos Administrativos	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000	20.000.000
Publicidad y Mercadeo	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000	10.000.000
Total	45.450.000	45.450.000	45.450.000	45.450.000	45.450.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000

Tabla: 34: Gastos administrativos

Se calcularon los gastos totales

CONCEPTOS	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
Costo de Producción	547.468.320	597.536.160	622.570.080	622.570.080	551.340.120	547.460.120	547.460.120	547.460.120	547.460.120	547.460.120
Gastos Administración y Ventas	45.450.000	45.450.000	45.450.000	45.450.000	45.450.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000	41.600.000
TOTAL	592.918.320	642.986.160	668.020.080	668.020.080	596.790.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120

Tabla 35: Gastos totales.

Finalmente se obtiene un estudio de flujo de caja para calcular la Tasa interna de retorno y ver la rentabilidad del negocio:

AÑOS PARTIDAS	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5	AÑO 6	AÑO 7	AÑO 8	AÑO 9	AÑO 10
VENTAS		538.080.000	605.340.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000	672.600.000
COSTO TOTAL		592.918.320	642.986.160	668.020.080	668.020.080	596.790.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120	589.060.120
UTILIDAD NETA		-54.838.320	-37.646.160	4.579.920	4.579.920	75.809.880	83.539.880	83.539.880	83.539.880	83.539.880	83.539.880
IMPUESTO SOBRE LA RENTA		-2.193.533	-1.505.846	183.197	183.197	3.032.395	3.341.595	3.341.595	3.341.595	3.341.595	3.341.595
UTILIDAD LIQUIDA		-52.644.787	-36.140.314	4.396.723	4.396.723	72.777.485	80.198.285	80.198.285	80.198.285	80.198.285	80.198.285
DEPRECIACION Y AMORTIZACION		16.115.000	16.115.000	16.115.000	16.115.000	16.115.000	14.175.000	14.175.000	14.175.000	14.175.000	14.175.000
INVERSIÓN	-172.399.760										
FLUJO DE CAJA	-172.399.760	-36.529.787	-20.025.314	20.511.723	20.511.723	88.892.485	94.373.285	94.373.285	94.373.285	94.373.285	94.373.285

Tabla 36: Flujo de caja

Observándose una tasa interna de retorno de 22% lo que indica que es rentable y el costo del vehículo es de 295.000 bs.

Para evaluar cuantos vehículos se tienen que vender se procedió hacer un análisis de punto de equilibrio donde:

- Costos fijos: tiene un total de: 9.101.831,33Bs.
- Costos variables de una cantidad total de: 197.851 Bs.
- Precio de venta es de: 295.000 Bs.

