

# Trabajo Fin de Grado

## DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO KART

Autor

DAVID OCHOA GREGORIO

Director/es

SANTIAGO BASELGA ARIÑO  
SONIA VAL BLASCO

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA DE LA UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA  
CURSO 2013-2014

# DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHÍCULO TIPO KART

## RESUMEN

---

En el presente trabajo de fin de grado se va a realizar un análisis de un vehículo de tipo kart. El trabajo queda dividido en dos bloques, uno primero en el que se describen y seleccionan cada uno de los componentes que conforman el vehículo. En el segundo bloque el vehículo ya ensamblado es tratado como un conjunto sobre el que se realizan varios análisis como: análisis de prestaciones, frenada, dirección y dinámica lateral y resistencia de la estructura principal.

Todo esto es acompañado de un presupuesto económico en el que se recopilan los gastos de adquisición de cada uno de los componentes seleccionados.

La realización del primer bloque lleva consigo por parte del autor un análisis de mercado. En esta fase del trabajo, es necesario conocer qué fabricantes comercializan componentes y más importante todavía, cuáles de ellos son homologados. En cuanto a dicha homologación, los organismos reguladores así como la normativa son nombrados y desglosados puesto que de no cumplir la normativa, el vehículo diseñado no podrá competir en campeonatos oficiales.

El modelo de la estructura principal el chasis será implementado en CAD de modo que se dispondrá de planos y dibujos tanto en 2D como en 3D. El propósito es conocer elaborar planos que permitan conocer las dimensiones y los detalles de la construcción de esta estructura principal. En cuanto a la implementación 3D, nos permite obtener imágenes renderizadas de dicha estructura y efectuar sobre ella diversos análisis estáticos e incluso dinámicos.

En todo momento se pretende conseguir una trazabilidad adecuada en cuanto a la maquetación del trabajo que permita desenvolverse adecuadamente a lo largo de él. Su estructura consta de un documento principal denominado memoria que sirve como introducción y referenciación a los 11 anexos disponibles en los cuales, cada uno de ellos expande la información introducida en su correspondiente sección del documento memoria.

Existe un último anexo en el que se recopilan todas las fichas de homologación de cada uno de los componentes comerciales seleccionados que por normativa deben estar homologados.

Finalmente, quisiera agradecer la implicación y colaboración que han permitido la realización del trabajo por parte de los directores Santiago Baselga y Sonia Val.

---

**TABLA DE CONTENIDOS**

<b>1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS</b>	<b>7</b>
<b>2. INTRODUCCIÓN AL KARTING</b>	<b>10</b>
2.1. Definición de kart.	10
2.2. ¿Qué es el karting?	10
2.3. Historia del karting.	10
<b>3. REGLAMENTACIÓN</b>	<b>10</b>
<b>4. MOTOR</b>	<b>11</b>
4.1. ¿Qué es el motor?	11
4.2. ¿Qué motor escoger?	11
4.3. Información complementaria al motor y sus componentes (referencia).	12
<b>5. CHASIS</b>	<b>13</b>
5.1. ¿Qué es el chasis?	13
5.2. ¿Qué chasis escoger?	13
5.3. Información complementaria al chasis y sus componentes (referencia).	14
<b>6. ELEMENTOS DE RODADURA</b>	<b>15</b>
6.1. ¿Qué son los elementos de rodadura?	15
6.2. Principales elementos de rodadura.	15
6.3. Selección de los elementos de rodadura.	15
6.4. Información adicional para elementos de rodadura (referencia).	16
<b>7. ELEMENTOS DE FRENADO</b>	<b>16</b>
7.1. ¿Qué son los elementos de frenado?	16
7.2. Principales mecanismos de frenado.	16
7.3. Elementos de frenado para un kart de categoría KZ-2.	16
7.4. Selección de los elementos de frenado.	17
7.5. Información adicional a los elementos de frenado (referencia).	18
<b>8. CARROCERÍA</b>	<b>18</b>
8.1. ¿Qué es la carrocería?	18
8.2. Selección de la carrocería.	18
8.3. Información adicional a la carrocería.	19
<b>9. PRESTACIONES VEHICULARES</b>	<b>21</b>

---

9.1. Breve introducción a las prestaciones vehiculares. _____	21
9.2. Como realizar un análisis de prestaciones vehiculares. _____	21
9.3. Contenido del análisis de prestaciones vehiculares aplicado al kart. _____	22
<b>10. ANÁLISIS DE LA FRENADA</b> _____	<b>23</b>
10.1. Principales conceptos sobre frenado. _____	23
10.2. Aplicación sobre el kart estudiado. _____	24
10.3. Estudio realizado. _____	24
<b>11. DIRECCIÓN Y DINÁMICA LATERAL</b> _____	<b>25</b>
11.1. Propósitos principales. _____	25
11.2. Estudio realizado. _____	25
<b>12. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL</b> _____	<b>26</b>
12.1. Funcionamiento del método de los elementos finitos (MEF). _____	27
12.2. Implementación en SolidWorks. _____	28
12.3. Estudio realizado. _____	29
<b>13. PRESUPUESTO ECONÓMICO</b> _____	<b>30</b>
<b>14. CONCLUSIONES</b> _____	<b>31</b>
<b>15. FUENTES Y BIBLIOGRAFÍA</b> _____	<b>33</b>
<b>ANEXO 1- HISTORIA DEL KARTING</b> _____	<b>35</b>
AN1.1. Historia del karting. _____	35
AN1.2. El karting en España. _____	37
AN1.3. Circuitos de karting en Aragón. _____	38
<b>ANEXO 2- REGLAMENTACIÓN</b> _____	<b>41</b>
AN2.1. Aplicación del reglamento deportivo de campeonatos de España. _____	41
AN2.2. Aplicación del reglamento técnico de campeonatos de España. _____	43
AN2.3. Aplicación del reglamento técnico específico de campeonatos de España. _____	62
<b>ANEXO 3- MOTOR</b> _____	<b>66</b>
AN3.1. Introducción y nociones generales del motor de dos tiempos. _____	66
AN3.2. Selección del motor, especificaciones y accesorios. _____	68
AN3.3. Fijación del motor al chasis. _____	85
AN3.4. Transmisión. _____	86
<b>ANEXO 4- CHASIS</b> _____	<b>91</b>
AN4.1. Chasis seleccionado. _____	91

---

AN4.2. Materiales de construcción del chasis. _____	92
AN4.3. Geometría y construcción del chasis. _____	94
AN4.4. Asiento. _____	100
AN4.5. Elementos de dirección. _____	102
AN4.6. Bandeja. _____	108
AN4.7. Pedales. _____	108
AN4.8. Palanca de cambio de marchas. _____	109
<b>ANEXO 5- ELEMENTOS DE RODADURA</b> _____	<b>111</b>
AN5.1. Bujes. _____	111
AN5.2. Llantas. _____	113
AN5.3. Neumáticos. _____	114
<b>ANEXO 6- ELEMENTOS DE FRENADO</b> _____	<b>116</b>
AN6.1. Elementos de frenado. _____	116
<b>ANEXO 7- CARROCERÍA</b> _____	<b>126</b>
AN7.1. Elementos laterales y frontales de la carrocería. _____	126
AN7.2. Paragolpes trasero. _____	127
<b>ANEXO 8- PRESTACIONES VEHICULARES</b> _____	<b>129</b>
AN8.1. Sistema de transmisión. _____	129
AN8.2. Prestaciones del motor. _____	129
AN8.3. Resistencia al avance. _____	133
AN8.4. Masa del vehículo y centro de gravedad. _____	137
AN8.5. Curvas de fuerza de motor y resistencia al avance. _____	140
AN8.6. Cálculo de aceleraciones. _____	143
AN8.7. Curvas $1/\gamma$ , tiempo y distancia. _____	147
AN8.8. Pendiente máxima superable. _____	151
AN8.9. Consideración de condiciones de adherencia. _____	151
<b>ANEXO 9- ANÁLISIS DE LA FRENADA.</b> _____	<b>156</b>
AN9.1. Nociones generales de frenado. _____	156
AN9.2. Fuerzas máximas de frenado. _____	157
AN9.3. Cálculos del sistema de frenado. _____	159
AN9.4. Sistema hidráulico. _____	163
AN9.5. Distancia de frenado. _____	169

---

AN9.6. Tiempo de frenado. _____	171
AN9.7. Cálculos de comprobación. _____	172
AN9.8. Calor evacuado por los frenos. _____	173
<b>ANEXO 10- DIRECCIÓN Y DINÁMICA LATERAL</b> _____	<b>176</b>
AN10.1. Principios teóricos. _____	176
AN10.2. Comportamiento de los neumáticos frente acciones laterales. _____	179
AN10.3. Formulación dinámica lateral. _____	184
AN10.4. Respuesta direccional del vehículo frente a cambios de velocidad. _____	191
AN10.5. Respuesta direccional frente acciones al volante. _____	192
AN10.6. Aproximación al comportamiento real del vehículo. _____	192
AN10.7. Ensayos en pista _____	194
<b>ANEXO 11- ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.</b> _____	<b>196</b>
AN11.1. Modelo a utilizar. _____	196
AN11.2. Cálculo estático. _____	198
AN11.3. Cálculo para aceleración máxima. _____	202
AN11.4. Cálculo para deceleración máxima. _____	205
AN11.5. Cálculo de aceleración lateral izquierda. _____	207
AN11.6. Cálculo de aceleración lateral derecha. _____	210
AN11.7. Cálculo mixto. _____	211
<b>ANEXO 12- FICHAS DE HOMOLOGACIÓN</b> _____	<b>214</b>
AN12.1. Ficha de homologación del motor. _____	215
AN12.2. Ficha de homologación del silencioso de aspiración. _____	224
AN12.3. Ficha de homologación del silencioso de escape. _____	229
AN12.4. Ficha de homologación del chasis. _____	232
AN12.5. Ficha de homologación de neumáticos para carrera “en seco”. _____	236
AN12.6. Ficha de homologación de neumáticos para carrera “en mojado”. _____	244
AN12.7. Ficha de homologación de sistema de frenos. _____	252
AN12.8. Ficha de homologación del paragolpes delantero. _____	256
AN12.9. Ficha de homologación del paragolpes trasero. _____	259
AN12.10. Ficha de homologación de los pontones laterales. _____	263
AN12.11. Ficha de homologación del carenado frontal. _____	267
<b>ANEXO 13- PLANOS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL</b> _____	<b>270</b>

# MEMORIA

---

# 1. MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

Antes de comenzar con el desarrollo del proyecto, me gustaría dar a conocer los motivos por los cuales he tomado la decisión de su realización y los objetivos que se pretenden alcanzar.

La principal motivación del presente proyecto es poner en práctica los conocimientos adquiridos durante la carrera, especialmente en lo referente al campo de diseño y arquitectura de vehículos. El tema ha sido escogido debido a mi gran afición por los deportes de motor y a los vehículos automóviles en general.

El estudio de un kart es un modo de experimentar en pequeña escala, las posibilidades del diseño vehicular y su puesta en práctica, de modo que es una buena forma de comenzar en el análisis de vehículos. Además, este estudio abarca diferentes materias que han sido tratadas a lo largo de las diferentes asignaturas de la carrera que sirven de apoyo para aplicar y comprender múltiples aspectos como por ejemplo: el funcionamiento de diversos mecanismos, el comportamiento de materiales, el comportamiento del motor, etc.

Otra gran motivación es que, una vez terminado el proyecto el kart puede ser fabricado o bien, comprado por componentes y ensamblado sabiendo en todo momento las especificaciones que ha de cumplir y con la garantía que los estudios a realizar ofrecen.

Como objetivos, se pretende dividir el proyecto en dos grandes bloques.

- En el primer bloque consistirá en un análisis de componentes. Se desea conseguir que una persona ajena al mundo del karting, pueda ser capaz de identificar y explicar el funcionamiento o justificar la existencia de cualquier componente del kart. Para ello se van a detallar y seleccionar cada uno de los componentes entre varias posibilidades comerciales disponibles en la actualidad.

Dicha selección debe seguir un criterio el cual será impuesto por la reglamentación vigente aplicada a la competición para la que se destina el kart. Por tanto, antes de poder seleccionar ningún componente se debe exponer completamente toda la reglamentación que atañe al diseño del kart.

También se considera de utilidad exponer una pequeña introducción e historia del karting.

- En el segundo bloque abarcará el estudio de prestaciones, frenada, dinámica lateral y resistencia de la estructura principal del vehículo. Con estos estudios se pretende demostrar que todos los componentes seleccionados en el bloque primero conforman un vehículo capaz de competir en la categoría deseada y garantizar que el vehículo no sufrirá daños durante la competición. Además, gracias a todos los estudios que serán llevados a cabo, será posible prever el comportamiento del vehículo en pista y obtener valores para: velocidades máximas, aceleraciones máximas, tiempos de frenado, distancias de frenado, comportamiento en curva, etc. Todo esto permitirá conocer las respuestas del vehículo de estudio en pista.

Para la realización de dicho trabajo se va a recurrir a diversas fuentes de información de tipo bibliográficas o bien en internet. Estas fuentes serán numeradas en un capítulo al final del presente documento.

También serán utilizadas herramientas de dibujo CAD como SolidWorks y AutoCAD. En cada capítulo o apartado donde sean utilizadas se indicará exactamente cuál de ellas va a ser utilizada. Asimismo toda herramienta informática utilizada también será mencionada en el apartado donde sea utilizada.

Toda la información correspondiente al bloque primero conlleva a un estudio previo de fabricantes y distribuidores oficiales. Estos fabricantes comercializan sus componentes bajo una homologación por el organismo pertinente a la competición destino. Por este motivo, el mercado de componentes se estrecha a fabricantes que homologan sus productos. Para complementar la información expuesta en los diferentes capítulos del bloque primero, todas las fichas de homologación serán anexadas al proyecto.

El presente documento contiene la información esencial para el seguimiento del trabajo. Toda la información introducida se complementa con toda una serie de anexos. Cada uno de estos anexos corresponde a un capítulo de modo que, en el documento memoria se irá haciendo referencia a cada uno de ellos en el momento correspondiente.

## **BLOQUE PRIMERO**

# **Introducción al karting y análisis de componentes**

---

## 2. INTRODUCCIÓN AL KARTING

En esta sección se pretende introducir brevemente el concepto de kart, karting y realizar un breve resumen de su historia el cual será adjuntado como anexo.

### 2.1. Definición de kart.

La primera pregunta posible antes de abordar el trabajo es ¿qué es un kart? Un kart es un vehículo de motor terrestre monoplace o multiplace sin techo o cockpit, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con cuatro ruedas no alineadas que están en contacto con el suelo.

Las dos ruedas delanteras ejerciendo el control de dirección y las dos traseras conectadas por un eje de una pieza que transmiten la potencia de un motor generalmente monocilíndrico. Las partes principales de un kart son: chasis, neumáticos y motor.

### 2.2. ¿Qué es el karting?

El karting es una disciplina deportiva del automovilismo que se practica con karts sobre circuitos llamados kartódromos, que tienen entre 600 y 1.700 metros de longitud y una anchura de entre 8 y 15 metros.

Dadas sus características, el kart es la modalidad por excelencia de formación de pilotos. Normalmente el kart es el primer automóvil en que debutan los aspirantes a pilotos de competición a edades tan tempranas como los ocho años.

### 2.3. Historia del karting.

El karting nace en marzo de 1951 en una base de aviación de California. Surge como un método de entretenimiento de los soldados durante un periodo de guardia. En el ANEXO 1- del presente trabajo, se adjunta información sobre la historia del karting.

## 3. REGLAMENTACIÓN

La competición oficial del karting se rige por una serie de normas establecidas por organismos oficiales. Dichos organismos son:

- Real Federación Española de Automovilismo (RFEDA).
- Commission Internationale de Karting (CIK).
- Fédération Internationale de l'Automobile (FIA).

Para cada temporada, dichos organismos emiten una normativa revisada y actualizada para regular la competición.

A continuación se detallan los reglamentos de karting aplicados en España:

- Reglamento deportivo para campeonatos de España.

- Reglamento deportivo específico del campeonato de España para cada una de las categorías (alevín, cadete, KF, KF junior y KZ-2). Los correspondientes anexos a este reglamento son: resumen de penalizaciones y compatibilidad del transponder.
- Reglamento técnico de campeonatos de España.
- Reglamento técnico específico para cada una de las categorías. El anexo correspondiente a este reglamento es, dibujos técnicos.
- Ficha de homologación motor alevín.
- Ficha de homologación de motor de cadete.
- Catálogo de motor alevín.
- Catálogo de motor cadete.
- Listado de material homologado para karting de la RFEDA.
- Boletín de inscripción.

A la hora de diseñar tanto el conjunto del kart como todos los subconjuntos de componentes que lo constituyen, se debe cumplir estrictamente cada una de las directrices impuestas por este reglamento.

En el ANEXO 2- de la sección de anexos se recoge toda la reglamentación que atañe al diseño del kart completamente desarrollada.

## 4. MOTOR

### 4.1. ¿Qué es el motor?

Como ya se ha nombrado, el motor es uno de los principales componentes del kart. Se trata del elemento propulsor mediante el cual se transmite potencia al tren motriz y finalmente a las ruedas motrices (traseras en este caso).

La función del motor es transformar la energía térmica producida por una serie de explosiones en su interior para posteriormente convertirla en energía mecánica. Su fuente de alimentación es el carburante, en este caso gasolina.

### 4.2. ¿Qué motor escoger?

En función de la categoría en la que se desea participar, los motores varían considerablemente en cuanto a prestaciones. Existen categorías en las que los motores son directamente impuestos por la reglamentación como es el caso de las categorías de alevín y cadete. En cambio, para otras modalidades de competición, los motores a seleccionar están acotados por la normativa en cuanto a unas determinadas prestaciones. Dicha normativa se recoge en los apartados AN.2.2.19. y AN2.3.1. del ANEXO 2- correspondiente a reglamentación.

El kart objeto de este trabajo está destinado a la competición en categoría KZ-2, por tanto, existe un abanico de posibilidades de selección de motor comercial por distintos fabricantes.

Del mismo modo que se hace con el resto de componentes, los fabricantes que disponen de productos homologados por CIK-FIA ofrecen las fichas de homologación de sus productos.

Para el diseño de este kart, se ha seleccionado un motor del fabricante TM RACING modelo KZ10B. La elección de este motor para el diseño del kart ha sido debido a un motivo altamente limitante. Los fabricantes ofrecen fichas técnicas sobre sus motores pero si no se dispone de una unidad, es muy difícil encontrar tablas que recojan datos como PAR y potencia en función de las revoluciones. Estos datos son esenciales para el análisis de prestaciones del vehículo.

Para el motor KZ10B se ha encontrado un artículo en el que se le realiza una prueba en banco de potencia. Este motivo y que el motor es de desarrollo reciente han hecho que sea seleccionado para la elaboración del trabajo.

Los datos encontrados en dicho artículo no eran demasiados, ya que únicamente aparecían valores de PAR y potencia por encima de las 10.000 RPM. Esto es debido a un motivo explicado en el ANEXO 3- de motor. En cambio, dichos datos permitían elaborar un capítulo de prestaciones bastante completo y con ello, un análisis de la dinámica y de esfuerzos en el vehículo.

### **4.3. Información complementaria al motor y sus componentes (referencia).**

En el ANEXO 3- se amplía toda la información en lo referente al motor y se detallan los componentes externos necesarios para el correcto funcionamiento del mismo. Todos los componentes comerciales seleccionados incluyen referencia de fabricante y si es posible y se encuentra disponible, planos o ilustraciones del mismo componente o su despiece. Obviamente varios de los componentes que constituyen el conjunto del motor (radiador, bomba de agua, silencioso de admisión, etc.) requieren homologación CIK-FIA que se encontrara en el ANEXO 12- de fichas de homologación. Sus referencias son: 23/M/21, 19/SA/18 y 3/EX – SI/22 para el motor, silencioso de aspiración y escape respectivamente.

Como objetivo para este primer bloque de análisis de componentes no solo se pretende nombrarlos, sino explicar brevemente su funcionamiento para permitir la comprensión de su función en el conjunto. Por ello, esta información también está disponible en el ANEXO 3-. La estructura de dicho anexo es la siguiente:

1. Introducción y nociones generales del motor de dos tiempos:  
Características y diferencias entre motores de dos y cuatro tiempos, funcionamiento, lubricación, ventajas e inconvenientes y mejoras.
2. Selección del motor, especificaciones técnicas y accesorios:  
Especificaciones técnicas, caja de cambios, carburador, silencioso de aspiración, tubo de escape, curvas de par y potencia, refrigeración y depósito de combustible.
3. Fijación del motor al chasis.
4. Transmisión:  
Piñón de ataque, cadena, corona y eje trasero.

## 5. CHASIS

### 5.1. ¿Qué es el chasis?

El chasis es otro de los principales componentes del kart o de un vehículo automóvil en general, nunca debe ser confundido con la carrocería. Se trata de una estructura interna que sostiene y aporta rigidez y forma al vehículo. Se podría decir que es análogo al esqueleto de un animal. Para el caso de un vehículo consta de un armazón que integra entre sí y sujeta tanto los componentes mecánicos, el grupo motopropulsor, suspensión, ruedas y carrocería.

Como en todo tipo de vehículos, los chasis para el caso del karting se han ido modernizando con el paso del tiempo y mejorando dentro de las limitaciones establecidas por la reglamentación.

### 5.2. ¿Qué chasis escoger?

A diferencia con los criterios de selección del motor, la selección del chasis puede resultar más compleja.