Análisis de punto de equilibrio

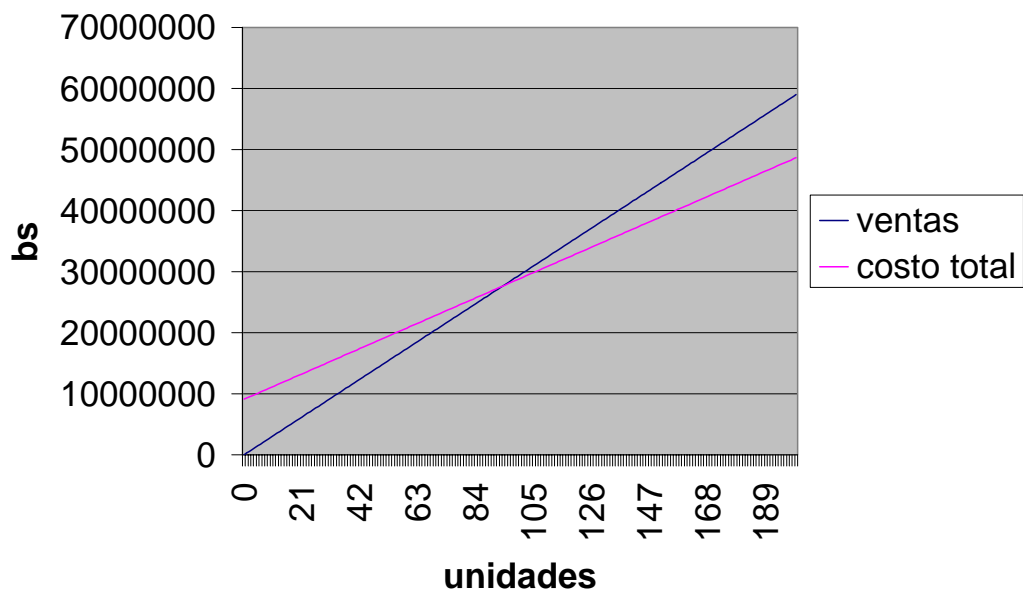


Figura 78: Análisis del punto de equilibrio

En donde se observa que es necesaria la venta de 94 unidades para cubrir los costos de producción y tener un margen de ganancia de 29.234,67Bs

CAPITULO VI

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Sección 1: Análisis de resultados

Al probar el vehiculo en el agua, se observo que posee una buena línea de flotación, permitiendo al vehiculo cruzar sin problemas, el ángulo de inclinación máximo de cruce dependen de la altura del niño y considerando las medidas estándar del niño puede girar sin problemas hasta tener 15° grado de inclinación, la capacidad de peso admisible del vehiculo se redujo por fabricación de capas gruesas de fibra de vidrio. El vehiculo esta diseñado para aguas calmadas.

De igual manera se observa una alta resistencia del vehiculo en tierra aun si se hace pasar por caminos con tropiezos. Cabe resaltar que el vehiculo posee un fácil acceso a la maleta de un carro lográndose lo esperado.

Al inicio, la fabricación del chasis se torna un poco lenta por los cortes requeridos pues son de difícil manufactura debido a los diferentes planos. No obstante, en general, el vehiculo es de cómodo ensamblaje lo que facilitará, que el nivel de producción del mismo sea alto, pero el proceso de modelado en fibra de vidrio es algo artesanal y aún con la posibilidad de tener un molde para fabricar el casco que agilice el proceso, este sigue siendo lento y con muchos tropiezos, lo que disminuye en gran parte su productividad.

Es importante resaltar que el costo del anfibio es bajo; siendo un juguete accesible para el niño promedio de clase media, sin dejar atrás la aplicación del Outsourcing como un tipo de mercadotecnia que permite con comodidad mejorar la producción sin aumentar el personal reclutado por la compañía, considerando a esta. Como una posible pequeña empresa con miras al crecimiento por lo innovador del diseño y del impacto que ha causado a las

personas que de una u otra manera han tenido contacto con el mismo durante su proceso de elaboración.

Para concluir es importante realizar un mantenimiento preventivo al vehiculo luego de ser usado en el agua para evitar posibles fallas y procurar una mayor duración del conjunto.

Sección 2: Conclusiones

- ✓ La práctica efectiva de la Ingeniería Concurrente contribuye a reducir el tiempo de desarrollo del producto, además de aumentar los beneficios y mejorar la competitividad, promociona el trabajo en equipo, integrando los departamentos involucrados de una forma estrecha para lograr de esta manera mejorar la calidad y controlar los costos de diseño y fabricación.
- ✓ Se comprobó con las pruebas que el equipo cumple con las medidas ergonómicas estándar para niños o niñas de 1,10 m de estatura y 25 Kg. de peso aproximadamente.
- ✓ La construcción del prototipo permitió verificar la teoría en cuanto a:
 - No falla por fluencia o por posible fatiga inmediata.
 - Es estable y posee la capacidad de flotación.
- ✓ El empleo de tubos aplanados permitió seleccionar un perfil de menor tamaño, más liviano, que facilitó las operaciones de soldadura, le aportó mayor resistencia al estar mejor distribuido el momento de inercia en la dirección vertical, donde se encuentran concentradas la mayor cantidad de solicitaciones.
- ✓ Con respecto al estudio económico de la venta del producto se tiene una tasa interna de retorno de 22% y por medio del Análisis del Punto de

Equilibrio se constató que se necesitan vender 94 equipos al mes para cubrir los gastos. Haciendo de este proyecto un excelente negocio.

- ✓ El trabajar con el perfil aplanado permitió usar tubos de menor diámetro. Debido a que posee mayor inercia comparado con el perfil usado en el vehículo de fórmula SAE y por lo cual la armadura resiste a las sollicitaciones en que se encuentra el chasis.
- ✓ Por medio de las pruebas se constató que el vehículo soporta una carga de hasta 35 kg., este es el peso tope recomendado para que el vehículo flote y sea estable.
- ✓ A través de las pruebas se comprobó que la capacidad de frenado y de transmisión son las adecuadas para obtener una velocidad de desplazamiento tanto en agua como en tierra según los valores recomendados por Fisher Price para vehículos de esta categoría.
- ✓ Fabricar un prototipo exige manejar las cantidades y los precios reales del mercado permitiendo luego hacer un estudio financiero más confiable.
- ✓ En la construcción del vehículo se debe considerar tres partes básicas: el chasis, la transmisión y el casco, cada una de ellas son de vital importancia para el desempeño óptimo del vehículo.
- ✓ Las estadísticas de las importaciones y exportaciones de vehículos indican que el mercado para el cual está destinado este diseño es muy rentable y factible.

Sección 3: Recomendaciones

- ✓ Realizar los cálculos de las dimensiones y demás componentes del producto, con la finalidad de cubrir otros mercados tales como vehículos anfibios para otras edades
- ✓ Hacer un estudio de mercado más exhaustivo que permita establecer la demanda del producto.
- ✓ Estudiar la posibilidad de la elaboración de los moldes de inyección o termoformado para hacer el casco, ya que esto generaría un modelo más ligero y más rápido de producir.
- ✓ Incorporar a la escuela de Ingeniería Mecánica cursos electivos para el uso de herramientas de modelación real. Ejemplo fabricación con fibra de vidrio modelación con resina.
- ✓ Realizar estudio con la técnica de análisis elemento finito del modelo para reducir el peso del vehiculo en lo referente al chasis y carcasa.
- ✓ Realizar un estudio de factibilidad de realización del chasis y de los demás componentes, en otros materiales que no se encuentren disponibles en el país, pero que puedan ser obtenidos fácilmente. Aunado a esto, se recomienda un estudio detallado de los costos de producción de los perfiles aplanados, con el fin de complementar nuestro estudio.
- ✓ Diseñar una tapa para proteger las partes expuestas y así mejorar la estética del vehiculo.
- ✓ Realizar pruebas de fatiga a los elementos mecánicos diseñados y construidos.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AVALLONE, A. EUGENE y BAUMEISTER THEODORE (2002). MANUAL DEL INGENIERO MECÁNICO. Editorial Mc Graw Hill 9na edición Tomo I y II, San Andrés Atoto, Estado de México.

BEER, P. FERDINAND y RUSSELL E. JOHNSTON (1990). MECÁNICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. Editorial Mc Graw Hill. 5ta edición, San Andrés Atoto, Estado de México.

CASILLAS, A. L. (1976). MÁQUINAS, CÁLCULOS DE TALLER Edición Hispanoamericana, Madrid, España.

CERROLAZA M. GONZÁLEZ (2003). BIOINGENIERÍA APLICADA. Caracas. Trabajo de Grado no publicado. Universidad Central de Venezuela.

GERLING, HEINRICH (1999). ALREDEDOR DE LAS MÁQUINAS-HERRAMIENTAS. Editorial Reverté, S. A., Barcelona, España.

GROOVER, MICKELL (1997). FUNDAMENTOS DE MANUFACTURA MODERNA. Editorial Mc Graw Hill, San Andrés Atoto, Estado de México.

<http://www.aluminios.utfsm.cl.com> [Consulta: 2004, junio 14.]

<http://www.classictime.com> [Consulta: 2004, junio 14.]

<http://www.edinterweb.com> [Consulta: 2004, junio 15.]

<http://www.fisher-price.com> [Consulta: 2004, junio 17.]

<http://www.fsae.com/homepage.jsp.com> [Consulta: 2004, septiembre 9.]

<http://www.google.com> [Consulta: 2004, septiembre 9.]

<http://www.jameco.com> [Consulta: 2004, septiembre 10.]

<http://www.mailxmail.com/cursor/vida/moldurasyeso/capitulo4.htm>
[Consulta: 2004, julio 18]

<http://www.istas.net/sl/rs/rshil8.htm> [Consulta: 2004, julio 18]

<http://www.oxo.mx> [Consulta: 2004, junio 17.]

<http://www.terra.com> [Consulta: 2004, septiembre 9.]