Una de las características de los vehículos tipo kart, es que no incorporan suspensión. Este es el objeto de trabajo de los principales fabricantes de karts. Puesto que no se pueden amortiguar las vibraciones en el terreno, se estudian estas estructuras para que se comporten como “sistemas de suspensión”. Esto se consigue controlando las deformaciones que puede sufrir la estructura del chasis cuando se encuentra en el circuito. Por supuesto, cuando un fabricante diseña un chasis se realiza un estudio de vibraciones para determinar cuáles son sus frecuencias naturales, de modo que estas no puedan amplificar las amplitudes de los desplazamientos hasta poner en compromiso la estabilidad de la estructura.

En definitiva, el diseño y creación de un chasis podría abarcar tanto contenido que sería suficiente para la realización de un trabajo de fin de grado completo. Por esta razón, se escogen elementos comerciales para este trabajo y se realiza un análisis por separado y en conjunto de cada uno de ellos.

Como para el resto de componentes, existe mucha competencia en cuanto a fabricantes de chasis, lo que genera un gran abanico de posibilidades. Dado que ninguno de estos fabricantes se presta a ofrecer datos técnicos más relevantes que los que ofrecen en los catálogos de sus productos (materiales de fabricación, dimensiones de los elementos estructurales, peso del conjunto, etc.), la elección se limita al único chasis de uno de los fabricantes con más prestigio en el mundo del karting. Esta elección es debida a que el fabricante BIREL ha puesto a disposición las medidas completas del conjunto y de cada uno de los elementos. La disponibilidad de estas medidas implica que el modelo puede ser implementado en softwares de dibujo y de análisis (en futuras secciones se hablará de estos softwares). Por tanto, el chasis seleccionado es un chasis BIREL modelo CRY32.

### 5.3. Información complementaria al chasis y sus componentes (referencia).

Además del chasis, existen una serie de elementos que se instalan sobre él y que no pertenecen ni al grupo motor, ni al grupo de rodadura y frenado. Cuando BIREL comercializa el modelo de chasis CRY 32 no solo vende la estructura principal. BIREL entrega la estructura y varios componentes del kart ya ensamblados a lo que se le denomina CRY32.

Concretamente, los elementos suministrados son: estructura principal, elementos de dirección, asiento y soporte, eje trasero con sus correspondientes elementos (nombrados en secciones posteriores), sistema de frenado completo, pontones laterales, paragolpes frontal y trasero, cubierta de columna de dirección, accionamiento de la caja de cambios, accionamiento de embrague, llantas y bujes.

El ANEXO 4- Contiene toda la información en lo referente al chasis. No todos los elementos mencionados en la lista anterior figuran en dicho anexo ya que para alguno de ellos como es el caso de los elementos de rodadura y frenado se les ha dedicado una sección completa. Por tanto, una vez leída esta introducción al chasis, se recomienda pasar al ANEXO 4- donde se profundiza en los aspectos que se consideran oportunos.

Del mismo modo que para el caso del motor, todos los elementos comerciales se nombran con su correspondiente referencia de fabricante/distribuidor.

Aparte de los elementos mencionados, el ANEXO 4- contiene la elaboración de planos (croquis, plano de medidas, plano de soldadura y dibujo en 3D). La elaboración de estos documentos ha sido realizada con AutoCAD para el caso del croquis de la estructura y SolidWorks para el resto de documentos. Estas herramientas informáticas permiten obtener imágenes de detalles de uniones, soldaduras y renderizados del conjunto que a su vez permiten tener un concepto geométrico y dimensional de la estructura prácticamente real.

Una vez la estructura se encuentra implementada en un modelo tridimensional permitirá la realización de diversos estudios expuestos en secciones del bloque segundo del trabajo.

ANEXO 12-correspondiente a fichas de homologación, se adjunta la homologación del chasis seleccionado cuya referencia es: 24/CH/17.

El contenido y estructura del ANEXO 4- es el siguiente:

1. Chasis seleccionado.
2. Materiales de construcción del chasis:  
Nomenclatura SAE-AISI, aceros 41XX, características que aportan el cromo y el molibdeno, contenido de la aleación y propiedades mecánicas.
3. Geometría y construcción del chasis.
4. Asiento.
5. Elementos de dirección:  
Volante, columna de dirección, manguetas y radio de giro.
6. Bandeja.
7. Pedales.

8. Palanca de cambio de marchas.

## 6. ELEMENTOS DE RODADURA

### 6.1. ¿Qué son los elementos de rodadura?

El motor del kart induce una determinada fuerza y velocidad (potencia) a los elementos de la cadena de transmisión (piñón, cadena, eje trasero, etc.). Los elementos de rodadura son los encargados de transmitir esta potencia al terreno y conseguir que el vehículo se desplace. Dicho en otras palabras, el conjunto de elementos que gira con las ruedas.

### 6.2. Principales elementos de rodadura.

Los elementos de rodadura son: los neumáticos, las llantas y los bujes. Los bujes son el elemento encargado de sujetar la llanta a las manguetas para el caso del eje delantero, o al eje de transmisión para el caso del eje trasero.

En secciones anteriores se han descrito las manguetas y el eje trasero. Por este motivo no son incluidos de nuevo en esta sección.

Existen una serie de elementos adicionales como el caso de los cojinetes del eje trasero o de las manguetas que también podrían ser considerados elementos de rodadura. Puesto que el objetivo de este bloque es comprender el funcionamiento de cada componente, no se tratan estos componentes “auxiliares” aunque si han sido nombrados en las descripciones, representados en los despieces y referenciados en la sección anterior.

### 6.3. Selección de los elementos de rodadura.

Del mismo modo que ocurre con otros elementos, la elección del modelo de chasis conlleva a la elección de sus componentes incluidos y con ellos los elementos de rodadura. El fabricante BIREL suministra el chasis CRY32 con todos los elementos de rodadura a excepción de los neumáticos. En cualquier caso, si se quisiese reformar el kart, no existe inconveniente alguno para reemplazar estos componentes por los que se deseen.

En lo referente a los neumáticos, es la reglamentación la que indica que neumáticos deben montarse. De esta forma si se desea competir en pruebas oficiales solo hay unos neumáticos posibles.

En el apartado AN2.3.3. del ANEXO 2- correspondiente a reglamentación dice que:

- Para la categoría KZ-2 los neumáticos a utilizar en carreras en seco serán marca VEGA, modelo XM-CIK F/Z Prime.
- Del mismo modo para carreras en mojado (lluvia) los neumáticos a utilizar serán marca VEGA, modelo W5.

#### **6.4. Información adicional para elementos de rodadura (referencia).**

En el ANEXO 5- correspondiente a elementos de rodadura se encuentran las descripciones, planos de despiece e imágenes de cada uno de los componentes nombrados en esta sección. De este modo se puede comprender perfectamente el funcionamiento de cada componente, su ensamblaje y algunas peculiaridades como por ejemplo diferencias entre bujes traseros y delanteros.

ANEXO 12- correspondiente a fichas de homologación se encuentran las fichas de homologación de los neumáticos. Sus referencias son: 21/P/16 y 65/P/10 para neumáticos de carrera en seco y mojado respectivamente.

## **7. ELEMENTOS DE FRENADO**

### **7.1. ¿Qué son los elementos de frenado?**

La misión del sistema de frenado es disipar la energía cinética que almacena el vehículo cuando se encuentra en movimiento en forma de calor a través de un rozamiento. De este modo se puede conseguir una disminución de la velocidad o la completa detención del vehículo. Por tanto, los elementos de frenado son todos los componentes del mecanismo que permite detener el vehículo.

### **7.2. Principales mecanismos de frenado.**

Existen dos principales mecanismos de freno:

- Sistema de freno mecánico. Están formados por un mecanismo encargado de transmitir la fuerza de accionamiento del freno (pedal de freno en este caso) hasta los elementos de rozamiento para convertirla en presión y disipar calor. Esto se consigue mediante mecanismos accionados por una sirga.
- Sistema de freno hidráulico. Estos sistemas de freno incorporan un dispositivo hidráulico de modo que, cuando se ejerce una fuerza sobre el accionamiento del freno, esta fuerza se traslada a un fluido (aceite) a través de un émbolo para convertirla en presión, a su vez, esta presión es ejercida sobre otro émbolo en contacto con la superficie de rozamiento que permite disipar calor. El objetivo del dispositivo hidráulico es amplificar considerablemente la fuerza ejercida sobre el accionamiento. Esto implica que los sistemas de freno hidráulico se instalarán cuando se requiera disipar mucha energía cinética.

### **7.3. Elementos de frenado para un kart de categoría KZ-2.**

Casi todos los karts incorporan un único freno situado en el eje trasero el cual realiza el trabajo necesario para frenarlos, en cambio, la reglamentación establece que para la categoría KZ2 se instalarán frenos en las ruedas delanteras además de las traseras.

Esto es debido a que los karts de categoría KZ2 incorporan los motores más potentes en comparación con el resto de categorías y por tanto es necesario instalar elementos de frenado capaces de disipar mayor energía cinética.

Los frenos instalados son de tipo disco. Este sistema de frenado es usado normalmente para ruedas de vehículos, en el cual una parte móvil (el disco) solidario con la rueda que gira, es sometido al rozamiento de unas superficies de alto coeficiente de fricción (las zapatas). Estas zapatas ejercen sobre ellos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento en calor. Gracias a esto y como se ha explicado unas líneas arriba, se consigue detener el vehículo o reducir su velocidad según sea el caso deseado.

Todo el calor generado ha de ser evacuado de alguna manera y lo más rápidamente posible. El mecanismo es similar en esto al freno de tambor, con la diferencia de que la superficie frenante es menor pero la evacuación del calor al ambiente es mucho mejor, compensando ampliamente la menor superficie frenante.

Las primeras zapatas de freno eran accionadas mediante sirga pero el sistema ha evolucionado a un accionamiento hidráulico.

Los elementos que constituyen el sistema de frenado son:

- Bomba de freno y depósito de líquido de frenos. Se utilizará una bomba de freno para los discos delanteros y otra para el disco trasero, ambas idénticas.
- Distribuidor y cableado.
- Pinza de freno y pastillas.
- Disco. Se utilizará un disco para cada rueda delantera y un disco para la rueda trasera.

En la sección anterior se ha hablado de los pedales de freno, por tanto no están incluidos de nuevo como elementos de frenado.

En la próxima sección 10 se va a estudiar y analizar el sistema de frenado. Esto quiere decir que el mecanismo de frenado será explicado completamente para su análisis y por ello se ha decidido no profundizar sobre el funcionamiento del mecanismo instalado en el kart en esta sección.

#### **7.4. Selección de los elementos de frenado.**

Del mismo modo que ha ido ocurriendo hasta ahora, el chasis CRY32 se suministra con los elementos de frenado al completo. De modo que no es posible realizar una selección entre distintas posibilidades.

En el caso de que tras realizarse el análisis del sistema de frenado, este resulte insuficiente. Se deberá realizar una selección de un sistema de frenado capaz de adecuarse de mejor modo a las necesidades del vehículo.

Como primera opción, se mantiene el sistema suministrado por BIREL.

## **7.5. Información adicional a los elementos de frenado (referencia).**

En el ANEXO 6- correspondiente a elementos de frenado se ha ampliado toda la información introducida en esta sección. Se incluyen descripciones de cada uno de los componentes, imágenes reales, planos de ensamblaje y ejemplos gráficos descriptivos del funcionamiento de alguno de los mecanismos del sistema de freno como por ejemplo las pinzas de freno. Asimismo el ANEXO 6- contiene todas las referencias de cada uno de los elementos del sistema de frenado así como la referencia del conjunto.

Finalmente, ANEXO 12- correspondiente a fichas de homologación, se adjunta la ficha de homologación del sistema de frenado al completo. Su referencia es 27/FR/17. Dicha ficha de homologación resulta especialmente interesante ya que contiene mucha información sobre la geometría de los elementos del sistema de frenado que será de gran utilidad en la sección destinada al análisis y estudio del sistema de frenos en conjunto con el vehículo.

# **8. CARROCERÍA**

## **8.1. ¿Qué es la carrocería?**

La carrocería la constituyen aquellas partes del kart que están en contacto con el aire a excepción de las partes mecánicas definidas en anteriores secciones, el depósito de combustible y los porta-números.

## **8.2. Selección de la carrocería.**

Generalmente, cuando se quiere adquirir un kit de carrocería, este se adquiere por completo al mismo fabricante.

El diseño de la carrocería puede suponer diferencias en la aerodinámica entre distintos karts. Como se estudiará en próximas secciones, la aerodinámica a determinadas velocidades supone una parte muy importante de la resistencia al avance. Por esto, no hay que infravalorar la importancia de instalar una carrocería adecuada no solo en karting, sino en cualquier vehículo carrozado.

Obviamente puesto que se ha seleccionado un chasis BIREL, el mismo fabricante se encarga de fabricar y suministrar carrocerías que se adapten perfectamente a sus modelos de chasis. Por esta razón la carrocería debe ser BIREL.

También es muy importante que dentro de las posibilidades que ofrece BIREL, ya que no solo existe un único kit de carrocería disponible, la carrocería cumpla con la reglamentación. La sección correspondiente a reglamentación para carrocería es la AN2.2.8. del ANEXO 2- de reglamentación.

El método más sencillo de seleccionar una carrocería adecuada que permita competir, es localizar que carrocería correspondiente al fabricante BIREL está homologada para la competición KZ-2.

Después de esta búsqueda el fabricante solo dispone de un kit homologado para la competición KZ-2 compatible con su chasis CRY32. Con esto el proceso de selección de carrocería quedaría concluido.

### **8.3. Información adicional a la carrocería.**

En el ANEXO 7- se adjuntan las referencias, planos e imágenes correspondientes a los elementos de la carrocería.

Por último, ANEXO 12- correspondiente a fichas de homologación se adjunta las fichas de homologación de los elementos que conforman la carrocería seleccionada. Estas fichas contienen planos con las dimensiones principales de los elementos de la carrocería lo que permite conocer cuáles serán las dimensiones finales del kart completamente ensamblado.

Los elementos de carrocería disponen de una contraseña de homologación para cada uno siendo:

- Paragolpes delantero: 30/CA/14.
- Paragolpes trasero: 33/CA/14.
- Pontones laterales: 32/CA/14.
- Carenado de la columna de dirección: 31/CA/14.

# **BLOQUE SEGUNDO**

## **Análisis del conjunto**

---

En este segundo bloque, se van a realizar estudios teóricos sobre el kart suponiendo su completo ensamblaje. Por tanto, todos los componentes introducidos y descritos en el primer bloque del presente trabajo y sus anexos correspondientes se darán como conocidos.

## 9. PRESTACIONES VEHICULARES

### 9.1. Breve introducción a las prestaciones vehiculares.

Una vez que se han seleccionado todos los componentes de un vehículo se procede a su ensamblaje, posteriormente estos componentes forman grupos y estos a su vez nuevos grupos hasta dar lugar al conjunto del vehículo.

Cada vehículo queda caracterizado en cuanto a sus características finales por estos conjuntos de componentes de modo que, se puede enfocar el diseño de un vehículo hacia la competición, hacia el uso en vida pública, transporte de mercancías etc. Las prestaciones vehiculares son las características que ofrece el conjunto automóvil cuando se le ha asignado un motor, una geometría y una masa.

### 9.2. Como realizar un análisis de prestaciones vehiculares.

Para realizar correctamente un análisis de prestaciones vehiculares se debe disponer de información proveniente de tres bloques principales:

1. Sistema de transmisión.

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos por medio de los cuales se transporta la energía generada en el motor, es decir, el par y las revoluciones. Al sistema de transmisión se le atribuyen una serie de rendimientos que impiden que a las ruedas del vehículo no llega toda la potencia desarrollada por el motor. A estos rendimientos se les considera pérdidas energéticas.

El sistema de transmisión puede variar su número de componentes en función del tipo de vehículo que se trate. Contiene todos los elementos desde la salida del eje motor hasta el palier, buje o elemento que haga girar la rueda.

Para el caso del kart, el sistema de transmisión será de manera ordenada desde el eje de salida del motor:

- Grupo fijo.  
Se trata de una primera reducción del régimen de giro a la salida del motor. Es posible que algunos motores de karting no incorporen este primer elemento.
- Caja de cambios.  
La caja de cambios es el mecanismo que permite variar las revoluciones y el par en el eje de salida en función de las necesidades requeridas para la circulación del vehículo.
- Cadena de transmisión.

Se entiende por cadena de transmisión al conjunto de elementos que transmiten revoluciones y par desde el eje de salida de la caja de cambios al eje motriz.

Para el caso del kart estos elementos son, la propia cadena, el piñón colocado a la salida del eje de la caja de cambios y la corona colocada en el eje motriz.

## 2. Prestaciones del motor.

Se deben conocer el par y la potencia que es capaz de generar el motor en su eje de salida en función de las revoluciones de giro. Estos valores se obtienen ensayando los motores en bancos de prueba.

Si no se dispone de un motor y banco de ensayo, estos datos pueden resultar complicados de obtener como es el caso del motor del kart estudiado.

## 3. Resistencia al avance.

Existen una serie de fuerzas que se oponen al movimiento del kart. Las principales son: la resistencia aerodinámica, resistencia por rodadura y resistencia gravitatoria en caso de existir pendiente.

Se puede llegar a obtener una ecuación que representa el valor de la resistencia al avance en función de la velocidad y la pendiente además de otras variables intrínsecas de los componentes del vehículo.

Una vez se dispone de la información que permite modelar estos tres bloques, se somete al vehículo a diferentes condiciones de contorno teóricas para analizar su comportamiento.

### **9.3. Contenido del análisis de prestaciones vehiculares aplicado al kart.**

El ANEXO 8- contiene el estudio de prestaciones vehiculares del kart estudiado. El contenido de dicho estudio se estructura de la siguiente manera:

1. Sistema de transmisión.
2. Prestaciones del motor.
3. Resistencia al avance.  
Resistencia aerodinámica, a la rodadura y gravitatoria.
4. Masa del vehículo y centro de gravedad.
5. Curvas de fuerza motor y resistencia al avance.
6. Cálculo de aceleraciones.
7. Curvas  $1/\gamma$ , tiempo y distancia.
8. Pendiente máxima superable.  
En condiciones de máxima velocidad y máximo par.
9. Consideración de condiciones de adherencia.  
Formulación, pendiente máxima superable a máxima velocidad y pendiente máxima superable a máximo par.

En dicho anexo, se incluye la información teórica necesaria para la realización de todos los estudios, aplicación y exposición de resultados.

Es posible que como conclusión al estudio de prestaciones, alguno de los componentes nombrados deba ser sustituido por el incumplimiento de alguna de las especificaciones que se pretenden conseguir en la fabricación del vehículo.

## 10. ANÁLISIS DE LA FRENADA

### 10.1. Principales conceptos sobre frenado.

Como ya se ha explicado anteriormente, la frenada consiste en la reducción de energía cinética disponible en el vehículo debido a su movimiento convirtiéndola en calor. Este calor se genera debido al rozamiento de unos elementos rozantes con otros rotatorios solidarios al eje de giro de las ruedas.

Sabido esto, existe un gran limitante sobre la frenada máxima que se puede generar sobre el vehículo. Puesto que la frenada máxima se produce en condiciones de rodadura y nunca bajo condiciones de deslizamiento, hay que tener en cuenta el fenómeno de la adherencia en todo momento. Bajo condiciones de adherencia es posible calcular cuál es la fuerza máxima de frenado que se puede realizar. Si la fuerza de frenado realizada es superior a esta fuerza máxima limitada por las condiciones de adherencia, el vehículo dejará de desplazarse por rodadura y lo hará por deslizamiento, por tanto, todos los cálculos que se realicen en cuanto a distancias y tiempos de frenado o serán de aplicación.

Una vez que se consigue obtener valores de deceleraciones máximas posibles, es necesario conocer la transferencia de masas que se efectúa debido a la frenada sobre cada eje. Estas transferencias de masas descargan el eje trasero y cargan el eje delantero (si la frenada se produce circulando hacia delante) lo que implica que las fuerzas máximas de frenado son distintas en ambos ejes siempre que las características de los neumáticos también sean las mismas.

Llegados a este punto, las fuerzas máximas de frenado que se pueden realizar sobre cada eje son conocidas. Si se conocen las fuerzas de frenado y la geometría de la rueda, se conoce el momento torsor que se está aplicando sobre su eje.

El momento torsor se genera friccionando las zapatas con el disco de freno para el caso del kart y ya se puede establecer la primera ecuación:

$$M_{Torsor} = \int r \cdot dF$$

Siendo:

- $r$ : el radio del disco de freno.
- $F$ : la fuerza necesaria sobre un punto del disco.

Conocida esta fuerza, es posible dimensionar la geometría del sistema de frenado.

## 10.2. Aplicación sobre el kart estudiado.

El desarrollo mencionado en la sección anterior tiene como objetivo dimensionar el sistema de frenado para conseguir una determinada frenada máxima. Esto es muy útil cuando se tienen dudas sobre qué tipo o sistema de freno seleccionar ante las distintas posibilidades del mercado.

La selección del chasis CRY32 lleva consigo la selección del sistema de frenado. Por ello el problema se puede abordar desde dos puntos.

1. El primero consiste en seguir con el procedimiento explicado y puesto que toda la geometría es conocida la única variable disponible es la fuerza a realizar sobre el pedal de freno.
2. El segundo es mantener como variable la fuerza de frenada dando por conocida la fuerza máxima que el piloto es capaz de ejercer sobre el freno.

La situación más razonable es mantener la fuerza máxima de frenado y establecer como variable la fuerza sobre el pedal de freno. Si esta fuerza resulta ser un valor muy elevado, será necesario variar la geometría.

## 10.3. Estudio realizado.

El ANEXO 9- contiene el análisis de la frenada realizado sobre el kart. En este anexo se expone la teoría necesaria para continuar con la introducción realizada en este documento y desarrollar dicho análisis. Se han establecido algunas hipótesis para facilitar los cálculos y finalmente se ha llegado a resultados.

Como se puede comprobar, el sistema de frenos original requiere algunas modificaciones y ajustes para funcionar de acuerdo con las especificaciones deseadas.

Una vez ajustado correctamente el sistema de frenado, los siguientes pasos son calcular el tiempo y la distancia de frenado para el kart. Además, como cálculo adicional de comprobación del sistema de frenos, se ha calculado el calor que requiere evacuar una frenada máxima y si los discos instalados son capaz de evacuarlo.

Como resultado se ha obtenido que el sistema instalado con pequeñas modificaciones es capaz de realizar la calculada frenada máxima y evacuar el calor necesario sin ningún problema adicional.

La estructura del análisis de frenada contenido en el ANEXO 9- es la siguiente:

1. Nociones generales de frenado.
2. Fuerzas máximas de frenado.
3. Cálculos del sistema de frenado.  
Formulación diferencial y aplicación de dicha formulación.
4. Sistema hidráulico.  
Mecanismo de frenado, regulador de frenada y fuerzas en el freno trasero.
5. Distancia de frenado.
6. Tiempo de frenado.
7. Cálculos de comprobación

8. Calor evacuado por los frenos.

# 11. DIRECCIÓN Y DINÁMICA LATERAL

## 11.1. Propósitos principales.

En esta sección se pretende abordar el tema referente a la dinámica lateral partiendo de los principales reglajes en los ejes del vehículo. Es importante conocer cuáles son estos reglajes y las repercusiones que tienen sobre el vehículo ya que si el vehículo no está bien reglado, las condiciones dinámicas varían considerablemente. Esto es debido a que se producen desviaciones, vibraciones, respuestas incoherentes frente acciones al volante, etc.

Por otro lado, los neumáticos son el único elemento del vehículo que permanece en contacto con el suelo. Esto hace que sean un elemento de vital importancia a tener en cuenta en el diseño del vehículo y su comportamiento. Se pretende nombrar las deformaciones que sufre un neumático cuando el vehículo está realizando un viraje.

Es posible establecer relaciones teóricas entre las fuerzas laterales que sufre el vehículo con la deformación de los neumáticos y sus fases, por tanto, se pretende profundizar ligeramente con ayuda de algunas fuentes en la explicación del comportamiento de los neumáticos frente a acciones laterales.

Por último y tratando al vehículo como conjunto, se pueden obtener modelos válidos para la caracterización teórica de la dinámica lateral. Se pretende explicar cómo se modeliza el comportamiento del vehículo a alta y baja velocidad en lo referente a la dinámica lateral. Se aplicará la llamada teoría lineal y se analizarán las posibles respuestas direccionales del vehículo frente a diferentes acciones.

## 11.2. Estudio realizado.

El ANEXO 10 contiene el estudio sobre dirección y dinámica lateral. Como se ha nombrado en el apartado anterior, existen una serie de propósitos u objetivos que se pretenden conseguir. Exceptuando la mención de los reglajes disponibles y como afectan al vehículo, los demás objetivos acarrearán una dificultad añadida.

En lo referente al comportamiento de los neumáticos, el fabricante no proporciona datos técnicos tales como la rigidez a la deriva. Esto imposibilita la realización de un estudio teórico sobre el kart dejando como única opción la exposición del comportamiento de unos neumáticos cuyo análisis ha sido publicado lo que permite introducir la teoría de dicho comportamiento.

Del mismo modo ocurre con el comportamiento en cuanto a la dinámica lateral del vehículo se refiere. Es posible introducir la teoría pero no resolver los planteamientos matemáticos puesto que no es posible dar valor a determinadas variables.

Por todos estos motivos, el ANEXO 10- y esta sección entera se consideran prácticamente teórica. La solución a este problema sería disponer de un vehículo idéntico al estudiado para poder realizar estudios empíricos que permitan completar los modelos matemáticos. No obstante, a pesar de la carencia de esta información, se dispone de toda la información geométrica referente al kart. Esta información ha permitido realizar algunas aproximaciones que determinan a grandes rasgos el comportamiento real del vehículo.

Finalmente, se han nombrado y descrito algunos de los ensayos que pueden realizarse con el vehículo para la obtención de variables de comportamiento.

El contenido del ANEXO 10- es:

1. Principios teóricos.  
Ángulo de caída, ángulo de salida, ángulo combinado, ángulo de avance, convergencia y divergencia, divergencia en los virajes y varillaje de la dirección.
2. Comportamiento de los neumáticos.
3. Relación entre ángulo de deriva, coeficiente de fricción y fuerza lateral. Sensibilidad de la carga del neumático.
4. Formulación dinámica lateral.  
Modelo de vehículo, comportamiento a baja velocidad, comportamiento en régimen normal, teoría lineal e interpretación del gradiente de subviraje.
5. Respuesta direccional del vehículo frente a cambios de velocidad.
6. Respuesta direccional del vehículo frente a acciones al volante.
7. Aproximación al comportamiento real del vehículo.
8. Ensayos en pista.  
Ensayo en trayectoria curva con radio de giro constante, ensayo con ángulo de guiado constante y ensayo con velocidad constante.

## 12. ANALISIS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL

En esta sección, se pretende implementar un modelo de la estructura principal en el software SolidWorks para realizar análisis de resistencia de materiales mediante el complemento SolidWorks Simulation.

SolidWorks Simulation integrado en el CAD 3D de SolidWorks permite realizar simulaciones estructurales de las piezas mediante el análisis por elementos finitos.

### 12.1. Funcionamiento del método de los elementos finitos (MEF).

El método de los elementos finitos unas un complejo sistema de puntos llamados nodos que conforman una red llamada malla.

Esa malla está programada para contener el material y las propiedades de la estructura que definen como esta reaccionará ante ciertas condiciones de carga. A los nodos se les asigna una densidad por todo el material dependiendo del nivel de estrés en un área. Las regiones que recibirán gran cantidad de estrés tienen normalmente una mayor densidad de nodos (densidad de malla) que aquellos que experimentan poco o ninguno.

Los puntos de interés son: puntos de fractura del material, entrantes, esquinas y detalles complejos y áreas de elevado estrés.

La malla actúa como la red de una araña en la que desde cada nodo se extiende un elemento de malla a cada nodo adyacente. Este tipo de red vectorial es la que lleva las propiedades del material objeto.

Básicamente los pasos a seguir en el análisis de estructuras mediante el método de los desplazamientos a través del método de los elementos finitos son:

- I. El conjunto se divide mediante líneas o superficies imaginarias en un número de elementos finitos. Esta parte del proceso se desarrolla habitualmente mediante algoritmos implementados en programas informáticos de mallado.
- II. Se supone que los elementos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos o "nodos" situados en sus contornos. Los desplazamientos de estos nodos serán las incógnitas fundamentales del problema, tal y como ocurre en el análisis simple de estructuras por el método matricial.
- III. Se toma un conjunto de funciones que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada "elemento finito" en función de los desplazamientos nodales de dicho elemento. Por ejemplo, el campo de desplazamientos dentro de un elemento lineal de dos nodos podría venir definido por:  $u = N_1 \cdot u_1 + N_2 \cdot u_2$ , siendo  $N_1$  y  $N_2$  las funciones de forma mencionadas y  $u_1$  y  $u_2$  los desplazamientos en los nodos 1 y 2.
- IV. Estas funciones de desplazamientos definirán entonces de manera única el estado de deformación del elemento en función de los desplazamientos nodales. Estas deformaciones, junto con las propiedades constitutivas del material, definirán a su vez el estado tensional en todo el elemento y por consiguiente sus contornos.
- V. Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos, tal que equilibre las tensiones en el contorno y cualesquiera cargas repartidas, resultando así, una relación entre fuerzas y desplazamientos de la forma  $F = k \cdot u$ , que como se verá es similar a la del cálculo matricial.
- VI. La resolución del sistema anterior permite obtener los desplazamientos en los nodos y con ellos definir de manera aproximada el campo de desplazamientos en el elemento finito.
- VII. En la etapa de pos proceso se presentan los resultados, generalmente de forma gráfica para sí análisis.

Este software devuelve el valor de los desplazamientos y tensiones que sufrirá la estructura principal. En caso de que los valores obtenidos por el software pongan en compromiso la resistencia del chasis o su funcionamiento, es decir, se obtengan tensiones por encima del límite elástico o muy cercanas o grandes desplazamientos, se procederá a realizar reformas sobre la estructura del mismo siempre respetando la reglamentación vigente.

## **12.2. Implementación en SolidWorks.**

Una vez que se ha dibujado con AutoCAD el croquis de la estructura principal, SolidWorks permite importar dicho croquis para seguir trabajando sobre el y crear la estructura en 3D. Llegados a este punto, se dispone de tres posibilidades de dibujo:

### 1. Modelo unidimensional:

Este modelo se conforma mediante la agregación de miembros estructurales. Es necesario crear un archivo de sección para los tubos de la estructura principal ya que no todos son del mismo diámetro como se ha podido ver.

Una vez se dispone de la sección, a cada línea del croquis se le asigna una sección y el programa va creando los tubos.

Este método permite definir las juntas de los tubos, realizar cortes y realizar las uniones por soldadura entre tubos.

Una vez se dispone de toda la estructura implementada y todas las uniones por soldadura se pueden realizar planos del conjunto con todas las marcas correspondientes de soldadura.

Para el caso del plano general de dimensiones y el plano de soldaduras, el modelo implementado en SolidWorks ha sido el unidimensional.

En cuando a la implementación en SolidWorks Simulation, el modelo unidimensional no permite variar sus parámetros de mallado, la malla creada contiene aproximadamente 400 nodos de modo que se desestima el análisis resistente por este método.

### 2. Modelo bidimensional.

El modelo bidimensional o modelo por superficies crea láminas cilíndricas siguiendo las líneas del croquis implementado con el diámetro deseado. Una vez creadas estas láminas, SolidWorks permite asignarles un espesor y de este modo se va conformando el sistema tubular. El resultado es la obtención de la estructura principal a partir de varios elementos sólidos, uno por cada tubo.

El problema que genera este tipo de modelo es que SolidWorks interpreta el diámetro exterior seleccionado como eje neutro para la sección de los tubos. De modo que, si a un diámetro exterior de 32 mm. se le asigna un espesor de 2 mm. El diámetro exterior pasará a ser 33 mm. y el interior de 31 mm. Hay que tener especial precaución a la hora de designar propiedades a los sólidos porque posteriormente los resultados calculados no son válidos.

A la hora de realizar el mallado, este modelo sí que permite realizar variaciones en el

tamaño de elemento para obtener una malla con un número mayor de nodos y por tanto unos resultados más aproximados. Obviamente, el modelo no analiza lo que ocurre en el interior de la sección sino únicamente en el eje neutro, por esta razón el número de nodos creados en este modelo es aproximadamente 4 veces menor que para el modelo tridimensional.

### 3. Modelo tridimensional.

El modelo tridimensional consiste en la implementación de un sólido rígido de modo que la estructura pasa a estar compuesta por varios tubos a ser una única pieza. Es probablemente el modelo más complejo de implementar en SolidWorks ya que hay que trabajar cada uno de los sólidos y sus uniones.

A pesar de ser el elemento más costoso de implementar en SolidWorks, el modelo tridimensional crea nodos tanto en la superficie como en el interior de la sección lo que permite realizar un análisis mucho más complejo pudiendo ver que ocurre en las capas internas de la sección.

Como es de esperar, el mallado de este modelo requiere mayor capacidad computacional. Se debe realizar un mallado que permita obtener varios nodos en el interior de la sección y por tanto muy fino. La consecuencia de esto es los grandes tiempos que conlleva realizar cada uno de los análisis.

### **12.3. Estudio realizado.**

El modelo utilizado para la realización del análisis ha sido el tridimensional. Se ha obtenido un mallado con más de 115.000 nodos.

Una vez la estructura principal ha sido implementada en SolidWorks, gracias al complemento Simulation se pueden realizar una gran cantidad de estudios. En este caso únicamente se han realizado estudios estáticos ya que para realizar estudios más complejos se requiere una gran cantidad de horas de manejo del software.

En cuanto a los estudios estáticos que SolidWorks Simulation permite realizar, se presentan una serie de inconvenientes al tratarse de un modelo de sólido rígido. Las condiciones de contorno que el software permite implementar son la restricción de desplazamientos o giros en los sólidos o superficies que se desee. El problema de restringir desplazamientos en superficies o sólidos es que realmente no es una aproximación exacta de lo que ocurre en la realidad. Lo ideal sería poder disponer de un punto en el centro de cada eje de las ruedas para poder implementar condiciones de contorno sobre dichos puntos pero esto no es posible. Aun así se ha optado por realizar el análisis con este modelo lo que ha acarreado el hecho de tener que realizar numerosas pruebas con cada estudio en cuanto a sus condiciones de contorno.

Finalmente, una vez realizados los estudios se han obtenido valores que han sido comparados con otros vehículos de este tipo y no han resultado ser muy distintos, por tanto, es posible que las condiciones de contorno utilizadas no permitan simular verdaderamente lo que ocurre en la realidad pero si una situación muy aproximada.

Como prueba, una vez realizados los estudios se ha realizado una pequeña prueba con el modelo unidimensional y efectivamente permite implementar las condiciones de contorno en puntos concretos de la estructura como uniones entre tubos o centros de ejes. El problema es que como se ha comentado se obtiene un número muy pequeño de nodos y los resultados como su nombre indica solo se representan en una única dirección. El estudio se adjunta en el ANEXO 11- cuya estructura es:

1. Cálculo estático.
2. Cálculo para aceleración máxima.
3. Cálculo para deceleración máxima.
4. Cálculo de aceleración lateral por la izquierda.
5. Cálculo de aceleración lateral por la derecha.
6. Cálculo mixto.

## 13. PRESUPUESTO ECONÓMICO

En esta sección se pretende recoger y sumar el coste económico de cada uno de los componentes comerciales del vehículo que deben ser adquiridos con el fin de realizar el ensamblaje correctamente. Todo esto con el fin de presupuestar el valor final y real del kart tal y como se ha estudiado.

El resultado que se obtenga del presupuesto no incluirá las horas de mano de obra que requiera el montaje ni tampoco las herramientas necesarias para realizarlo.

Los precios de cada componente son obtenidos de distribuidores oficiales con sus correspondientes impuestos incluidos lo que implica que no debe ser añadido ningún porcentaje extra a dichos precios.

COMPONENTE	PRECIO [€]
Motor TM KZ10B	3110
Carburador DELL ORTO VSH 30	202,34
Filtro de aire Rigueti Ridolfi NOX D.30.	90,75
Escape ELTO SRL EVO	237,9
Kit bomba de agua BIREL	74,9
Radiador BIREL	280,6
Manguitos radiador	11,5
Depósito de gasolina 8,5 L BIREL	36,3
Sujeción del depósito	5,9
Tubos de combustible	2,42
Piñón de ataque	13,2
Corona	24
Cadena	29,1
Chasis BIREL CRY 32 completo (*)	4569
Juego de neumáticos VEGA XM	160
TOTAL	8847,91

(\*) Los elementos de los que está compuesto el CHASIS BIREL CRY32 son:

- Estructura principal.
- Elementos de dirección.
- Asiento y soporte.
- Eje trasero.
- Elementos de frenado.
- Pontones laterales.
- Paragolpes frontal y trasero.
- Cubierta de la columna de dirección.
- Accionamiento de la caja de cambios y embrague.
- Llantas.
- Bujes.

Es importante tener en cuenta que, tal vez alguno de los componentes no sea posible adquirirlo en tienda física. Esto implica que dicho componente deberá ser comprado por internet y sumar a su precio los correspondientes gastos de envío. En ningún momento se ha tenido en cuenta ningún gasto de envío de modo que de ser necesario habría que incluirlos aparte de los precios que figuran en la anterior tabla.

El presupuesto total para el kart es de 8.847,91 euros. Tratándose de un kart de la máxima categoría y ensamblado con componentes de primera calidad, no resulta un presupuesto elevado. Es decir, el resultado obtenido era de esperar y es consecuente al vehículo de estudio.

## 14. CONCLUSIONES

Como finalización de este trabajo se presentan una serie de conclusiones finales que justifican el cumplimiento de los objetivos iniciales así como la viabilidad del proyecto.

- Una vez expuesta toda la reglamentación vigente en lo referente al diseño de un kart de competición destinado a categoría KZ2, han sido mencionados todos los componentes del mismo y en caso necesario, detallado su funcionamiento. Lo especialmente relevante de este bloque primero es llegar a la conclusión de que; se puede componer el vehículo con distintos componente de distintos fabricantes en función de las especificaciones y calidad deseados, debiéndose mantener siempre una funcionalidad del conjunto y respetar rigurosamente la normativa. Además, las descripciones realizadas de cada componente permiten un usuario entender su funcionamiento en el conjunto así como posibilitar el ensamblado. El presupuesto económico final se verá alterado en mayor o menor medida dependiendo de este bloque primero. Puesto que conseguir un presupuesto acotado no era un objetivo, se ha dado mayor importancia a la calidad de los componentes seleccionados en todo momento.

Por tanto, una vez concluido este primer bloque, ha quedado claro que existen numerosas posibilidades comerciales a la hora de seleccionar componentes. Aplicando la correcta reglamentación, disminuyen estas posibilidades hasta que al final la selección de la estructura principal acarrea la selección consigo de varios componentes limitando las posibilidades de decisión.

- En lo referente al segundo bloque del proyecto, se ha determinado que debido a los resultados obtenidos, el kart estudiado es de similares características en cuanto a prestaciones a otros karts de competición de su misma categoría y que, por tanto, es perfectamente válido para competir en dicha categoría.

Los estudios de frenada realizados garantizan que el kart cumplirá los resultados en cuanto a tiempos y distancias de frenado se refiere. Al no existir una normativa que regula dichas distancias y tiempos de frenado, los resultados obtenidos son directamente válidos ya que no se han obtenido resultados inesperados o valores incoherentes.

El capítulo de estudio de la dinámica lateral, ha resultado ser meramente teórico ya que no se dispone de datos provenientes de un estudio empírico necesarios para la aplicación de la formulación correspondiente. A pesar de la carencia de información, se ha podido realizar una pequeña aproximación del comportamiento del vehículo que efectivamente coincide con el comportamiento real de este tipo de vehículos. Finalmente, con todos los resultados obtenidos en el bloque segundo, se ha realizado una comprobación resistente de la estructura principal del chasis. Para realizar esta comprobación, se ha sometido a la estructura a los principales y más desfavorables esfuerzos a los que sufrirá mientras el vehículo circule por la pista. Los resultados de dicho estudio garantizan que el vehículo no sufrirá esfuerzos que provoquen deformaciones permanentes en el chasis o daños en su estructura. Además se sabe que las tensiones sufridas en cualquier punto del chasis se alejan de los valores de tensiones máximas admisibles.

Este resultado lleva a pensar que las dimensiones de los elementos que conforman la estructura principal del chasis podrían reducirse. En cambio, existe un mínimo de masa en orden de marcha que el vehículo debe cumplir. Si estas dimensiones se disminuyen, sería necesario incluir un lastre en el vehículo y obviamente, las deformaciones producidas serían mayores. Además, las mayores tensiones se generan en los casos de impacto cuando el kart se somete a deceleraciones muy grandes que generan fuerzas muy elevadas. Esto quiere decir que en caso de impacto, la estructura debe deformarse de manera controlada lo menos posible para evitar daños al piloto.

Por todas estas razones, se puede asegurar que el vehículo estudiado garantiza el cumplimiento de la normativa, es perfectamente competente en su categoría y la fiabilidad del conjunto queda garantizada. Todo esto convierte el vehículo en apto para la participación en competición KZ2.

## 15. FUENTES Y BIBLIOGRAFÍA

Para la realización de este trabajo se ha recurrido a varias fuentes de información que han permitido el desarrollo del mismo. Dichas fuentes son:

A través de internet:

- Información general chasis CRY 32, [http://birel.it/en/kz\\_line.asp](http://birel.it/en/kz_line.asp) [recuperado: 25/07/2014].
- Reglamentos del karting para competiciones en España, [http://www.rfeda.es/calendario/regl\\_karting.asp](http://www.rfeda.es/calendario/regl_karting.asp) [recuperado: 23/07/2014].
- Homologaciones y material homologado, <http://www.cikfia.com/regulations/homologation.html> [recuperado: 23/07/2014].
- Historia del karting, <http://www.kartdoctor.es/index.php/karting/desc-historia-karting> [recuperado: 25/08/2014].
- Fabricante del motor, [http://www.tmracing.it/dt\\_portfolio/engine-kz10-b/](http://www.tmracing.it/dt_portfolio/engine-kz10-b/), [recuperado: 23/07/2014].
- TM RACING KZ10B DYNO, [http://www.ntproject.com/rdd\\_pres\\_08beng.htm](http://www.ntproject.com/rdd_pres_08beng.htm), [recuperado 23/07/2014].
- Recambios y componentes, [http://www.righettiridolfi.com/index\\_es](http://www.righettiridolfi.com/index_es), [recuperado: 27/03/2014]
- Clasificación de los aceros, <http://www.tegmetal.com/CLASIFICACION%20AISII.pdf> [recuperado: 12/08/2014].
- Soldadura TIG, <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn52.html> [recuperado: 12/08/2014]
- Neumáticos homologados, <http://www.vegatyres.com/en/tyres/cik-fia-homologated>, [recuperado: 20/08/2014].
- Fuerzas laterales sobre neumáticos, <http://felipejblas.wordpress.com/2010/10/27/los-neumaticos-ii-fuerzas-laterales/>, [recuperado: 10/09/2014].

Bibliográficas:

- J. Abad, (2014). Sistemas mecánicos en máquinas y vehículos (apuntes de asignatura). Zaragoza: Escuela de arquitectura e ingeniería de la Universidad de Zaragoza.
- S. Baselga, (2005). Cálculo de la cadena de transmisión y de las prestaciones del automóvil. Zaragoza: Kronos.
- J.J. Alba, (2002). Introducción al estudio de la dinámica del automóvil. Zaragoza: Copy Center.
- M. Muñoz, F. Moreno, J.F. Morea, (2008). Motores alternativos de combustión interna 2ª ed. Zaragoza: Prensas universitarias de Zaragoza.