MC CORMICK (1964) HUMAN FACTORS ENGIENEERING. USA,
Editorial Mc Graw Hill

MORENO, GUSTAVO A y PÉREZ V. MILAGROS (2004). DISEÑO CONCURRENTES DE SILLAS DE RUEDAS. Caracas. Trabajo de Grado no publicado. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica, Universidad Central de Venezuela.

MOTT L. ROBERT (1992). DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS. 2da Edición. Ediciones Prentice Hall, Naucalpan de Juárez, Edo. de México.

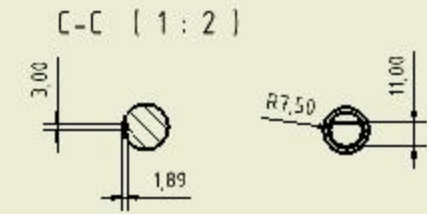
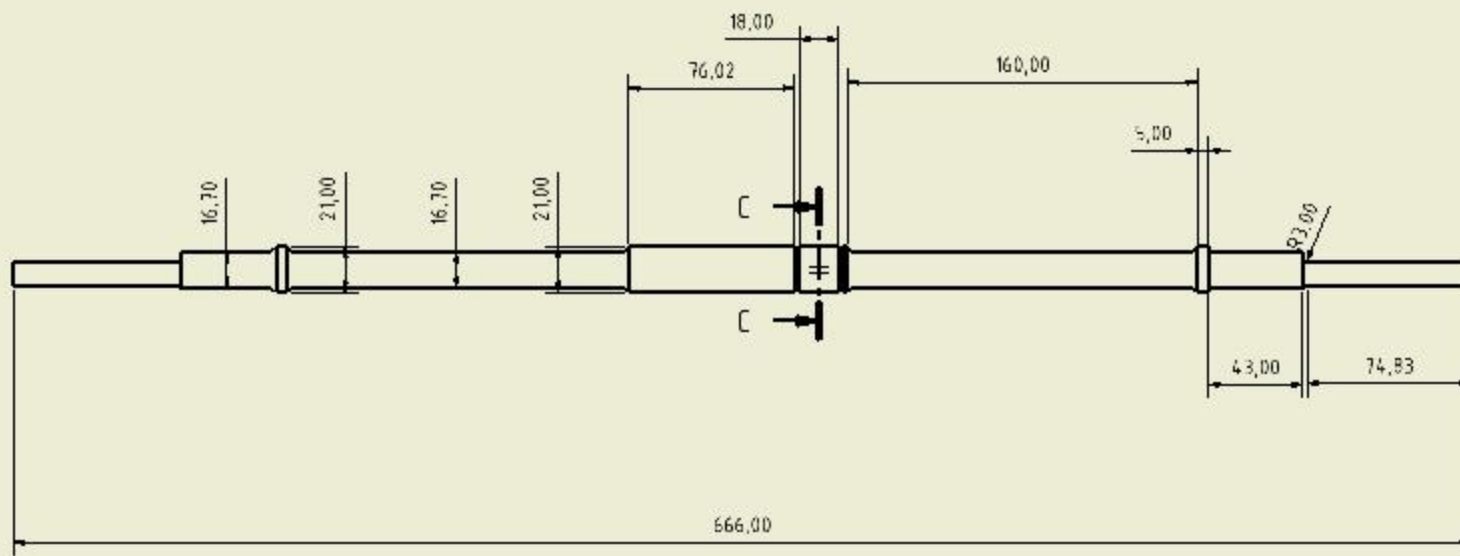
NEUNER, W. J. JOHN (1982). CONTABILIDAD DE COSTOS. Tomo I. Ediciones Uteha, México D.F.

POPOV, P. EGOR (1999). MECÁNICA DE SÓLIDOS. 2da Edición. Ediciones Pearson Educación, Naucalpan de Juárez, Edo. de México.

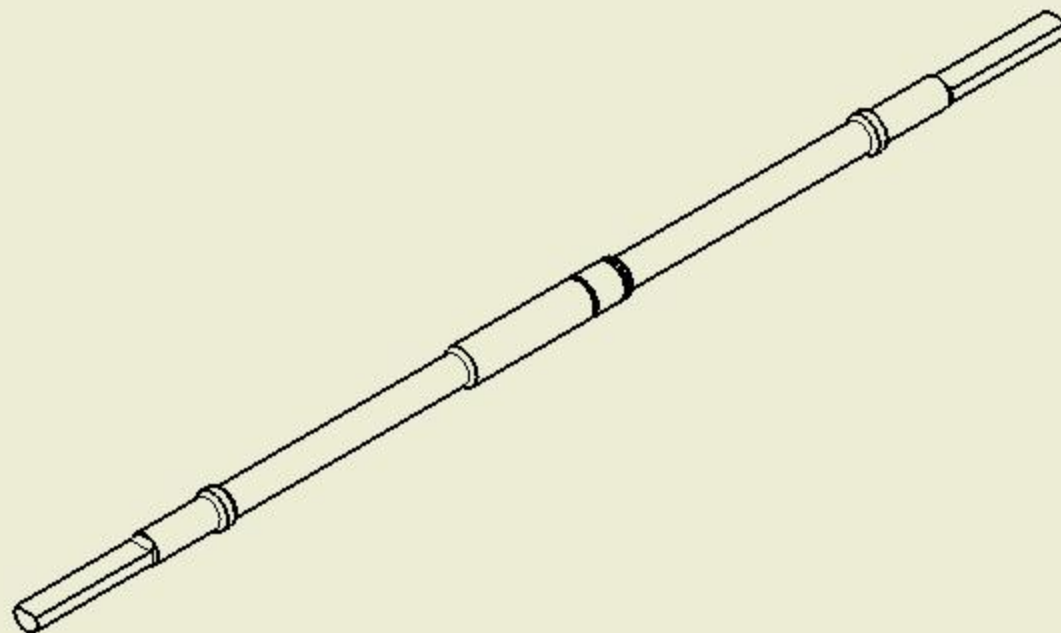
R. W. BOYNTON, E. S. DUNN y otros (1986). MANUAL DE PEDIATRÍA AMBULATORIA. Editorial Salvat, Barcelona, España.

SHIGLEY, E. JOSEPH y MISCHKE R. CHARLES (2002). DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. 6ta Edición. Editorial Mc Graw Hill, México D.F.

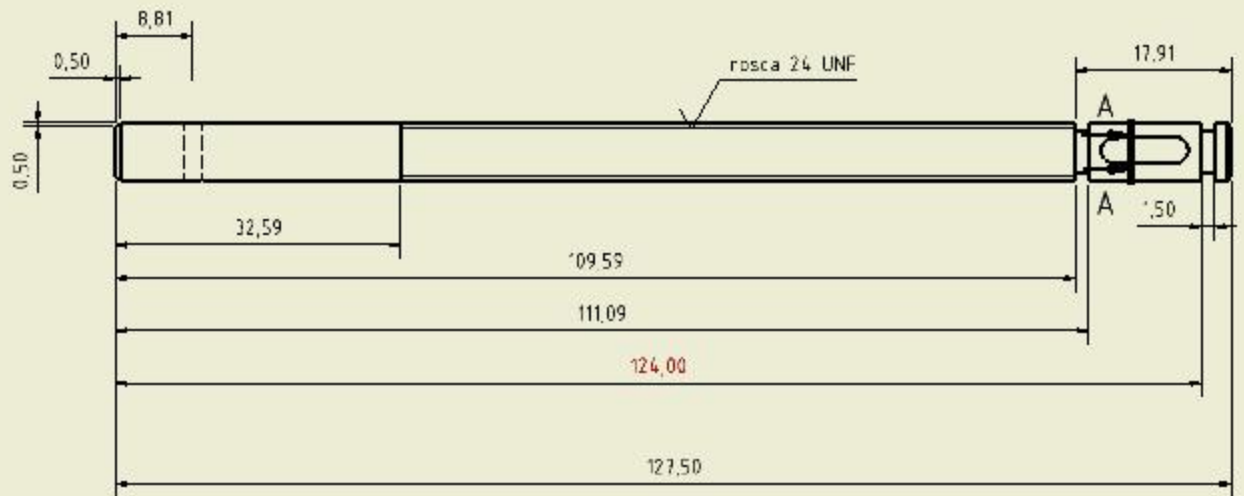
WELSCH, A. GLENN (1979). PRESUPUESTOS: PLANIFICACIÓN Y CONTROL DE UTILIDADES. Ediciones Prentice Hall, Naucalpan de Juárez, Edo. de México.