## ANEXOS

---

# ANEXO 1- HISTORIA DEL KARTING

## AN1.1. Historia del karting.

El karting nace en marzo de 1951 en una base de aviación de California, Estados Unidos durante un fin de semana. Los soldados destinados allí, en su permiso de fin de semana y como medio de diversión decidieron fabricar vehículos para divertirse con las pistas de aviación de las que disponían.

Los primeros GO-KARTS fueron contruidos de forma muy rudimentaria a base de tubos de calefacción soldados, ruedas de cola de avión, u motor de corta-césped y el volante de un avión antiguo.

**Figura 1.1. Primeros modelos de kart (1956).**



Muy pronto el karting se iba consolidando en otras bases de los Estados Unidos y comenzaron las primeras competiciones. Los GO-KARTS fueron superando los 50 km/h y rápidamente fueron incorporando numerosas mejoras técnicas.

El primer kart comercial fue construido en agosto de 1956 por Arte Ingels en California con un motor corta-césped de la West Bend Company (1911-2003), una compañía establecida en West Bend (Wisconsin).

La fiebre por el karting ganó adeptos con rapidez en todo el territorio de los Estados Unidos antes de cruzar el océano hasta Europa, ya que tres años después de su bautismo en California se contaba con más de 300 marcas diferentes que fabricaban este pequeño vehículo lúdico en Norteamérica. También de manera fulgurante, el karting se convirtió en una nueva disciplina deportiva del automovilismo, en la que comenzaban a participar miles de incondicionales.

**Figura 1.2. Primeras competiciones.**

En los años 60 este deporte se introdujo en Europa a través de Francia e Inglaterra, y se creaban numerosas federaciones nacionales por todo el mundo. Para aglutinar este proceso federativo, la Federación Internacional de Automovilismo decidió crear en 1962 la Comisión Internacional de Karting (CIK/FIA). Los años 70 fueron primordiales para el nacimiento del karting en España, de la mano del entrañable Jorge Fuentes y de otros jóvenes apasionados y en el resto del mundo el karting se revelaba como una auténtica escuela para el deporte del automovilismo, cuyas virtudes formativas aún se elogian hoy.

Jóvenes pilotos como Ayrton Senna, Alain Prost o Riccardo Patrese, comenzarían así a recibir sus clases prácticas en sus competiciones infantiles y a promocionar esta disciplina cuando desembarcaron en la Fórmula Uno en los años 80.

**Figura 1.3. –Ayrton Senna pilotando un kart.**

Al principio el karting hizo las delicias de todos los amantes del bricolaje que pudieron expresar su ingenio creativo, pero pronto algunos constructores comenzaron a producir pequeñas series de chasis.

Si al principio los motores de corta-césped MacCulloch, con sus 9 cv., hacían disfrutar a los pilotos, pronto quedaron desbancados por las marcas Montesa, Parilla, Rotax y Comer.

Los siempre entusiastas italianos, cuando se trata de deportes mecánicos, fueron los primeros en especializarse en la construcción de chasis. De este modo, la casa Tecno creó en los años 60 el famoso modelo Puma, que fue el prototipo de todos los otros chasis creados desde entonces. Con más de 2.000 chasis fabricados en 1965, los hermanos Pederzanni, creadores de Tecno, dirigían también sus pasos hacia el automovilismo en las Fórmulas 2.000 y 3.000 antes que los problemas económicos paralizaran un proyecto para la Fórmula 1. Desde esta época, los italianos fueron los reyes, la gran mayoría de material provenía de este país, a pesar de que los motores austriacos Rotax obtuvieron grandes éxitos durante varios años.

En 50 años el karting ha obtenido el respeto y el reconocimiento como un deporte completo y una formidable escuela de conducción. Pilotos de la talla de Senna (Sub-Campeón del Mundo de Karting en 1.979 y 1.980), Prost, Schumacher, Herbert, Frenzen Alesi, Hakkinen, Coulthard, Barrichello, Alonso y muchos otros colaboraron en sus inicios deportivos a que el deporte del karting sea uno de los más difundidos en todo el mundo y sobre todo la base más importante del deporte automovilístico actual.

## **AN1.2. El karting en España.**

### **AN1.2.1. Categorías.**

Existen diferentes categorías en el karting de competición, pero desde finales de 2006 la Comisión Internacional de Karting - Federación Internacional de Automovilismo (CIK/FIA) decretó nuevas categorías para todos los campeonatos internacionales: KF1, KF2, KF3, KZ1, KZ2 y Superkart. Son las categorías o niveles superiores del karting internacional, que a su vez también se han adoptado por todas las federaciones nacionales de automovilismo del Mundo, como es el caso de la Real Federación Española de Automovilismo.

#### ❖ Cambios en las categorías CIK/FIA para 2007:

- KF1 sustituye a la anterior FA (Fórmula A)
- KF2 sustituye a la anterior ICA (Intercontinental A)
- KF3 sustituye a la anterior ICA-Junior
- KF4 es la denominada "categoría básica"

Todas estas categorías están utilizando motores de 125 cc. de 2 tiempos automáticos (encendido electrónico), monocilíndricos, sin caja de cambios y refrigerados por agua o aire. Cada categoría con diversas especificaciones técnicas (silenciadores, carburadores, límite de revoluciones, etc.).

- KZ1 sustituye a la anterior Súper-ICC
- KZ2 sustituye a la anterior ICC (Intercontinental C)

Estas dos últimas categorías seguirán utilizando los motores de 125 cc. de 2 tiempos, monocilíndricos, con caja de cambios, y refrigerados por agua. De tal manera que no se introducen modificaciones importantes en sus regulaciones técnicas.

**Figura 1.4. Kart KZ2.**



### **AN1.2.2. Campeonato de España de karting.**

La Real Federación Española de Automovilismo establece para el año 2007 los siguientes Campeonatos, Copas, Trofeos y Challenges de España de Karting:

- Copa de España Alevín (entre 8 y 11 años)
- Copa de España Cadete (entre 11 y 13 años)
- Campeonato de España KF3 (entre 13 y 15 años)
- Campeonato de España KF2 (a partir de 15 años)
- Campeonato de España KZ2 (a partir de 15 años)
- Copa de España de SuperKart (a partir de 18 años)

*Nota: En el posterior capítulo de reglamentación se incide de nuevo en el reglamento de categorías destacando los aspectos más relevantes de cada una.*

**Figura 1.5. Fernando Alonso a los mandos de un kart.**



### **AN1.3. Circuitos de karting en Aragón.**

Existen múltiples instalaciones donde practicar este deporte en Aragón. La mayoría de estas instalaciones están orientadas al alquiler de pista y kart para que cualquier persona pueda disfrutar y conocer el karting, además existen circuitos en los que se realizan competiciones oficiales los cuales están homologados por CIK/FIA como por ejemplo:

❖ Circuito de karting de Motorland.

Datos técnicos:

- Longitud total 2.049 metros.
- Longitud de circuito homologado: 1.671 metros.
- Ancho de pista: 10 metros.
- Número de curvas: 9 a izquierda y 10 a derecha.
- Longitud de la recta principal: 173 metros.

**Figura 1.6. Circuito de karting de Motorland.**



❖ Circuito internacional de Zuera.

Datos técnicos:

- Longitud de pista: 1.700 metros.
- Anchura de pista: 10 metros.
- Número de curvas: 7 a derechas y 4 a izquierdas.
- Longitud de la recta principal: 180 metros.

**Figura 1.7. Circuito Internacional de Zuera.**



A continuación, algunos de los circuitos de karting de alquiler en Aragón:

- Karting Plaza (Centro comercial plaza imperial)

**Figura 1.8. –Karting Plaza.**



- Circuito La Torre (Camino San Antonio, Zaragoza)

**Figura 1.9. –Karting La Torre.**



- Karting Zaragoza Indoor (pol. Centrovía, La Muela)

**Figura 1.10. –Karting Centrovía.**



## ANEXO 2- REGLAMENTACIÓN

Para cumplir debidamente con la finalidad del presente trabajo, es necesario aplicar la reglamentación vigente de la **Real Federación Española de Automovilismo** (RFEA). La reglamentación será aplicada en todo lo referente al diseño del kart y sus componentes para obtener una homologación en la categoría deseada, por tanto se deberán tener en cuenta todos los aspectos que hagan referencia al diseño contenidos en los siguientes reglamentos:

- *Reglamento deportivo de campeonatos de España.*
- *Reglamento técnico de campeonatos de España.*
- *Reglamento técnico específico de campeonatos de España de la categoría a participar.*

### AN2.1. Aplicación del reglamento deportivo de campeonatos de España.

Los artículos de carácter general recogidos en los reglamentos de los campeonatos, copas, trofeos y challenges de España de Karting son de obligado cumplimiento para todas las pruebas de carácter estatal de la especialidad correspondiente.

El reglamento deportivo de campeonatos de España recoge todos los aspectos generales a tener en cuenta para la participación en cualquier competición homologada. Muchos de estos aspectos no influyen a la hora de diseñar el vehículo ya que se trata de reglamentación de carreras, entrenamientos, infraestructuras de competición, estética del vehículo y de la equipación del piloto, por tanto, únicamente se van a considerar los apartados que atañen al diseño del kart.

❖ Categorías para los participantes en el campeonato de España:

- Categoría **ALEVÍN**:

El campeonato de España ALEVÍN está reservado a deportistas provistos de licencia, "AL" con un **mínimo de 8 años** cumplidos antes de la prueba y un **máximo de 11 años** cumplidos en el año. El motor autorizado será de la marca PARILLA, modelo PUMA 64, siendo este un motor de dos tiempos monocilíndrico de 64 centímetros cúbicos de cilindrada y transmisión automática.

- Categoría **CADETE**:

El campeonato de España CADETE está reservado a deportistas provistos de licencia "CD" y que **durante la temporada cumplan 11, 12 o 13 años**. El motor autorizado será de la marca PARILLA, modelo PUMA 85, siendo este un motor de dos tiempos monocilíndrico de 85 centímetros cúbicos de cilindrada y transmisión automática cuya potencia es de 13.5 CV.

Desde finales de 2006 la Comisión internacional de Karting – Federación Internacional de Automovilismo (CIK-FIA) decretó nuevas categorías para los campeonatos internacionales:

KF1, KF2, KF3, KZ1, KZ2 y Superkart. Estas son las categorías o niveles superiores del karting internacional, que a su vez también se han adoptado por todas las federaciones nacionales de automovilismo del mundo, como es el caso de la Real Federación Española de Automovilismo. Como categorías superiores, se establecen para el campeonato español:

- Categoría *KF*:

El campeonato de España KF está reservado a deportistas provistos de **licencia Senior**, “ITC-Senior”, “ITB” o “IT-A” y que durante la temporada cumplan un mínimo de 15 años. En esta categoría se admiten motores con embrague automático sin caja de cambios que deben cumplir las especificaciones provistas en el reglamento técnico CIK además del reglamento técnico específico KF.

- Categoría *KF JUNIOR*:

El campeonato de España KF JUNIOR está reservado a deportistas provistos de **licencia “JR” o “IT-C-Junior”** y que durante la temporada cumplan 13, 14 o 15 años. El motor autorizado será un motor de dos tiempos de 125 centímetros cúbicos con embrague automático sin caja de cambios autorizado por CIK, homologado en KF-4, manteniendo las características descritas en el reglamento específico KF-4 y con las especificaciones del reglamento específico para la categoría KF-JUNIOR.

- Categoría *KZ2*:

El campeonato de España KZ2 está reservado a deportistas provistos de **licencia Senior**, “ITC-Senior”, “ITB” o “IT-A” y que durante la temporada cumplan un mínimo de 15 años. En esta categoría se incorporan motores con caja de cambios que deberán cumplir la normativa del reglamento técnico CIK además del reglamento técnico específico KZ2.

- Serán admitidos a participar en los campeonatos, copas, trofeos y challenges de karting los karts definidos según el reglamento técnico.
- Los porta números que forman parte de la carrocería deben estar rodeados por una línea negra de 10 mm. de ancho.
- Los números tendrán una altura mínima de 15 cm. y un espesor de trazo de al menos 2 cm. Asimismo, se deberá dejar un espacio de 5 cm. en la parte inferior para publicidad obligatoria.
- Deberán colocarse en la parte delantera y trasera del kart, así como en los laterales. Los números serán de color negro sobre fondo amarillo.
- El nombre del piloto, así como la bandera de su autonomía o de la nacionalidad de su pasaporte, deberán figurar en la parte delantera de los pontones laterales. La altura mínima de la bandera y de las letras del nombre deberá ser de 3 cm.
- El cronometraje de pruebas valederas para campeonatos, copas, trofeos y challenges de España de karting, deberá realizarse mediante sistemas homologados por la RFEA (transponder).

- Los pilotos deberán aportar el transponder en las pruebas que participen. Los transponders deberán ser compatibles con sistemas de cronometraje convencionales. Serán compatibles los siguientes transponders:
  - ✓ *TranX 160.*
  - ✓ *-Variante del TranX 160.*
  - ✓ *MyLaps Kart Classic Transponder.*
  - ✓ *MyLaps flex kart transponder.*

El resto de apartados del presente documento, no afecta ni al diseño ni al equipamiento del kart.

## **AN2.2. Aplicación del reglamento técnico de campeonatos de España.**

A continuación se recopilan todos los aspectos mencionados en el reglamento técnico de campeonatos de España que afectan al diseño del kart:

### **AN2.2.1. Definiciones.**

- *Kart:*

Un kart es un vehículo terrestre monoplace sin techo o cockpit, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con 4 ruedas no alineadas que están en contacto con el suelo, las dos delanteras ejerciendo el control de dirección y las dos traseras conectadas por un eje de una pieza, transmiten potencia.

- *Adquisición de datos:*

Todo sistema con memoria o no instalado en el kart, que permite al piloto, durante o después de la carrera, adquirir, leer, registrar, informar y transmitir toda la información.

- *Telemetría:*

Transmisión de datos entre un kart en movimiento y una entidad exterior.

- *Partes Mecánicas:*

Todas las necesarias para la propulsión, dirección y frenado, así como todos los accesorios móviles o no necesarios para el funcionamiento normal.

- *Pieza de origen o serie:*

Toda pieza habiendo seguido todas las fases de fabricación previstas efectuadas por el constructor del material considerado que es montada en el kart en su origen.

- *Composite:*

Material formado por varios compuestos distintos, cuya asociación confiere al conjunto propiedades que cualquiera de los compuestos no podría por separado.

- *Máximo:*

El valor más grande alcanzado por una cantidad variable; límite superior.

- *Mínimo:*

El valor más pequeño alcanzado por una cantidad variable; límite inferior.

- *Chasis:*

Estructura del conjunto del kart que ensambla las partes mecánicas y la carrocería, comprendida cualquier pieza solidaria de dicha estructura.

- *Chasis cuadro:*

Parte principal soporte monobloque del chasis soportando las piezas principales y auxiliares.

- *Motor:*

Conjunto motopropulsor del vehículo en estado de marcha, comprendiendo un bloque de cilindros, cárter, eventualmente caja de velocidades, un sistema de encendido, uno o varios carburadores y un tubo de escape.

- *Cilindrada:*

Volumen V engendrado en el cilindro del motor delimitado por el desplazamiento del pistón en su ascenso o descenso. Este volumen es expresado en cm<sup>3</sup>.

$$V = 0,7854 \cdot d^2 \cdot L \cdot N$$

Donde:

d= diámetro del cilindro.

L = Carrera del pistón.

N= número de cilindros.

- *Canalizaciones y conductos:*

Elementos cilíndricos o cilindro-cónicos que permiten el paso de gas, sea cualquiera su longitud o posición.

- *Lumbreras de admisión o de escape:*

Intersección entre la periferia del cilindro y el conducto de admisión o escape. Se abren y se cierran con el paso del pistón.

- *"Power valve":*

Sistema que de forma manual, electrónica, hidráulica o mecánica permite variar los tiempos de apertura y/o cierre de las lumbreras de extracción del gas de escape mientras el motor está en funcionamiento.

- *Radiador:*

Intercambiador de calor que permite refrigerar el líquido anticongelante mediante aire.

- *Depósito de combustible:*

Contenedor que permite almacenar combustible.

- *Rueda:*

Conjunto llanta y neumático que permite la dirección y/o propulsión del kart.

### **AN2.2.2. Prescripciones generales.**

#### ❖ *Categorías:*

Los karts son repartidos en categorías. Las especificaciones propias de cada categoría se indicarán en los reglamentos específicos de dichas categorías.

#### ❖ *General:*

1. Aplicación de las prescripciones generales:
  - Estas prescripciones generales se aplicaran a todas las categorías en aquellas pruebas que no estén sujetas a reglamentación específica.
2. Obligaciones de los pilotos:
  - Es deber de los pilotos probar ante los comisarios técnicos y los comisarios deportivos la conformidad de su kart con los reglamentos en todo momento de la prueba. Los pilotos deben asegurar que sus karts cumplen las condiciones de conformidad y seguridad durante la duración del meeting.
3. Modificaciones:
  - Cualquier modificación está prohibida si no está explícitamente autorizara por algún artículo del presente reglamento o por razones de seguridad a criterio de los CC.DD. de la prueba.
4. Añadido de partes o materiales:
  - Cualquier añadido o fijación de materiales o partes está prohibida si no está expresamente autorizado por un artículo del reglamento o por razones de seguridad a criterio de los CC.DD. de la prueba.

### **AN2.2.3. El kart.**

- *Requerimientos generales:*

Un kart está compuesto por un chasis-cuadro (con o sin carrocería) los neumáticos y el motor. Deberá cumplir las siguientes condiciones generales:

- I. Posición de conducción: En el asiento, los pies hacia el frente.
- II. Número de ruedas: 4.
- III. Equipamiento: El uso de titanio para la fabricación del chasis está prohibido.

#### **AN2.2.4. Chasis.**

❖ Está compuesto por:

- I. Chasis-cuadro.
- II. Principales partes del chasis.
- III. Partes auxiliares del chasis: Con el fin de hacer más sólido el kart, tubos especiales y perfiles. Sin embargo, no deberán representar un riesgo para la seguridad del piloto ni del resto de participantes.

❖ *Modificaciones e identificación:*

Cualquier modificación del chasis homologado está permitida excepto lo concerniente a:

- Indicaciones de la ficha de homologación.
- Indicaciones mencionadas en el reglamento técnico.

❖ *Chasis-cuadro:*

- *Función:*

Constituye el principal elemento de soporte del vehículo, sirve como conexión rígida de las principales partes correspondientes del chasis y de la incorporación de partes auxiliares. Además, dota al kart de la necesaria rigidez para las posibles fuerzas que se producen cuando está en movimiento.

- *Descripción:*

El chasis-cuadro es la parte central y de sujeción del conjunto del kart. Deberá ser lo suficientemente resistente para absorber las cargas producidas cuando el kart está en movimiento.

- *Requisitos:*

Deberá ser construido de acero tubular magnetizado de sección cilíndrica. Una pieza con partes soldadas que no pueda ser desmontada sin conexiones entre ejes.

- *Material:*

Acero estructural o aleación de acero estructural, respondiendo a las clasificaciones ISO 4948 y a las designaciones ISO 4949.

Están prohibidas las aleaciones de acero cuyo contenido de masa de al menos un elemento de aleación sea menor o igual al 5%.

El acero magnético utilizado debe poder pasar con éxito el test de “fuerza de contacto” siguiente: un imán con un campo magnético axial de (x) Tesla +/- 2% y de masa (x) g. al que se fija una masa (sometida a la acción de la gravedad) de (x) g. debe permanecer pegado en cualquier punto de la superficie del chasis-cuadro.

Antes del test, las superficies de contacto se habrán deseado de cualquier tratamiento de acabado con la ayuda de un abrasivo.

En cualquier circunstancia, a discreción de los comisarios técnicos o de la autoridad deportiva o incluso por reclamación, se podrá realizar un análisis químico (por fluorescencia) y prevalecerá sobre el resultado del test de “fuerza de contacto”.

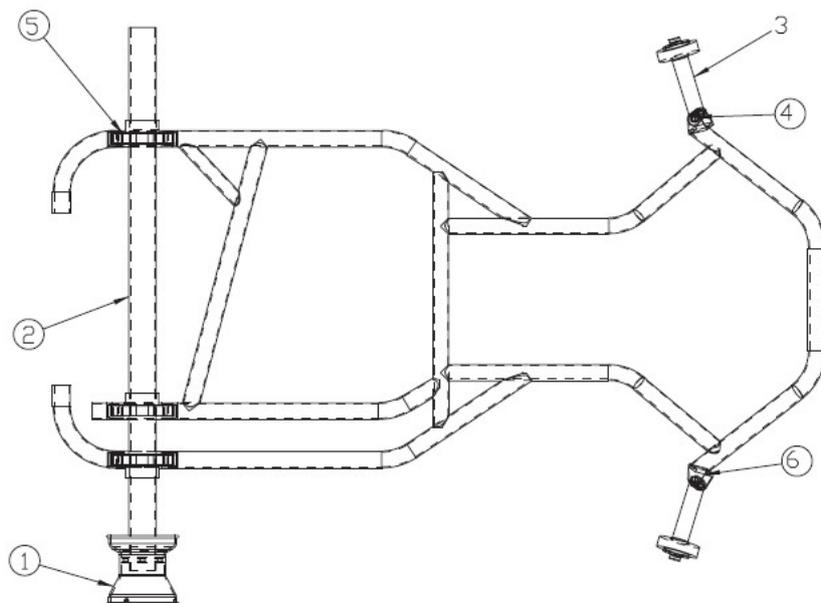
### AN2.2.5. Principales partes del chasis.