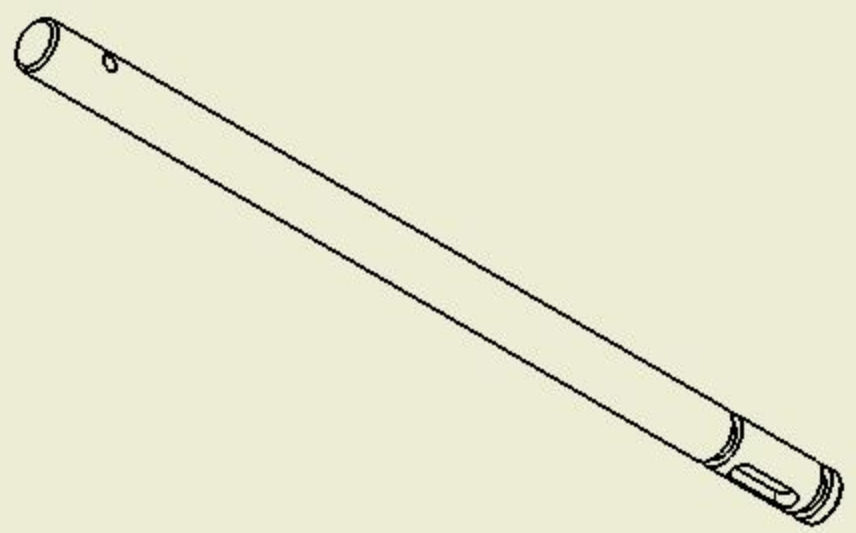
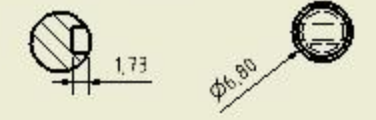
Los biseles son de 2 mm a 45°
 Los radios de empalme son de 3 mm
 Las ranuras para retenes son de 2x2
 Longitud del cuerno es de 70 mm



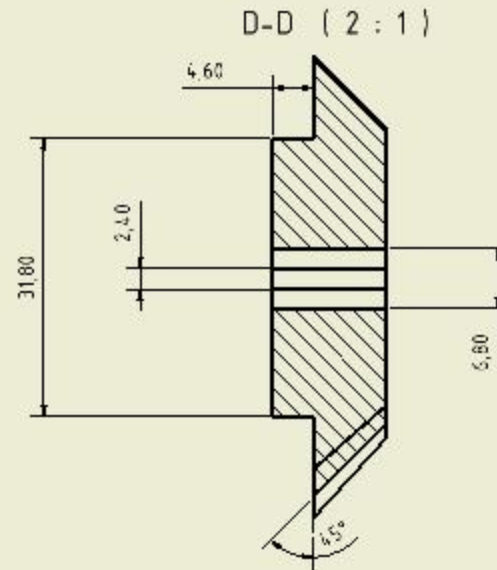
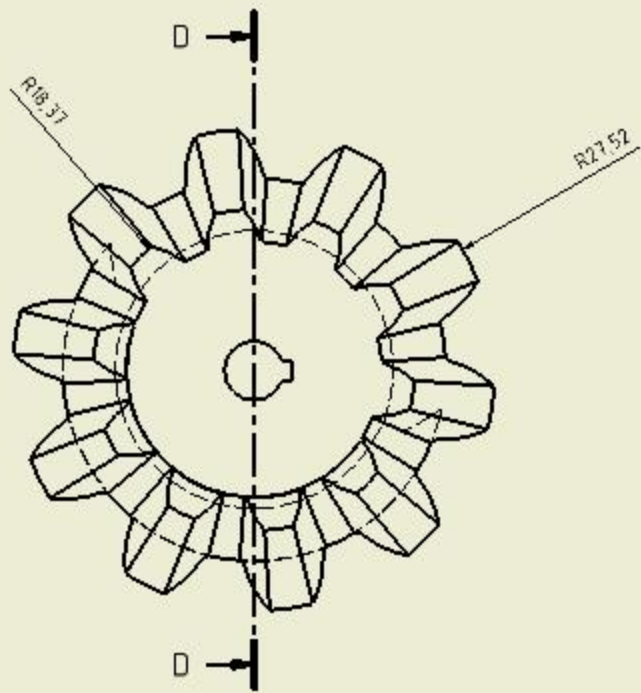
				U.C.V. Escuela de Ingeniería Mecánica	
				Vehículo Anfíbio Infantil	
				Eje Ruedas Traseras	
				1	
				02	