❖ *Función:*

Transmisión de las fuerzas de la pista al chasis-cuadro solo mediante los neumáticos.

❖ *Descripción gráfica:*

**Figura 2.1 –Chasis.**



**Leyenda:**

- 1- Llanta.
- 2- Eje trasero.
- 3- Mangueta.
- 4- Rótulas.
- 5- Soportes del eje trasero.
- 6- Piezas de conexión delanteras.

❖ *Requisitos:*

- Todas las partes principales del chasis deben estar solidariamente conexas entre sí al chasis-tubular.
- Es obligatoria una construcción rígida, sin articulaciones.
- Las conexiones articuladas están permitidas solo para los soportes convencionales del porta mangueta y pivote de dirección. Cualquier otro instrumento con función de articulación está prohibido.
- Cualquier dispositivo hidráulico o neumático de absorción de oscilaciones está prohibido.

❖ *Requerimientos del eje trasero:*

- Podrá tener un diámetro exterior máximo de 50 mm. y un espesor mínimo en todos los puntos de 1,9 mm. (Excepto en los chaveteros). Así mismo el espesor mínimo vendrá dado en función del diámetro exterior según la siguiente relación:

DIAMETRO [mm]	ESPELOR [mm]	DIAMETRO [mm ]	ESPELOR [mm ]
50	1,9	37	3,4
49	2	36	3,6
48	2	35	3,8
47	2,1	34	4
46	2,2	33	4,2
45	2,3	32	4,4
44	2,4	31	4,7
43	2,5	30	4,9
42	2,6	29	5,2
41	2,8	28	Macizo
40	2,9	27	Macizo
39	3,1	26	Macizo
38	3,2	25	Macizo

**AN2.2.6. Partes auxiliares del chasis.**

❖ *Función:*

Contribuir al correcto funcionamiento del kart y como elementos facultativos, sujetos a su ser en conformidad con la reglamentación a excepción de las partes principales del chasis.

- Las partes auxiliares no pueden tener la función de transmitir fuerzas desde la pista hacia el chasis-tubular.

❖ *Descripción:*

Fijación de: frenos, motor, escape, volante, asiento, pedales, paragolpes, silencioso de admisión, placas, soportes, etc.

❖ *Requisitos:*

- Las partes auxiliares deben estar solidariamente rígidas.
- Las conexiones flexibles están permitidas.
- Todos los elementos que contribuyen al normal funcionamiento del kart, deben estar conformes con el presente reglamento.
- Estas partes deben estar montadas de tal forma que no puedan desprenderse del kart cuando este está en movimiento.

**AN2.2.7. Dimensiones y pesos.**❖ *Especificaciones técnicas:*

- Distancia entre ejes: mínimo 101 cm.
- Ancho de vía: como mínimo  $2/3$  de la distancia entre ejes.
- Longitud total máxima: 182 cm. sin carenado frontal y/o trasero.
- Ancho total máximo: 140 cm.
- Alto total máximo: 65 cm. desde el suelo (asiento excluido).

Ningún elemento debe sobrepasar el cuadrilátero formado por el carenado trasero, carenado delantero y ruedas.

❖ *Pesos:*

- Los pesos que se indican en cada categoría son mínimos absolutos que deben poder ser controlados en todo momento durante la competición, estando el piloto equipado normalmente para la carrera (casco, guantes, botas y mono.)
- Ninguna sustancia, sólida, líquida o gaseosa de ninguna naturaleza podrá ser añadida o retirada del kart antes del procedimiento de pesaje.

❖ *Lastres:*

- Está permitido ajustar el peso del kart por medio de uno o varios lastres con la condición de que sean bloques sólidos fijados sobre el chasis o el asiento por medio de uno o más tornillos de diámetro mínimo 6mm.
- Las placas de refuerzo son obligatorias para la fijación del lastre al asiento. Estos refuerzos, situados en el lado interno del asiento, deben tener un espesor mínimo de 1,0 mm. Y un diámetro mínimo de 20 mm.

❖ *Paragolpes:*

Son protecciones obligatorias delanteras, traseras y laterales.

- Deben ser de acero magnético y estar homologados junto con las carrocerías.

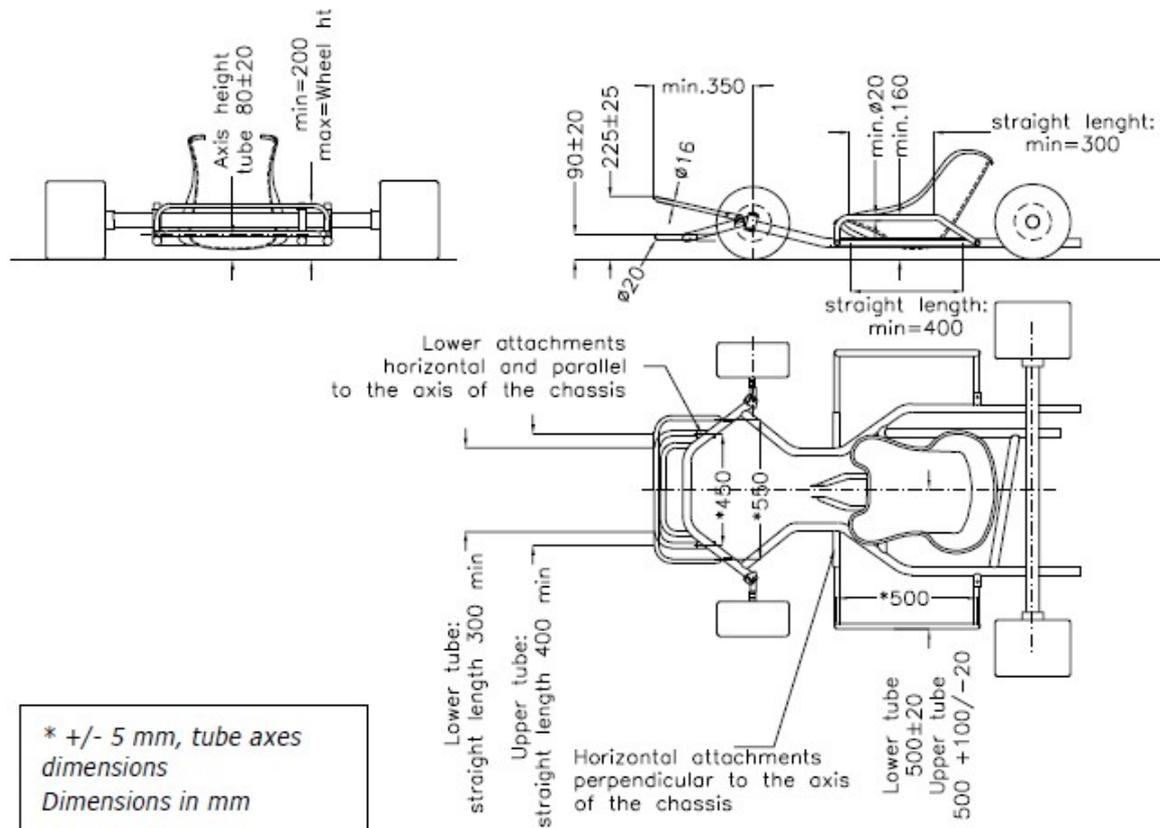
❖ *Paragolpes delantero:*

- Debe consistir en al menos dos elementos de acero.
- Una barra superior de acero con un diámetro mínimo de 16 mm. y una barra inferior de acero con un diámetro mínimo de 20 mm. Estando conectadas entre sí y siendo independientes del anclaje de los pedales.
- Debe permitir el anclaje del carenado frontal obligatorio.
- Deberá estar fijado al chasis-cuadro en 4 puntos.
- Voladizo de 350 mm. como máximo.

- Anchura de la barra inferior: recta y como mínimo de 300 mm. en relación con el eje longitudinal del kart.
  - Las fijaciones de la barra inferior deberán ser paralelas (en ambos planos vertical y horizontal) al eje del chasis y permitir el acoplamiento (sistema de anclaje al chasis-cuadro) de 50 mm. de los paragolpes; deberán estar separados a 450 mm. y centrados en relación con el eje longitudinal del kart a una altura de 90 +/- 20 mm. desde el suelo.
  - Anchura de la barra superior: recta y de 400 mm. en relación con el eje longitudinal del kart.
  - Altura de la barra superior: 200 mm. y 250 mm. máximo desde el suelo.
  - Las fijaciones de la barra superior deberán estar a 550 mm. separadas y centradas en relación con el eje longitudinal del kart.
- ❖ Paragolpes trasero:
- Compuesto como mínimo de una barra anti-bloqueo con un diámetro mínimo de 16 mm y una barra superior con un diámetro mínimo de 16mm. El conjunto deberá estar fijado al marco en al menos 2 puntos (si es posible mediante un sistema flexible) a los dos tubos principales del chasis.
  - Altura: como máximo el plano hacia lo alto de las ruedas delanteras y traseras; como mínimo 200 mm. desde el suelo desde la barra superior y 80 mm. +/- 20 mm. desde el suelo para la barra anti-bloqueo.
  - Anchura mínima: 600 mm.
  - Voladizo trasero: 400mm. como máximo.
- ❖ Paragolpes laterales:
- Deben estar compuestos de unas barras superior e inferior.
  - Deben permitir la fijación de los pontones laterales obligatorios.
  - Deben tener un diámetro de 20 mm.
  - Deben estar fijados al chasis cuadro en dos puntos.
  - Deben ser paralelas al suelo y perpendiculares al eje del chasis, permitir el acoplamiento (sistema de anclaje al chasis-cuadro) de 50 mm. de los paragolpes, deberán estar separados 500 mm.
  - Longitud mínima de las barras: 400 mm. para la barra inferior, 300mm para la barra superior.
  - Altura de la barra superior: mínimo 160 mm. desde el suelo.
  - Su anchura externa en relación con el eje longitudinal del kart debe ser: 500 +/- 20 mm. para la barra inferior, 500 +100/-20 mm. para la barra superior.
- ❖ Bandeja:
- Debe existir una bandeja de material rígido, desde el travesaño central del cuadro, hasta el frente del vehículo.
  - Debe estar bordeado lateralmente por un tubo o un reborde, impidiendo que los pies del conductor resbalen fuera de la plataforma.

- En caso de estar calado, los orificios no deben tener un diámetro superior a 1 cm. y deberán mantener una distancia entre sí de cómo mínimo 4 veces su diámetro.
- Adicionalmente, se podrá realizar un agujero de 35 mm. como máximo, con la única función de acceder a la columna de dirección.

**Figura 2.2 –Paragolpes y bandeja.**

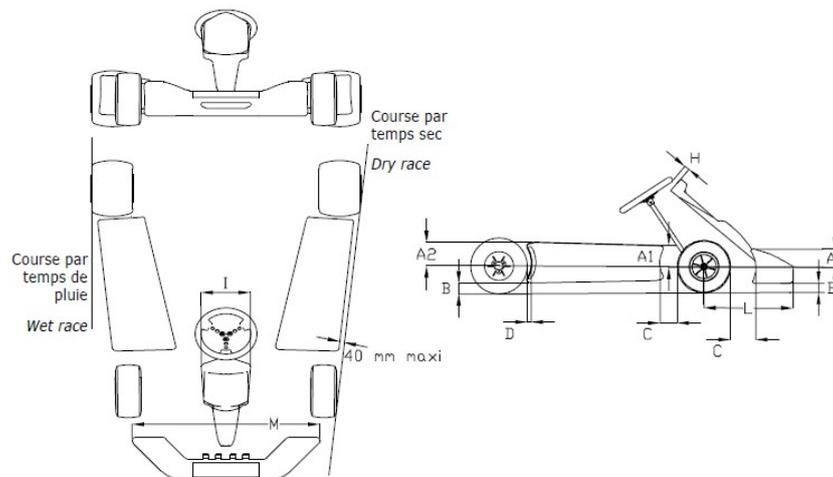


\* +/- 5 mm, tube axes dimensions  
Dimensions in mm

**AN2.2.8. Carrocería.**

- ❖ **Definición:**  
La carrocería está compuesta por todas las partes del kart que están en contacto con el aire, a excepción de las partes mecánicas definidas en el Art. 1.2.3., el depósito de combustible y los porta números.
- ❖ **Carrocería:**
  - Deberá estar compuesta de dos pontones laterales, un carenado, un panel frontal y un carenado trasero como se muestra en la siguiente figura:

**Figura 2.3 –Carrocería.**



CÓDIGO	COTAS [mm]	LÍMITE	COMENTARIOS
A1	Inferior al radio de la rueda delantera		Delante
A2	Inferior al radio de la rueda trasera		Detrás
B	25	Mínimo	Piloto a bordo
	60	Máximo	Piloto a bordo
C	150	Máximo	
D	60	Máximo	
H	50	Mínimo	
I	250	Mínimo	
	300	Máximo	
L	650	Máximo	
M	1000	Mínimo	
	Ancho exterior del tren delantero	Máximo	

- La carrocería deberá estar impecablemente terminada, no presentar ningún carácter provisional y sin ningún ángulo vivo.
- El radio mínimo para cualquier ángulo o arista será de 5 mm.
- Deberá estar homologada por la CIK-FIA (sólo categorías CIK-FIA o asimilables).
- La combinación de 3 elementos de carrocería homologados de diferentes marcas o modelos está autorizado.
- Los 2 pontones laterales deberán ser del mismo tipo y como conjunto único.
- Ningún elemento de la carrocería podrá ser utilizado como depósito de combustible o para la fijación de lastre.
- No se permite el corte de ningún elemento de la carrocería.

❖ **Materiales:**

Están permitidos materiales no metálicos, quedando prohibido el uso de fibra de carbono, kevlar y fibra de vidrio. Si se usa plástico, no debe ser posible astillarlo y no deberá tener ningún ángulo vivo como consecuencia de una rotura.

❖ *Pontones laterales:*

- No debe estar en ningún momento situado por encima del plano que pasa por la parte alta de los neumáticos delanteros y traseros ni por el exterior de un plano que pase por el exterior de las ruedas delantera y trasera. En caso de carrera mojada, los pontones laterales no podrán estar situados más allá del plano que pasa por el borde exterior de las ruedas traseras.
- Tampoco se pueden encontrar más de 40 mm por detrás del plano vertical que pasa por los bordes exteriores de las ruedas.
- Deben tener una distancia al suelo de 25 mm. mínima y 60 mm. máxima.
- La superficie de los pontones laterales debe ser uniforme y lisa, no debe llevar consigo agujeros o decapadaos más que los necesarios para su fijación.
- Distancia entre la parte delantera de los pontones laterales y las ruedas delanteras de 150 mm. como máximo.
- Distancia entre la parte trasera de los pontones laterales y las ruedas traseras de 60 mm. como máximo.
- Ninguna parte de los pontones laterales, podrá cubrir ninguna parte del piloto sentado en posición normal de conducción.
- Los pontones laterales no se podrán superponer al chasis-cuadro visto por debajo.
- Deben tener en si cara exterior una superficie vertical de 100 mm. de alto como mínimo y 400 mm. de longitud como mínimo situada inmediatamente encima de la distancia al suelo.
- No deben poder acumular agua, arena o cualquier otra sustancia.
- Deben estar fijados solidariamente a los paragolpes laterales.
- Deben tener prevista sobre la superficie vertical trasera de las ruedas un emplazamiento para los números de competición.

❖ *Carenado delantero:*

- En ningún momento debe estar situado por encima del plano que pasa por la parte alta de las ruedas delanteras.
- No debe tener aristas vivas.
- Tiene que tener una anchura mínima de 1000 mm. y como máximo la anchura exterior del tren delantero.
- La distancia máxima entre las ruedas delanteras y la parte trasera del carenado será de 150 mm.
- Voladizo delantero: 650 mm.
- El carenado debe tener en su cara delantera una superficie vertical de 80 mm. de altura como mínimo y de 350 mm. de longitud como mínimo situado inmediatamente por encima de la distancia al suelo.
- No debe poder acumular agua, arena o cualquier otra sustancia.

❖ *Panel frontal:*

- No debe estar situado por encima del plano horizontal que pasa por la parte alta del volante.

- Debe dejar un espacio de por lo menos 50 mm. entre el volante y el propio panel y no extenderse más allá del carenado delantero.
- No debe interferir en el funcionamiento normal de los pedales ni cubrir cualquier parte de los pies del piloto en posición normal de conducción.
- Su anchura debe ser 250 mm. como mínimo y 300 mm. como máximo.
- Debe estar fijado sólidamente en su base a la parte delantera del chasis-cuadro directa o indirectamente.
- Por arriba debe estar sólidamente fijado a la columna de dirección por una o varias barras independientes.
- Debe estar previsto sobre este panel frontal un emplazamiento para los números de competición.

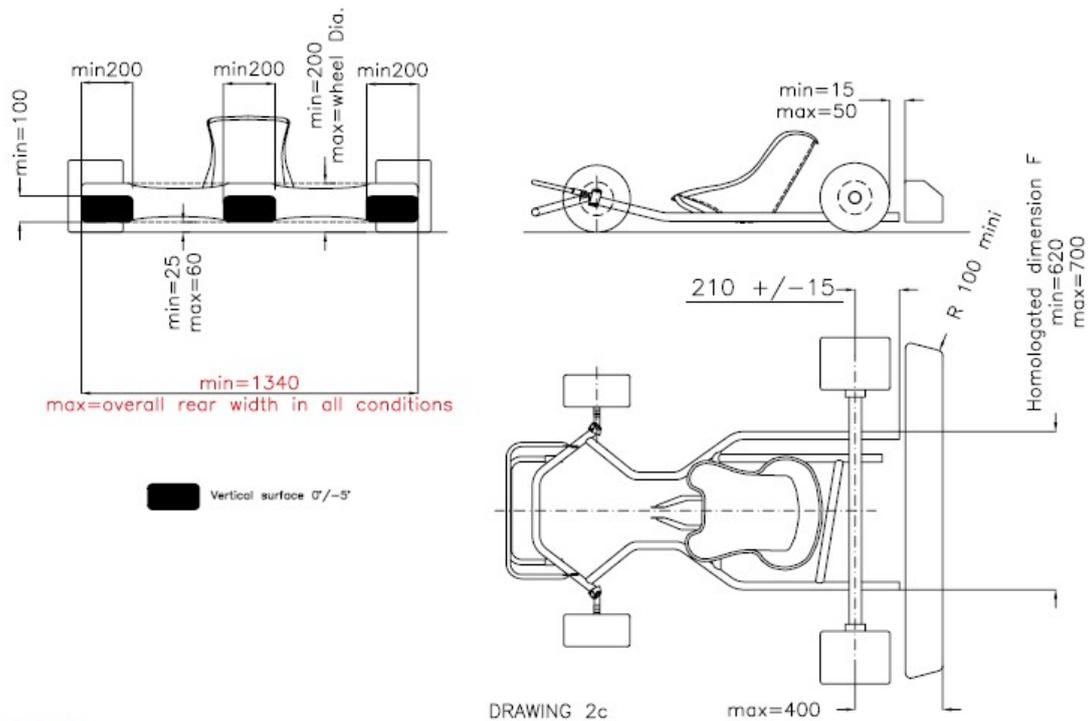
❖ *Protecciones traseras:*

- Para todas las categorías, es obligatoria la instalación de una protección trasera de las ruedas posteriores homologada por CIK-FIA y/o por la RFEA.
- No se permite modificar el chasis para encajar la protección trasera. (La modificación del chasis solo se le permite al fabricante dentro del cumplimiento de la ficha de homologación y posibles extensiones).
- El diseño y funcionamiento de la protección trasera debe ser aprobado por el grupo de trabajo de la CIK-FIA y/o por la RFEA.
- La protección trasera debe estar fabricada en plástico expandido y no presentar ningún peligro. Asimismo, la estructura debe ser de plástico moldeado sin relleno de espuma y su espesor debe ser constante para proporcionar una resistencia constante.
- Nunca podrá estar situado bajo ninguna circunstancia en un plano por encima de las ruedas traseras.
- La superficie debe ser uniforme y suave, no debe incluir agujeros o cortes más que aquellos necesarios para su anclaje.
- El espacio entre la parte frontal de la protección trasera y superficie de las ruedas traseras debe estar comprendido entre 15 mm. mínimo y 50 mm. máximo.
- Anchura mínima: 1.340 mm.
- Anchura máxima: la del ancho total, en cualquier momento y circunstancia.
- Altura al suelo: 25mm. como mínimo y 60 mm. como máximo. Debe estar situado en un mínimo de 3 espacios con un ancho de 200 mm. cada uno como mínimo situado en la extensión de las ruedas traseras y el eje central del chasis.
- Debe tener una altura mínima de 200 mm. por encima del suelo y tener atrás una superficie vertical con una altura mínima de 100 mm. sobre la altura del suelo, medida en un mínimo de 3 espacios de 200 mm. como mínimo situado en la extensión de las ruedas traseras y el eje central del chasis.
- Voladizo trasero de 400 mm. como máximo.
- La unidad debe estar anclada en el marco en al menos dos puntos por soportes homologados con la protección y en plástico, aluminio o acero en los puntos

principales del chasis o en el parachoques. Debe ser posible instalarlo en cualquier chasis homologado.

- Si se monta un carenado trasero con las dimensiones físicas del paragolpes trasero, el montaje de la barra anti-locking y de la barra superior es opcional.

**Figura 2.4 –Protecciones traseras.**



**AN2.2.9. Transmisión.**

- Deberá siempre efectuarse sobre las ruedas traseras, el método es libre pero todo diferencial está prohibido ya sea por el eje, el cubo de la rueda o por cualquier otro medio.
- Dispositivo libre bajo reserva de no comportarse como un diferencial.
- Todo dispositivo de lubricación de la cadena está prohibido, salvo que se trate de un sistema aprobado por la CIK-FIA.

**AN2.2.10. Cubrecadenas.**

- Es obligatorio y deberá recubrir eficazmente el piñón y la corona hasta la altura del eje de la corona.
- Para todas las categorías sin caja de cambios, es obligatoria la utilización de una protección eficaz que cubra la parte superior y ambos lados de la corona y cadena, extendiéndose como mínimo hasta el plano inferior del eje trasero. Para la categoría ALEVÍN, se recomienda la utilización de un sistema similar que proteja el piñón y la corona.

- En las categorías con caja de cambios, es obligatoria la utilización de una protección eficaz que cubra el piñón y la corona hasta el centro del eje trasero.

**AN2.2.11. Suspensión.**

- Queda prohibido todo dispositivo de suspensión, elástico o articulado.
- Los elementos de suspensión mecánicos, hidráulicos o neumáticos están prohibidos en todo el kart.

**AN2.2.12. Frenos.**

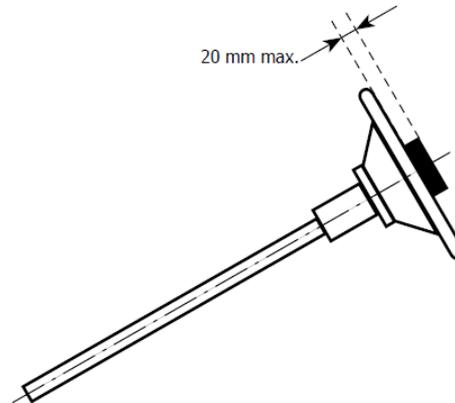
- Los frenos deben estar homologados por CIK-FIA.
- Podrán ser hidráulicos. El control de freno (unión entre el pedal y la bomba) deberá ser doblado. Si se usa un cable, deberá tener un diámetro mínimo de 1,8 mm. y ser bloqueado con un aprieta-cable tipo arandela.
- Para las categorías sin caja de cambio, deberán funcionar en al menos ambas ruedas traseras simultáneamente.
- Los discos de carbono están prohibidos.
- Para la categoría KF junior, está prohibido cualquier sistema de frenado en las ruedas delanteras.
- Los frenos delanteros operados manualmente están reservados para categorías sin caja de cambios.
- Para las categorías con caja de cambios, deben actuar en las 4 ruedas, con sistemas que operen independientemente en los dos ejes.
- En el caso de fallo en uno de los trenes, el sistema debe garantizar que el otro sigue frenando.
- Para todas las categorías internacionales KF o asimilables, es obligatoria la utilización de una pieza de protección eficaz fabricada en teflón, nylon, derlin, fibra de carbono, kevlar o rislan para los discos de freno que sobresalgan del plano inferior o estén al mismo nivel que los tubos principales del chasis más próximos al suelo. Esta protección deberá ser posicionada a los lados en relación al disco en el eje longitudinal del chasis o debajo del disco. Se puede modificar la superficie del disco de freno mediante operaciones de mecanizado pero únicamente por el fabricante y bajo su propia responsabilidad. Sin embargo, se prohíbe cualquier modificación que cambie las dimensiones de las piezas originales indicadas en la ficha de homologación.

**AN2.2.13. Dirección.**

- Debe estar accionada por un volante de sección circular. Con un perímetro continuo. Por razones de seguridad el volante no debe presentar ninguna parte angular.
- Los tercios superiores o inferiores de la circunferencia pueden ser rectilíneos o tener un radio diferente al resto del volante.

- El aro debe ser realizado con una estructura metálica en acero o aluminio.
- Todo dispositivo montado en el volante no deberá sobrepasar en más de 20 mm. el plano que pasa por encima del volante y no debe presentar aristas vivas.

**Figura3.5 –Dispositivos en el volante.**



- Se prohíbe todo mando flexible por cable o cadena.
- La columna de dirección debe tener un diámetro mínimo de 18 mm. y un espesor mínimo de 1,8 mm.
- La columna de dirección debe estar montada con un sistema de clip de seguridad para la tuerca de sujeción del rodamiento inferior.
- Para todas las categorías, la columna de dirección debe ser de acero magnético.

#### **AN2.2.14. Asiento.**

- El asiento debe estar concebido de manera tal que el piloto esté eficazmente encajado con el fin de evitar deslizamientos delanteros o laterales al pasar por curva o frenar.
- Todos los asientos deberán contar con un refuerzo de nylon, acero o aluminio laminado en su punto de fijación a los soportes superiores de los asientos (entre soporte y asiento). Estos refuerzos deben tener un grosor mínimo de 1,5 mm. y una superficie de 13 cm<sup>2</sup> o un mínimo de 40 mm. de diámetro.
- Será obligatorio montar placas de refuerzo para la fijación del lastre. Estos refuerzos deben tener un espesor mínimo de 1 mm. y un diámetro de 20 mm.
- Todos los soportes deben estar atornillados o soldados en cada extremo y si no son usados, deberán ser retirados del chasis y del asiento.

#### **AN2.2.15. Pedales.**

- Los pedales, cualquiera que sea su posición, no deberán nunca sobrepasar el chasis, paragolpes incluido y deberán situarse delante de la bomba.

#### **AN2.2.16. Acelerador.**

- El acelerador debe ser accionado por pedal, debiendo tener un muelle de retroceso.
- La conexión entre el pedal y el carburador será obligatoriamente mecánica.

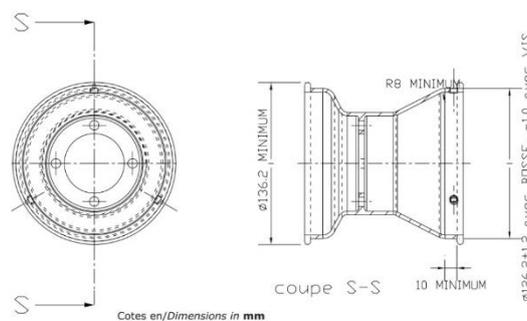
#### AN2.2.17. Ruedas y neumáticos.

- Las ruedas deben estar equipadas de neumáticos (con o sin cámara de aire).
- El número de ruedas se establece en 4, así como el número de neumáticos.
- Sólo los neumáticos pueden entrar en contacto con el suelo cuando el piloto esté a bordo.
- Por tren de neumáticos se entiende: dos neumáticos delanteros y dos traseros. Toda otra combinación queda prohibida.
- La utilización simultánea de neumáticos de distintas marcas o de slicks y neumáticos para lluvia en un mismo kart está prohibida bajo cualquier circunstancia.
- La fijación de las ruedas lleve incorporar un sistema de seguridad (tuercas abulonadas o autoblocantes.)

#### ❖ Llantas:

- El diámetro de la llanta debe ser como máximo de 5" para todas las categorías.
- No está permitida la utilización de separadores o inserciones entre el neumático y el borde de apoyo de la llanta.

**Figura 3.6 –Llanta.**



#### ❖ Neumáticos:

- Los neumáticos del grupo 2 serán objeto de una homologación de acuerdo con el artículo vigente del reglamento técnico de la RFEA.
- Para todas las categorías, el calentamiento o enfriamiento de los neumáticos no será autorizado así como el recauchutado de los mismos.
- La utilización de productos químicos para el tratamiento de los neumáticos está prohibida.
- Si en un neumático homologado se efectúan recortes, separaciones o adiciones de diferentes huellas en los neumáticos, no serán considerados ya homologados.

- Los neumáticos de tipo radial y asimétrico, están prohibidos en todas categorías. Sin embargo, la simetría entre el lado derecho e izquierdo de la huella podrá ser desplazada en relación con la parte central del neumático.
  - Toda infracción constatada en un control aleatorio durante o después de una manga clasificatoria, entrenamientos clasificatorios o carrera conllevará obligatoriamente a la exclusión del piloto en dicha manga clasificatoria, entrenamientos clasificatorios o carrera.
- ❖ Neumáticos de 5”:
- El diámetro máximo exterior del neumático delantero será de 280 mm. y del trasero de 300 mm.
  - Para todos los neumáticos, el ancho máximo de una rueda trasera completa y montada (llanta y neumático) es de 215 mm. y el de la delantera, 135 mm. excepto indicación contraria en los reglamentos técnicos específicos.
  - Estas dimensiones son máximos absolutos que deben poder ser controlados en todo momento de la competición.
- ❖ Neumáticos de 6”:
- Los neumáticos de los karts del grupo 2, deben estar homologados.
  - Solo los neumáticos homologados marcados CIK/SK-ICE son autorizados para esta categoría.
  - La anchura máxima de llanta es 250 mm. y el máximo de diámetro exterior es 350 mm.

#### **AN2.2.18. Retenedores de neumático.**

- Sobre las ruedas delanteras y traseras es obligatorio el montaje de algún sistema de retención formado por un mínimo de 3 fijaciones situadas en la parte exterior de la llanta. Salvo indicación contraria en los reglamentos específicos de la categoría.

#### **AN2.2.19. Motor.**

- El motor debe ser de dos tiempos sin compresor exterior o cualquier sistema de sobrealimentación.
  - Los motores deben estar homologados y ser objeto de una ficha descriptiva llamada ficha de homologación.
  - Todo sistema de inyección está prohibido así como la pulverización de productos distintos del carburante.
- ❖ *Cilindros:*
- Para los motores de 125 cc. El cilindro o camisa debe ser de fundición sin ningún tratamiento superficial, a excepción de una contraindicación en la reglamentación específica de cada categoría.

- Para los motores no encamisados es posible reparar los cilindros por aporte de material pero no de piezas.

❖ *Refrigeración por agua:*

- Para todas las categorías en las que se usa refrigeración por agua, los radiadores deben situarse por encima del chasis-cuadro a una altura máxima de 50cm en relación al suelo, a una distancia máxima de 55 cm. por delante del eje trasero y no interferir con el asiento. Todas las tuberías deben ser de material concebido para resistir una temperatura de 150 °C y una presión de 10 bar.
- Para la regulación de la temperatura está permitido desplazar delante o detrás el radiador, un sistema de láminas (no bandas adhesivas). El dispositivo puede ser regulable pero no debe ser desmontable o desprendible cuando el kart está en marcha y no presentar elementos peligrosos. Los sistemas de by-pass (tipo termostato mecánico) están autorizados.

❖ *Bomba de agua:*

- La bomba de agua y su instalación, serán según estén determinadas en el reglamento específico de cada categoría.

❖ *Carburadores:*

- Para la categoría sin caja de velocidades, está permitido un dispositivo manual adicional constituido por tornillos ajustables (sin modificación del carburador).
- El empleo de una válvula de mariposa o guillotina manda manualmente desde el volante está autorizado a nivel de racor de unión entre el carburador y el silencioso de aspiración.

❖ *Encendido:*

- Los sistemas de encendido variable (sistemas de avance y retroceso progresivo) están prohibidos, así como todo sistema electrónico que permita un autocontrol de los parámetros que utiliza el motor para su funcionamiento cuando el kart está en marcha.
- Para los motores KF4, KF Junior, KF, el encendido debe ser digital y homologado con un sistema integrado de limitador de revoluciones.
- Para los encendidos con un rotor extremo y que quede expuesto, deberá ser montada una protección eficaz que recubra las partes rotatorias.

**AN2.2.20. Silencioso de aspiración.**

- Es obligatorio un silencioso de aspiración homologado y aprobado por la CIK-FIA en todas las categorías. Será de aplicación la tabla de silenciosos homologados por la CIK para cada categoría específica.

**AN2.2.21. Escape.**

- En las categorías KF, KZ2 y KZ1 el escape debe estar homologado.
- El escape debe efectuarse detrás del piloto y no producirse a una altura superior a 45 cm. en relación al suelo.

- La salida del silencioso deberá tener un diámetro externo superior a 3 cm.
- Está prohibido hacer pasar el escape de la forma que sea por la parte delantera o por el plano donde se inscribe el piloto sentado en su posición normal de conducción.
- Para todas las categorías, el escape debe ser de acero magnético.

**AN2.2.22. Puesta en marcha y embrague.**

- El sistema de puesta en marcha es libre y el embrague será “en seco”.
- Para los motores provistos de embrague centrífugo es obligatorio un sistema que permita el paro del motor con un interruptor de fácil acceso desde el puesto de conducción.
- Para las categorías KF-4, KF Junior, KF y KZ2, se permite el uso de uno o dos pulsadores de arranque/parada en lugar de la unidad de llave de contacto a condición de que los conectores sean los mismos para que el cableado puede ser sustituido en todo momento.

**AN2.2.23. Ruidos.**

- Es obligatorio un dispositivo silencioso de escape eficaz. El límite de ruido establecido es de 108 Db/a incluidas todas las tolerancias y la influencia de ruido externo.

**AN2.2.24. Adquisición de datos y telemetría.**

- Están autorizados los sistemas de adquisición de datos ya sean provistos de memoria o no.
- Deben permitir la lectura de:
  - Régimen del motor (por inducción sobre el cable de alta tensión de la bujía).
  - Dos indicadores de temperatura.
  - Una velocidad de rueda.
  - Un acelerómetro según eje longitudinal y transversal del kart.
  - Datos GPS.
  - Tiempo por vuelta.
- La telemetría está prohibida.
- Todo sistema de comunicación por radio entre conductores en pista y cualquier otra entidad queda prohibido.
- En KF4, KF Junior y KF, el uso de un sensor de temperatura en el colector de escape es libre, pero sin modificación del escape homologado ni tampoco las dimensiones del colector.

**AN2.2.25. Depósito de combustible.**

- Debe estar solidariamente fijado al chasis, sin que la sujeción tenga un carácter provisional y concebido de tal manera que, sea por sí mismo o por tuberías de

conexión (las cuales deben ser de material blando) no presente ningún riesgo de fuga durante la prueba.

- No debe de ninguna manera constituir parte de la carrocería.
- Sólo debe alimentar al motor bajo la presión atmosférica normal.
- Su capacidad mínima será de 8 litros.
- Es obligatorio situarlo entre los tubos principales y el marco por delante del asiento o por detrás del eje de rotación de las ruedas delanteras.
- En todas las categorías será obligatorio instalar un “kit de depósito de combustible” (montaje rápido), salvo indicación contraria en el reglamento específico de la categoría.

#### **AN2.2.26. Batería.**

- Solo están autorizadas las baterías secas o de gel para el arranque exclusivamente, para alimentar la luz trasera roja, el encendido la bomba de agua y los sistemas de adquisición de datos.
- Debe estar situada dentro del perímetro del chasis-cuadro y sujeta a la bandeja inferior.
- Para las categorías KF, deberán fijarse en una zona situada a la izquierda del asiento, detrás del soporte central o del asiento.

### **AN2.3. Aplicación del reglamento técnico específico de campeonatos de España.**

Puesto que el vehículo a diseñar va a ser un kart para la categoría KZ-2, será de aplicación el reglamento específico técnico para la categoría KZ-2. A continuación se recogen todos los aspectos de este reglamento influyentes en el diseño del kart.

#### **AN2.3.1. Motor.**

- El motor y la caja de cambios debe ser un solo conjunto de dos tiempos homologado CIK.
- Cárrteres del motor divididos solamente en dos partes (vertical u horizontal).

##### *❖ Características técnicas:*

- Monocilíndrico.
- Admisión por láminas. Caja de láminas (dimensiones y dibujos) de acuerdo a la ficha de homologación.
- Carcasa de la caja de láminas: libre.
- Refrigerado por agua exclusivamente de un solo circuito.
- Bomba de agua y soporte (dimensión y dibujo) descrito en ficha de homologación, emplazamiento libre.

##### *❖ Cilindro y cárter de cigüeñal:*

- Cilindrada máxima: 125 cc.
- Revestimiento del cilindro libre.

- Ángulo de escape: 199° máximo, sin tener en cuenta el valor indicado en la ficha de homologación.
- Se prohíbe añadir cualquier tipo de pieza en los conductos del cilindro y cárter del cigüeñal, salvo que esa pieza figure en la ficha de homologación del motor.

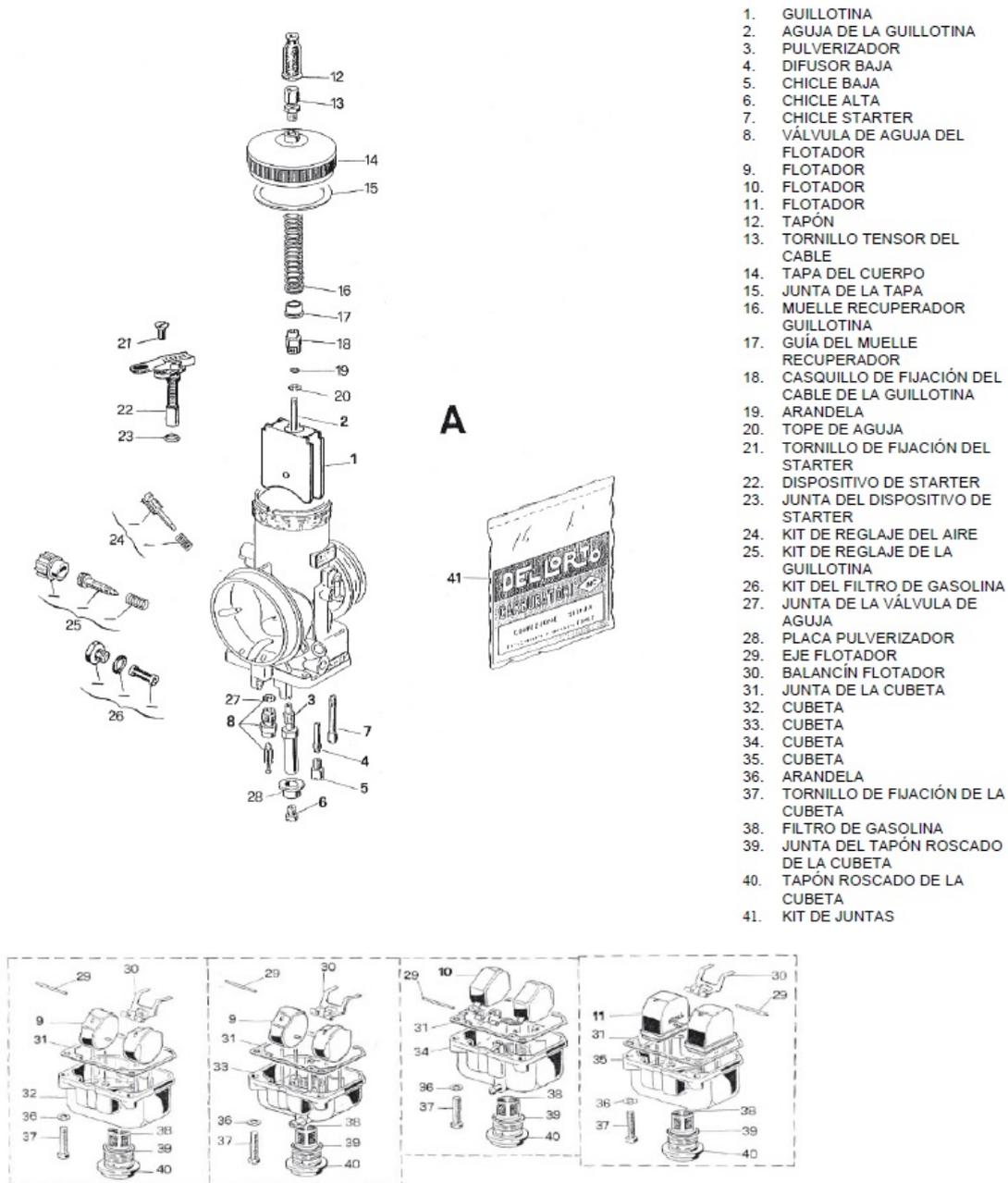
❖ *Culata y cámara de combustión:*

- Volumen de la cámara de combustión: mínimo 11 cc.
- Está prohibido cualquier dispositivo o artificio que pueda modificar el volumen de la cámara de combustión, permitiendo disminuir directa o indirectamente este volumen.
- El cuerpo de la bujía (no incluidos los electrodos) que penetra en la culata no debe superar la parte más saliente de la propia cámara de combustión.
- El conducto de admisión (ensamblaje mecánico entre el silencioso de aspiración homologado y la caja de láminas) debe estar formado por el silencioso de aspiración, por el carburador y por la tapa de la caja de láminas, así como por un adaptador, espaciador y/o juntas eventuales.
- No se autoriza ninguna pieza suplementaria.
- El adaptador (espaciador) debe tener una sección transversal cilindro-cónica, estar fijado mecánicamente por medio de herramientas y no debe presentar conexiones que superpongan piezas o que se solapen.
- De igual forma, está prohibida cualquier conexión que derive en un volumen suplementario (incluyendo toda ranura, hueco o espacio) al nivel de conducto de admisión.
- Bujía: la marca es libre. El cuerpo de la bujía apretado en la culata no debe extenderse sobre el volumen perteneciente a la cámara de combustión. (Longitud: 18,5 mm. Rosca: 14 x 1,25).
- La bujía de encendido debe ser de producción en masa y permanecer estrictamente de origen.

❖ *Carburador:*

- Marca y modelo: Dell'Orto VSH 30 BS
- El carburador deberá ser hecho en aluminio, de estricta serie, con difusor "Venturi" de un diámetro de 30 mm. máximo.
- Los únicos reglajes permitidos pueden ser realizados a la guillotina, aguja de válvula de guillotina, flotadores, cubeta, eje de la aguja y chicles sujetos a que todas las piezas intercambiables sean de origen Dell'Orto.
- Todo sistema de turbo o sobrealimentación está prohibido.

Figura 2.7 – Carburador.



- ❖ *Silencioso de admisión:*
  - Silencioso de admisión homologado CIK.
  -
- ❖ *Escape:*
  - Homologado y de plancha de acero magnético con un espesor mínimo de 0,75 mm.
- ❖ *Sistema de encendido:*
  - Homologado CIK.

- Prohibidos todos los sistemas de avance variable.
- Todo sistema de corte de encendido está prohibido.
- Se permite añadir una masa al rotor. Será fijada por, al menos, dos tornillos sin ninguna modificación sobre el rotor homologado.