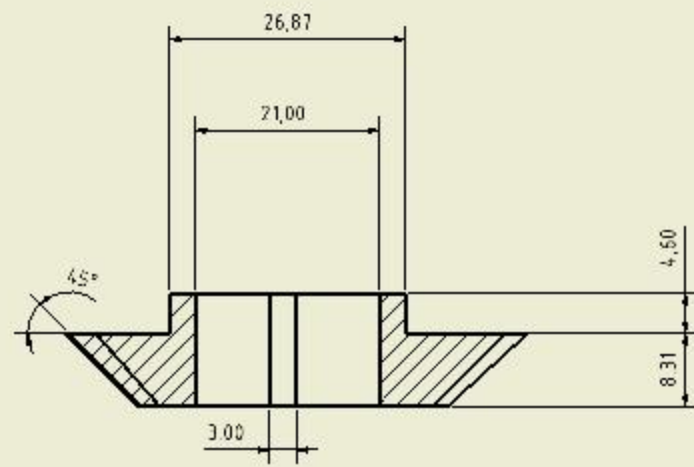
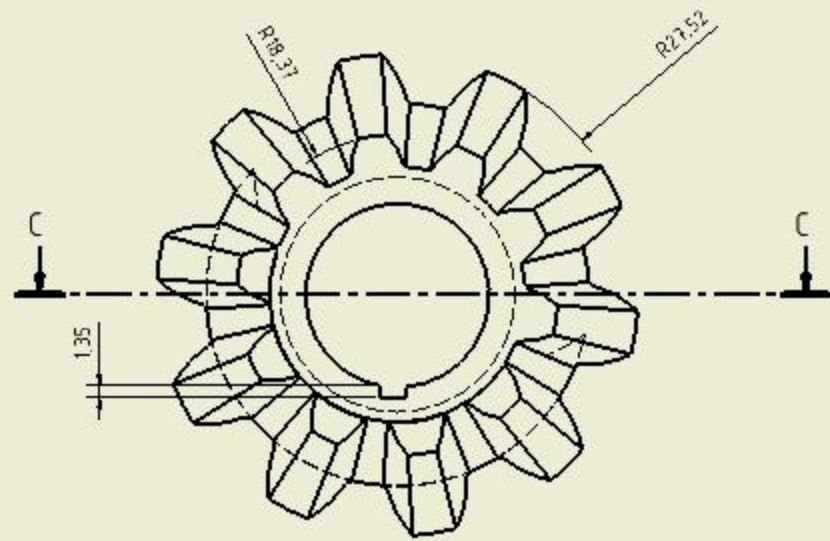
A-A [2 : 1]



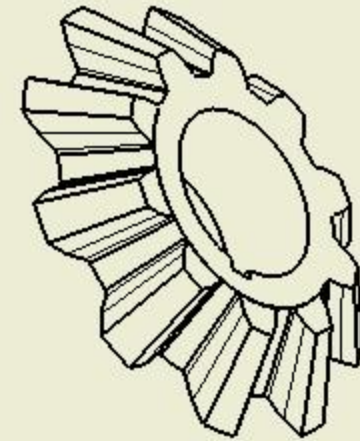
				U.C.V. Escuela de Ingeniería Mecánica	
				Vehículo Anfíbio Infantil	
				Eje. 1.2	
				Eje Propela	
				1	
				0.1	



				U.C.V. Escuela de Ingeniería Mecánica	
				Vehículo Anfíbio Infantil	
				Engrane transmitido	
				Esc. 2:1	1
					Δ2



C-C (2 : 1)



				U.C.V. Facultad de Ingeniería Mecánica	
		Fecha	11/09/2024	Hoja	1
		C. Asst.	EE:09/2024	T. U. S.	
		Dis. 1	11/09/2024	1 de 1	
		Esc 2:1		Engrane Transmisor	
				1	
				22	