❖ *Caja de cambios:*

- Homologada CIK.
- Mínimo 3 velocidades y máximo 6. Para la homologación de la caja de cambios, el fabricante, modelo y tipo deberán aparecer en la ficha de homologación.
- Mando de la caja de cambios manual y únicamente mecánico. Todo sistema de asistencia está prohibido (hidráulico, neumático, eléctrico, etc.).

**AN2.3.2. Chasis.**

- Chasis Homologado CIK o RFAE.
- Serán válidos todos los chasis homologados en el periodo actual y en el periodo anterior.

**AN2.3.3. Neumáticos.**

- Serán válidos todos los neumáticos de 5" homologados CIK,
- Para la categoría KZ-2, los neumáticos oficiales autorizados serán:
  - Slick: VEGA XM-CIK F/Z Prime.
  - Lluvia: VEGA W5.

**AN2.3.4. Pesos.**

- Mínimo en orden de marcha de 175 Kg.

**AN2.3.5. Adquisición de datos y telemetría.**

- Está autorizado todo sistema de adquisición de datos de acuerdo con el artículo correspondiente del reglamento técnico de la RFAE.
- La telemetría está prohibida.
- Todo sistema de comunicación por radio entre conductores en pista y cualquier entidad está prohibida.

## ANEXO 3- MOTOR

### **AN3.1. Introducción y nociones generales del motor de dos tiempos.**

El motor de dos tiempos es un motor de combustión interna que realiza las cuatro etapas del ciclo termodinámico (admisión, compresión y escape) en dos movimientos lineales del pistón (una vuelta del cigüeñal). Se diferencia del más conocido motor de cuatro tiempos de ciclo Otto, en que este realiza las cuatro etapas en dos revoluciones del cigüeñal. Existen motores de dos tiempos tanto en ciclo Otto como en ciclo Diésel.

El origen histórico del motor de dos tiempos es equivalente al del motor de cuatro tiempos pero nunca se ha utilizado de forma generalizada en la propulsión de vehículos. A pesar de que el motor de dos tiempos presenta mayor simplicidad mecánica y mayor potencia específica, plantea una especial dificultad en la admisión de carga fresca y la evaluación de gases quemados.

#### **AN3.1.1. Características y diferencias entre los motores de dos y cuatro tiempos.**

El motor de dos tiempos se diferencia en su construcción del motor de cuatro tiempos en las siguientes características:

- En un motor de dos tiempos se produce una explosión por cada vuelta del cigüeñal mientras que en un motor de cuatro tiempos se produce una explosión por cada dos vueltas del cigüeñal, lo que significa que a misma cilindrada se genera mayor potencia (mayor potencia específica), pero también mayor consumo de combustible.
- Ambas caras del pistón realizan una función simultáneamente, a diferencia del motor de cuatro tiempos en el que únicamente está activa la cara superior.
- La entrada y la salida de gases al motor se realiza a través de las lumbreras (orificios situados en el cilindro). Este motor carece de válvulas que abren y cierran el paso de los gases en los motores de cuatro tiempos. El pistón, dependiendo de la posición que ocupa en el cilindro es el encargado de abrir o cerrar el paso de los gases a través de las lumbreras.
- El cárter del cigüeñal debe estar sellado y cumple la función de cámara de precompresión. En el caso del motor de cuatro tiempos, por el contrario, el cárter sirve de depósito de lubricante.
- La lubricación que el motor de cuatro tiempos efectúa mediante el cárter, en el motor de dos tiempos se consigue mezclando aceite con el combustible en una proporción

que varía entre el 2 y el 5 por ciento. Dado que esta mezcla está en contacto con todas las partes móviles del motor, se consigue la adecuada lubricación.

### AN3.1.2. Funcionamiento.

- *Fase de admisión-compresión:*

El pistón se desplaza hacia arriba desde su punto muerto inferior, en su recorrido deja abierta la lumbrera de admisión. Mientras, la cara superior del pistón realiza la compresión. En el cárter, la cara inferior succiona la mezcla de aire y combustible a través de la lumbrera.

- *Fase de explosión-escape:*

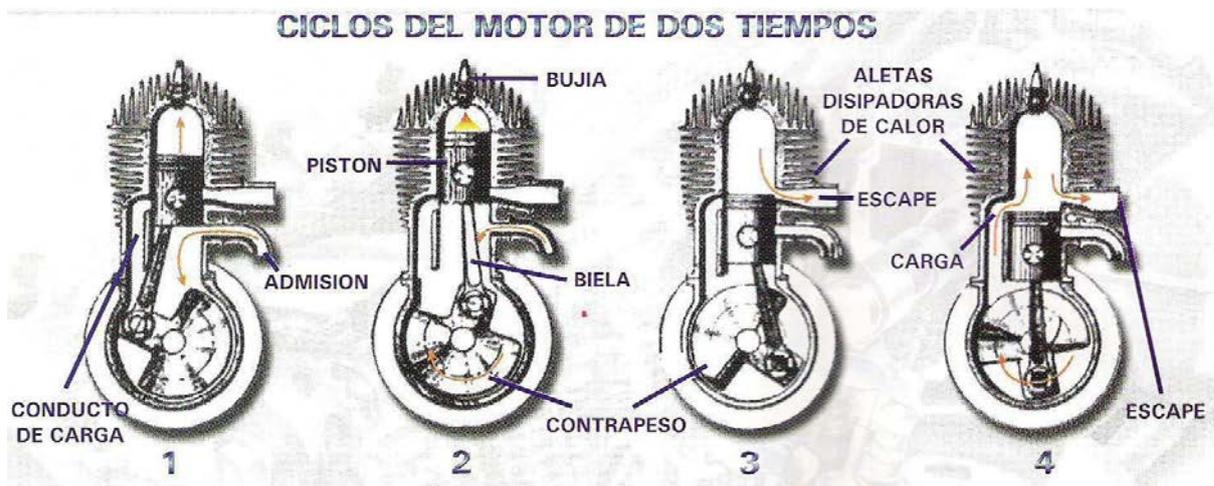
Al llegar el pistón a su punto muerto superior se finaliza la compresión y se provoca la combustión de la mezcla gracias a una chispa eléctrica producida por la bujía. La expansión de los gases de combustión impulsa con fuerza el pistón que transmite su movimiento al cigüeñal a través de la biela.

En su recorrido descendente el pistón abre la lumbrera de escape para que puedan salir los gases de combustión y la lumbrera de transferencia por la que la mezcla de aire-combustible pasa del cárter al cilindro. Cuando el pistón alcanza el punto inferior empieza a ascender de nuevo, se cierra la lumbrera de transferencia y comienza un nuevo ciclo.

Es muy importante el buen diseño del tubo de escape, ya que el mismo en la etapa de compresión ayuda a mantener la mezcla dentro de la cámara de explosión y en el escape ayuda a la rápida evacuación de los gases quemados.

Para el barrido y expulsión de los gases procedentes de la combustión y la entrada de mezcla aire/combustible para el siguiente ciclo, hay dos sistemas: el Schnuerle y el uni-flujo. Se ha demostrado que en cualquier circunstancia, el barrido Schnuerle o en bucle supera al uni-direccional.

**Figura 3.1 –Ciclo de dos tiempos.**



**AN3.1.3. Lubricación.**

El aceite, mezclado con la gasolina, es desprendido en el proceso de quemado del combustible. Debido a las velocidades de la mezcla, el aceite se va depositando en las paredes del cilindro, pistón y demás componentes. Este efecto es incrementado por las altas temperaturas de las piezas a lubricar. Un exceso de aceite en la mezcla implica la posibilidad de que se genere carbonilla en la cámara de combustión. Estos aceites suelen ser del tipo SAE 30, al que se le añaden aditivos como inhibidores de corrosión y otros. La mezcla de aceite y gasolina es ideal hacerla en un recipiente aparte, y una vez mezclados, verterlos al depósito.

**AN3.1.4. Ventajas e inconvenientes.**

## ❖ Ventajas:

- El motor de dos tiempos no precisa de válvulas ni de los mecanismos que las mueven, por lo tanto es más liviano y de construcción más sencilla, resultando más económico.
- Al producirse una explosión por cada vuelta del cigüeñal, desarrolla más potencia para la misma cilindrada y su par es más regular.
- Pueden operar en cualquier orientación ya que el cárter no almacena el lubricante.
- Son motores más ligeros y necesitan de menor mantenimiento, debido al menor número de piezas que los componen.
- Mayor eficacia termodinámica, al ser menor la cantidad de calor procedente de la combustión.

## ❖ Desventajas:

- El motor de dos tiempos es altamente contaminante dado que en su combustión se quema aceite continuamente y nunca termina de quemarse la mezcla en su totalidad.
- Son menos eficientes económicamente que los motores de cuatro tiempos debido al mayor consumo de aceite y combustible.

**AN3.1.5. Mejoras.**

En los motores de dos tiempos modernos se han introducido cambios, como los flappers o válvulas rotativas para controlar la admisión, la admisión directa al cilindro o al cárter controlada por lengüetas (Reed-valve), válvulas de escape controladas electrónicamente, etc. Estos cambios han incrementado notoriamente su potencia y rendimiento lo que conlleva a la reducción en buena medida de las emisiones contaminantes.

**AN3.2. Selección del motor, especificaciones y accesorios.**

Para proceder a la selección del motor comercial, se extrae del apartado de equipaciones homologadas CIK-FIA la siguiente lista de motores actualmente homologados para la participación en campeonatos KZ-2:

**Tabla 3.1. –Motores homologados KZ-2.**

Marca	Modelo	Tipo	Número de Homologación
<b>MODENA ENGINES</b>	KK1	KZ1/KZ2	1/M/21
<b>VORTEX</b>	RVZ	KZ1/KZ2	5/M/21
<b>PARILLA</b>	SCREAMER	KZ1/KZ2	12/M/21
<b>PARILLA</b>	DRIFTER	KZ1/KZ2	13/M/21
<b>LKE</b>	R14	KZ1/KZ2	21/M/21
<b>TM RACING</b>	KZ10B	KZ1/KZ2	23/M/21
<b>MAXTER</b>	MXS	KZ1/KZ2	25/M/21

Todos los motores de la tabla presentan unas características técnicas muy similares, pero por su facilidad a la hora de encontrar repuesto y los resultados obtenidos por los motores predecesores, se escoge el motor **TM RACING KZ10B**. Los motivos de su elección han sido detallados en el documento de la memoria.

**Figura 3.2. –Motor TM RACING KZ10B.**

El motor está preparado para conectar el carburador admitido por el reglamento de la categoría a competir, sistema de refrigeración y escape. La bujía y el sistema de encendido así como el sistema de fijación al chasis (bancada) están incluidos.

La admisión se realiza mediante una caja de láminas por la cual pasa la mezcla fresca de aire-combustible directamente al cárter.

En posteriores capítulos se detallarán todos los accionamientos del motor como pueden ser embrague, acelerador, starter, etc. Se diseñará un sistema de transmisión y se detallará la fijación del mismo a al chasis del kart.

En los anexos de fichas de homologación se encuentran los correspondientes al motor y al silencioso de aspiración (mencionado más adelante).

### AN3.2.1. Especificaciones técnicas del motor TM RACING KZ10B.

▪ Homologación CIK:	23/M/21
▪ Categoría:	KZ-2
▪ Cilindrada:	126,66 cc.
▪ Diámetro x carrera:	54 x 54,43 mm.
▪ Refrigeración:	Líquida.
▪ Tipo de bomba de agua:	Externa
▪ Arranque:	Manual (empujón).
▪ Caja de cambios:	6 Velocidades.
▪ Embrague:	En seco.
▪ Admisión:	Caja de láminas.
▪ Carburador:	Dell'Orto VSH 30 BS.
▪ Longitud de la biela:	109,8 mm.
▪ Lubricación de la caja de cambios:	Baño de aceite.
▪ Mezcla:	4%.
▪ Peso:	17,1 Kg. Sin aceite.
▪ Volumen de la cámara de combustión:	11 cc.
▪ Número de segmentos del pistón:	1.
▪ Material de fabricación:	(*) Aluminio.

(\*) No todo el motor está fabricado en aluminio, el revestimiento de la camisa del cilindro es de nikasil (aleación de níquel y silicio) y la biela está fabricada en acero.

### AN3.2.2. Caja de cambios.

La caja de cambios es un conjunto mecánico formado por dos ejes paralelos en los que están fijadas una serie de ruedas dentadas acoplables y desacoplables entre sí (una de cada eje).

**Figura 3.3. –Ejes de caja de cambios secuencial.**



Estas ruedas permiten establecer relaciones de transmisión entre dichos ejes y por consecuente variar las revoluciones y el par del eje de salida con respecto al eje de entrada. En los motores alternativos de combustión interna a los cuales se les quiere sacar el mayor rendimiento posible, es necesaria la instalación de cajas de cambios.

El motor seleccionado incorpora una caja de cambios de 6 velocidades de tipo secuencial (el cambio de marchas debe seguir un orden secuencial), cuyas relaciones se recogen en la tabla en la siguiente tabla.

- La relación de transmisión para grupos de engranajes simples se expresa como:

$$i = \frac{\omega_e}{\omega_s} = \frac{Z_s}{Z_e}$$

Donde:

$\omega_e$  = Velocidad angular del engranaje de entrada.

$\omega_s$  = Velocidad angular del engranaje de salida.

$Z_s$  = Número de dientes del engranaje de salida.

$Z_e$  = Número de dientes del engranaje de entrada.

**Tabla 3.2. – Relaciones de transmisión.**

Número de marcha (relación)	Número de dientes en eje primario	Número de dientes en eje secundario	Relación de transmisión
1	13	33	2,54
2	16	29	1,81
3	18	27	1,50
4	22	27	1,23
5	22	23	1,05
6	27	25	0,93

*NOTA: La relación total, ha sido calculada multiplicando cada relación de transmisión por la relación del grupo fijo, de manera que, las revoluciones del eje de salida del motor serán la relación total en el momento del cálculo por el número de revoluciones del motor en ese instante.*

Existen varios piñones de ataque disponibles homologados por el fabricante cuyos dentados son: 15, 16, 17, 18, 19, 20 y 21 dientes.

### AN3.2.3. Carburador.

El carburador es el dispositivo encargado de preparar la mezcla aire-combustible para el funcionamiento del motor. En este caso el combustible entra al carburador con un 4% de aceite en su contenido para la correcta lubricación del motor. Los accionamientos del carburador para el kart estudiado son:

- Starter: Se trata de un dispositivo de accionamiento manual. Con su accionamiento se consigue empobrecer la proporción de aire de la mezcla, permitiendo así el arranque en frío del motor. En caso de accionar el starter con el motor ya en marcha, este se apagará.
- Acelerador: El pedal del acelerador está conectado al carburador mediante una sirga. Esta sirga permite elevar una tajadera aumentando la sección del conducto de admisión y por tanto, permite el paso de más mezcla aire-combustible cuya consecuencia es el aumento de potencia desarrollada por el motor.

Como bien indica la normativa, el carburador a instalar únicamente puede ser un Dell'Orto VSH 30 BS.

**Figura 3.4. –Carburador Dell'Orto VSH 30 BS**



- ❖ Principales características técnicas:
  - Diámetro del difusor de 30 mm.
  - Válvula de gas plana.
  - Dispositivos de admisión del circuito independientes.
  - Sistema de ralentí con chicle y regulación por tornillo de regulación mecánica de la mezcla.
  - Sistema de admisión de aire con regulación mecánica de la mezcla por tornillo cónico.
  - Sistema de montaje de flotador sin desmontar cuba.
  - Versión de regulación a derechas o a izquierdas.
  - Ajuste de admisión al motor (por manguito) con diámetro de 35 mm.

- Especial para aspiración libre.

En la figura 4.4. se pueden apreciar los accionamientos del carburador:

- En la parte superior, se observa el conducto por el que se conecta la sirga de acelerador a la válvula o tajadera.
- En la parte lateral se observa un tornillo con un muelle, este tornillo es el encargado de ajustar el ralentí.
- El tubo que se observa de color bronce justo debajo del tornillo de ralentí, es el tubo por el cual entra el combustible a la cubeta del carburador para luego ser succionado y mezclado con el aire.
- En la parte frontal del carburador se observa el orificio de 35 mm. de diámetro de admisión de aire, el cual se conecta a un filtro de aire o en su defecto a un silencioso de admisión.

*NOTA: En el apartado AN2.3.1. del ANEXO 2- de reglamentación, se adjunta un despiece completo del carburador.*

#### **AN3.2.4. Silencioso de aspiración.**

El silencioso de aspiración realiza una doble función, como bien indica su nombre, se encarga de reducir las emisiones sonoras producidas por la aspiración del motor a través del carburador.

La segunda función de este elemento es filtrar las partículas en suspensión que se encuentran en el aire, evitando de este modo que entren al interior del carburador o incluso del motor. Si alguna partícula de suciedad polvo, arena, etc. llegase a introducirse en el carburador podría obstruir algún conducto e impedir el paso de combustible y aire al motor o incluso alterar las proporciones de la mezcla.

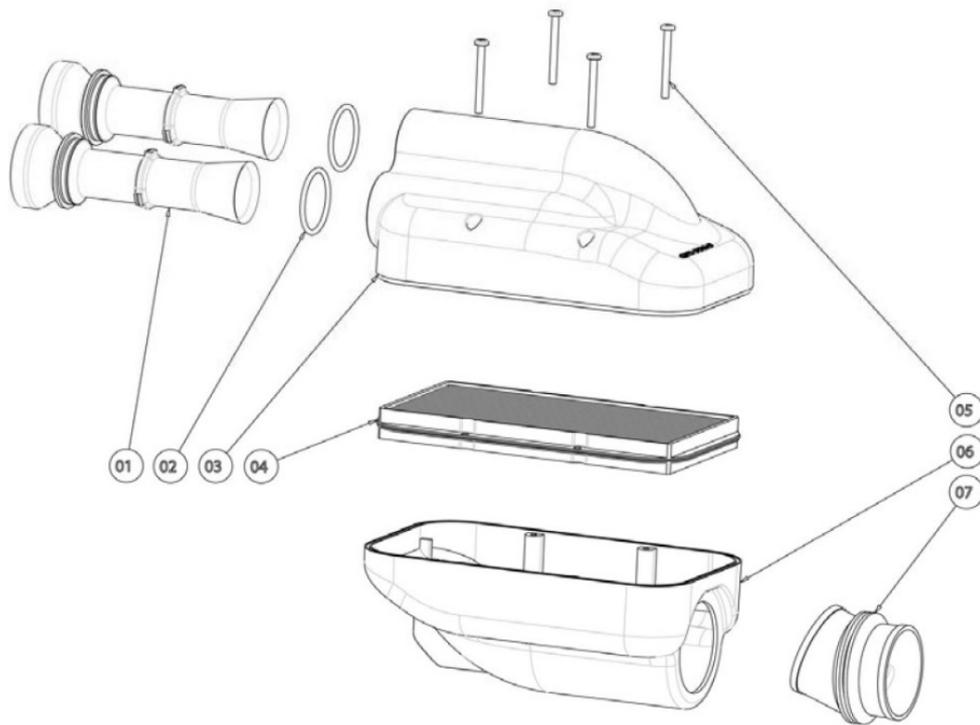
En el caso de que alguna partícula indeseada penetrase en el motor a través del carburador, esta rallaría las paredes interiores del cilindro (camisa) lo que supone una pérdida de compresión o un más que probable gripaje en el motor.

Por todas las razones comentadas, es necesario seleccionar un silencioso de aspiración que garantice el correcto funcionamiento del motor. Según CIK-FIA, existen varios silenciadores homologados. Puesto que no son muchos los silenciosos homologados y debido a la facilidad para encontrarlo en el mercado, se selecciona el filtro RIGHETTI RIDOLFI NOX D.30.

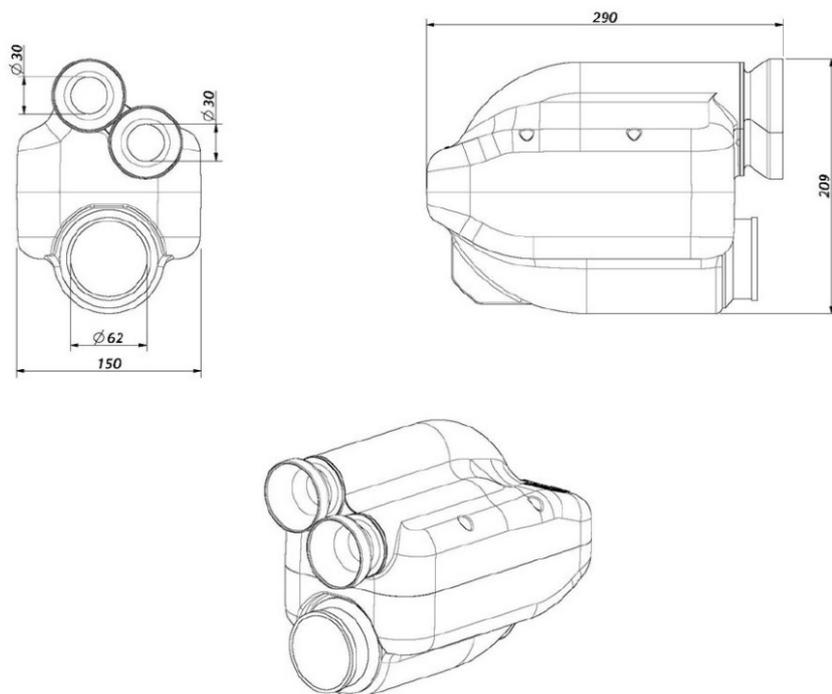
- ❖ Características del silencioso RIGHETTI RIDOLFI NOX D.30:
  - Volumen: 3.922 cm<sup>3</sup>.
  - Material de fabricación: Polipropileno.
  - Número de entradas de aire: 2.
  - Longitud de los conductos internos: 100 mm.
  - Diámetro de los conductos internos: 30 mm.
  - Superficie de la cara interna del filtro: 255 cm<sup>2</sup>.
  - Grosor del filtro: 22 mm.

- ❖ Planos:

**Figura 3.5. –Filtro de aire RIGUETTI NOX D.30.**



**Figura 3.6. –Despiece del filtro de aire.**



**Tabla 3.3. –Lista de elementos de la figura 2.6.**

<b>Numeración del elemento</b>	<b>Denominación</b>
<b>1</b>	Tubos de aspiración Diámetro 30 mm.
<b>2</b>	Junta-Brida
<b>3</b>	Cuerpo superior del filtro
<b>4</b>	Filtro
<b>5</b>	Tornillos M5 x 50 mm.
<b>6</b>	Lado del motor
<b>7</b>	Conector de goma al carburador.

En anexo correspondiente a fichas de homologación figura la homologación CIK-FIA del filtro seleccionado. Sin dicha homologación, el vehículo no podría participar en competiciones oficiales o de lo contrario, el filtro instalado debería ser homologado por CIK-FIA. Cualquier fabricante puede homologar sus productos, las instrucciones se encuentran en el apartado reglamentación de la página oficial CIK-FIA. Puesto que todos los elementos que se van a instalar en el kart son comerciales y homologados, dichas instrucciones no se van a especificar en este proyecto.

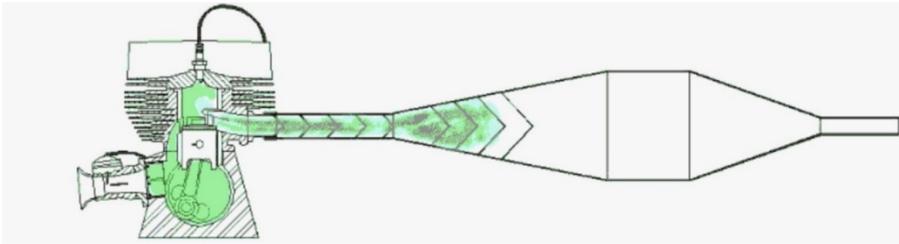
#### **AN3.2.5. Tubo de escape.**

Como se ha comentado con anterioridad, uno de los factores más importantes en el rendimiento de los motores de dos tiempos es el tubo de escape. La distribución de este tipo de motores obliga a un tiempo de escape mayor que el de transferencia. Esto implica que en carrera de compresión del pistón (subida), las lumbreras de admisión quedan cerradas pero las de escape quedarán abiertas durante unos instantes y parte de la mezcla fresca saldrá por el escape.

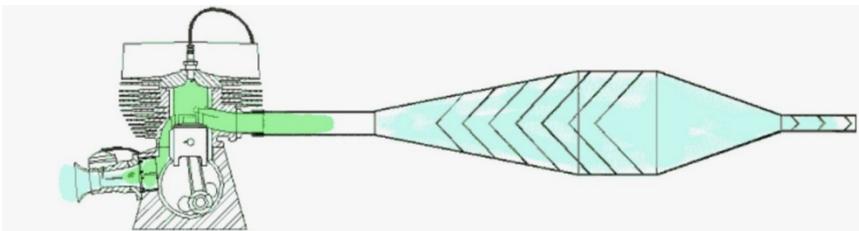
Para solucionar este fenómeno se utilizan unos escapes denominados resonantes. Estos tienen en su recorrido un ensanchamiento largo de gran magnitud que provoca una onda de depresión que ayuda a extraer los gases del cilindro. Posteriormente el tubo se estrecha de manera violenta, esto origina una onda de presión que llega al cilindro en el momento que el pistón cierra las lumbreras, frenando la salida de gases frescos del cilindro. De ahí la importancia de los escapes en motores de dos tiempos. El rendimiento del motor de dos tiempos se debe en un alto porcentaje al correcto funcionamiento de los escapes.

En las siguientes figuras se observa la geometría del escape para el motor de dos tiempos y el efecto de las ondas de depresión y presión en él.

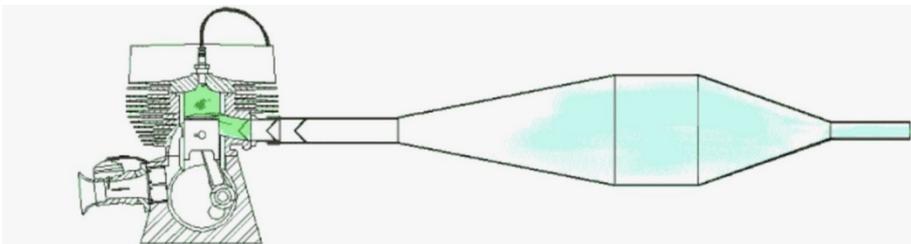
- I. En el proceso de escape, parte de la mezcla fresca (coloreada en verde) es expulsada por el tubo de escape junto con los gases de escape (coloreados en azul). La onda de depresión producida por el brusco ensanchamiento de la sección favorece el proceso.

**Figura 3.7. –Escape (Onda de depresión).**

- II. A continuación se genera una onda de presión en el estrechamiento de la sección del escape que obliga a la mezcla fresca a regresar al interior de la cámara de combustión.

**Figura 3.8.- Escape (Onda de presión).**

- III. Finalmente el resto de mezcla fresca regresa a la cámara de combustión mientras que los gases de escape son expulsados al exterior.

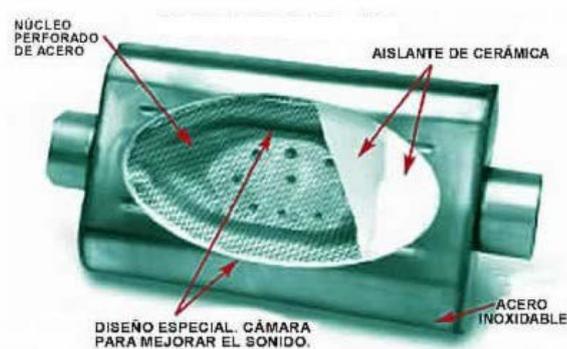
**Figura 3.9. –Escape (Final del proceso).**

El motor TM RACING KZ10B seleccionado se suministra con tubo de escape el cual ha sido homologado junto al motor y diseñado específicamente para este. Dicha homologación figura en el anexo correspondiente a la homologación del motor. El peso del motor que se especifica en el apartado de características, no incluye el peso del escape y silenciador.

El silenciador de escape no se encuentra incluido en el kit motor seleccionado. Para seleccionar el silencioso de escape se recurre a los modelos homologados por CIK-FIA. Debido a su baja influencia en las prestaciones del motor, el criterio de selección del tubo de escape es el coste económico. Por ello, el silencioso de escape seleccionado es ELTO RACING SRL modelo EVO cuya ficha de homologación se encuentra incluida en el anexo de fichas de homologación y su referencia es 3/EX-SI/22.

**Figura 3.10. –Silencioso ELTO SRL EVO.**

En el silenciador, las ondas sonoras producidas por el funcionamiento del motor son conducidas a través de materiales fibrosos absorbentes cuya función es disipar la onda en forma de calor. Esto produce una disminución de la emisión sonora del conjunto permitiendo ajustarse a la normativa de emisiones sonoras (especificada en el apartado AN2.2.23. del ANEXO 2- ).

**Figura 3.11. –Ejemplo de silencioso de escape.**

### AN3.2.6. Curvas de par y potencia.

Como se ha podido comprobar con anterioridad en las especificaciones del motor, el fabricante no entrega datos de par y potencia del motor. Esto es debido a que en función del carburador y de la admisión, el motor tendrá unas determinadas prestaciones. Para poder obtener datos es necesario experimentar con un conjunto motor idéntico al que se montará en el kart, realizándose dicho experimento en un banco de potencia.

Para este tipo de motores, se observa que a bajas revoluciones la potencia que entregan es muy escasa dificultando la conducción del kart. Por el contrario, en cuanto el motor sobrepasa las 8000 rpm. éste comienza a entregar una considerable potencia haciendo la conducción muy divertida y exigiendo continuos cambios de marcha debido a su rápida ganancia de rpm.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para dos ensayos con el mismo motor en condiciones estándar (25 °C y 1 atm.). Los ensayos han sido realizados por un mismo piloto de la categoría KZ2 que posteriormente publicó en un artículo ([www.forum.karting-pro.com](http://www.forum.karting-pro.com)).

En todo momento, se pueden seleccionar distintas admisiones o incluso variar componentes del carburador (siempre que la norma lo permita) que alterarían las prestaciones del motor, pero debido a la escasez de datos disponibles se trabajara en posteriores capítulos con los resultados recopilados.

- Resultados obtenidos en el primer ensayo:

Tabla 3.4. –Ensayo 1

Revoluciones [rpm]	Potencia [cv]	Potencia [KW]	Par [Nm]
10000	27,50	20,22	19,31
10250	28,50	20,96	19,52
10500	29,00	21,32	19,39
10750	31,00	22,79	20,25
11000	33,00	24,26	21,06
11250	33,50	24,63	20,91
11500	36,50	26,84	22,29
11750	38,00	27,94	22,71
12000	40,00	29,41	23,41
12250	41,75	30,70	23,93
12500	42,50	31,25	23,87
12750	43,25	31,80	23,82
13000	44,75	32,90	24,17
13250	45,00	33,09	23,85
13500	44,75	32,90	23,28
13750	43,00	31,62	21,96
14000	40,00	29,41	20,06
14250	36,00	26,47	17,74

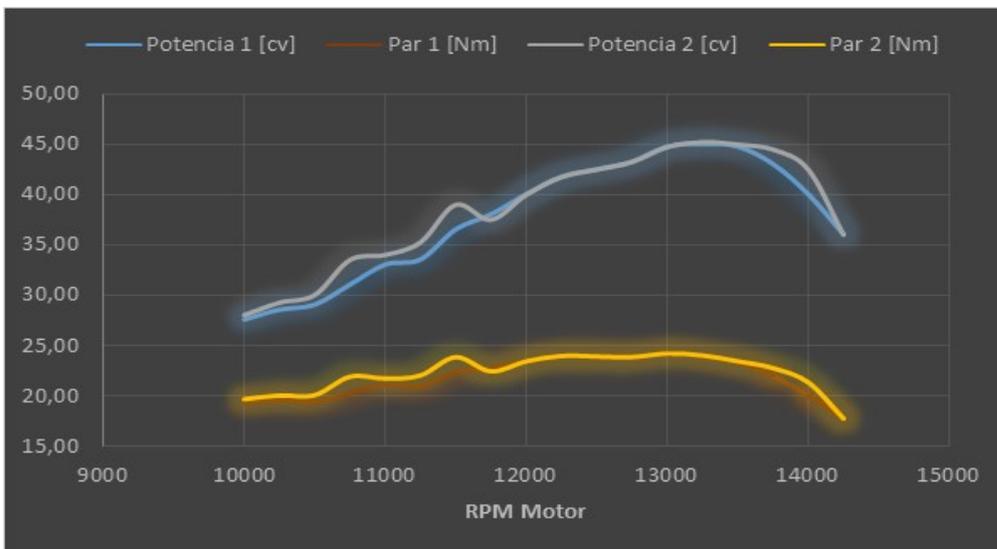
- Resultados obtenidos en el segundo ensayo:

Tabla 3.5. –Ensayo 2

Revoluciones [rpm]	Potencia [cv]	Potencia [KW]	Par [Nm]
10000	28,00	20,59	19,66
10250	29,25	21,51	20,04
10500	30,00	22,06	20,06
10750	33,50	24,63	21,88
11000	34,00	25,00	21,70
11250	35,25	25,92	22,00
11500	39,00	28,68	23,81
11750	37,50	27,57	22,41
12000	40,00	29,41	23,41
12250	41,75	30,70	23,93
12500	42,50	31,25	23,87
12750	43,25	31,80	23,82
13000	44,75	32,90	24,17
13250	45,25	33,27	23,98
13500	45,00	33,09	23,41
13750	44,50	32,72	22,72
14000	42,50	31,25	21,32
14250	36,00	26,47	17,74

Una vez tabulados todos los datos del ensayo, estos pueden ser representados en gráficos los cuales permiten realizar mejores comparaciones. Los gráficos representan la potencia y el par del motor frente a revoluciones y como se puede observar, en los dos ensayos se obtienen resultados muy similares ya que en gran parte del desarrollo del motor (aumento de rpm) las líneas de potencia y par de ambos motores son prácticamente coincidentes.

**Figura 3.12. –Curvas de par y potencia.**



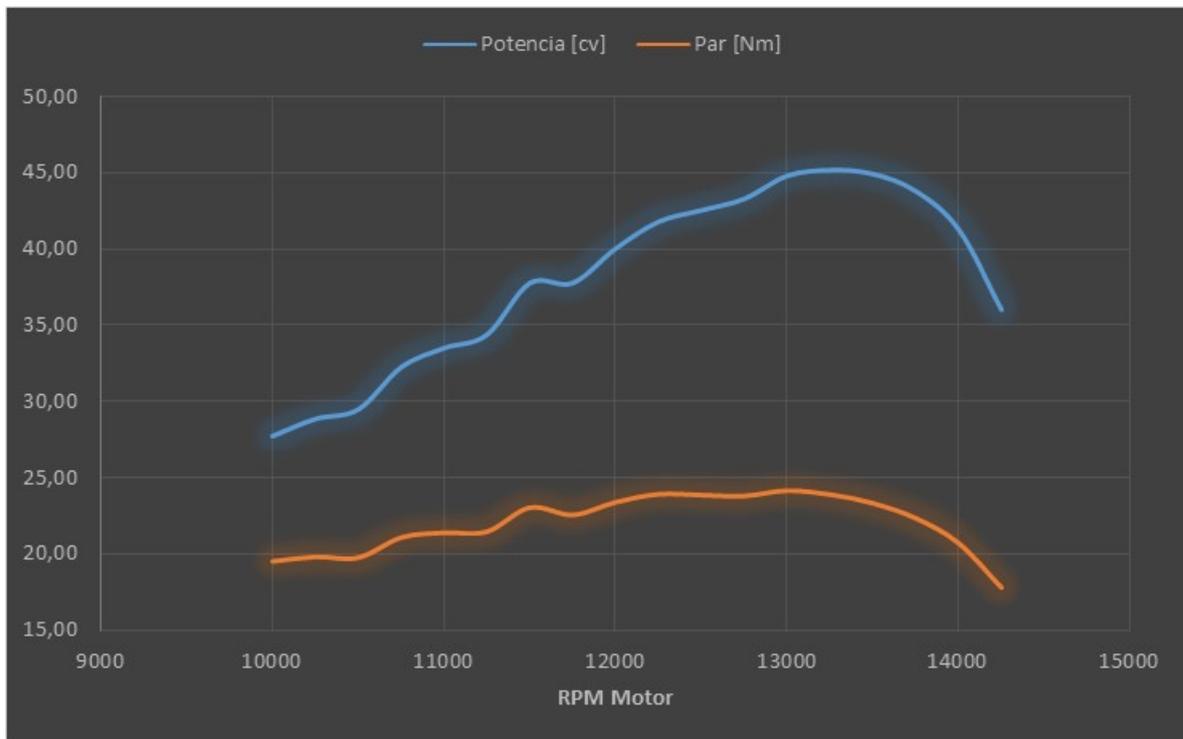
Para trabajar de forma más sencilla, se calcula la media de los valores obtenidos en los experimentos y se construye una nueva tabla:

**Tabla 3.6. –Media de ensayos.**

Revoluciones [rpm]	Potencia [cv]	Potencia [KW]	Par [Nm]
10000	27,75	20,40	19,48
10250	28,88	21,23	19,78
10500	29,50	21,69	19,73
10750	32,25	23,71	21,06
11000	33,50	24,63	21,38
11250	34,38	25,28	21,45
11500	37,75	27,76	23,05
11750	37,75	27,76	22,56
12000	40,00	29,41	23,41
12250	41,75	30,70	23,93
12500	42,50	31,25	23,87
12750	43,25	31,80	23,82
13000	44,75	32,90	24,17
13250	45,13	33,18	23,91
13500	44,88	33,00	23,34
13750	43,75	32,17	22,34
14000	41,25	30,33	20,69
14250	36,00	26,47	17,74

Finalmente, se grafican del mismo modo los resultados:

**Figura 3.13. –Par y potencia medios.**



Como ya se ha explicado, el motor seleccionado (y cualquier motor para la categoría K22) ofrece una respuesta contundente en potencia únicamente a partir de las 8.000 rpm, por ello, los ensayos realizados solo recogen datos para altas rpm. En capítulos posteriores se estudiará la dinámica del kart en condiciones de circulación en circuito, que se realiza en todo momento en el intervalo comprendido entre par máximo y potencia máxima, cuyos valores sobrepasan las 10.000 rpm. Esto justifica que no es necesario obtener los valores de par y potencia a bajas revoluciones.

#### **AN3.2.7. Refrigeración.**

Todo motor de combustión interna debe estar dotado de un sistema de refrigeración que permita disminuir el calor generado por la combustión del combustible y el rozamiento de sus componentes internos.

Durante la combustión, parte de la energía generada no es convertida en energía mecánica y se disipa en forma de calor. El sistema de refrigeración no solo debe limitar la temperatura máxima del motor para evitar daños al mismo, sino también mantener la temperatura óptima de funcionamiento que, dependiendo del tipo y diseño del motor, se encuentra en un rango comprendido entre 80 a 100 °C.

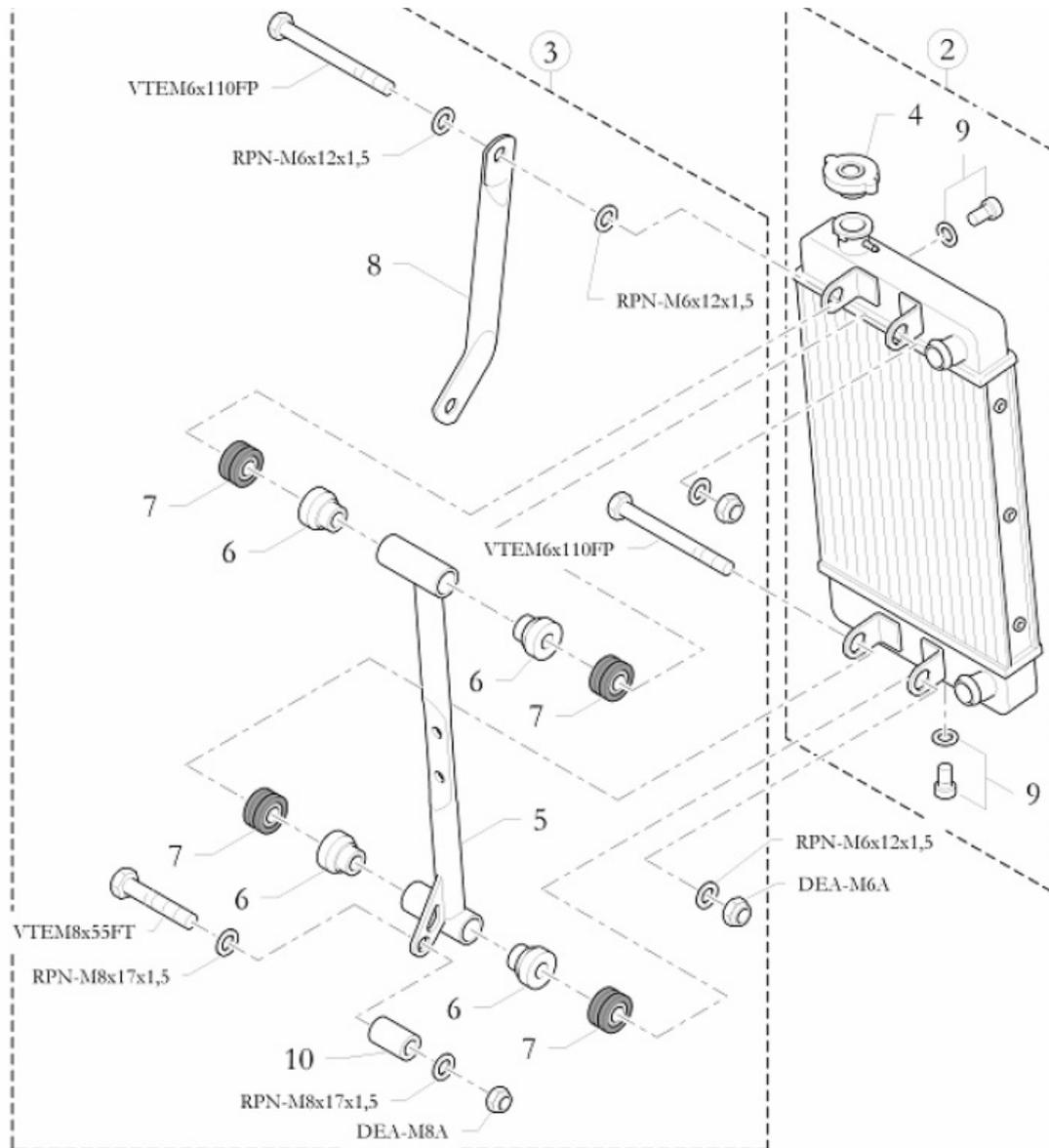
Si el motor trabaja por encima de su temperatura óptima, se corre el riesgo de disminuir la viscosidad del aceite y aumentar el desgaste del motor, así como, detonaciones al encenderse la mezcla de combustible antes de tiempo.

Si el motor trabaja por debajo de su temperatura óptima, se aumenta el consumo de aceite y el desgaste de las piezas ya que estas están diseñadas para dilatarse por efecto del calor a un tamaño determinado, se reduce la potencia por falta de temperatura para una combustión eficiente y se producen incrustaciones de carbón (carbonilla) en distintas partes del motor.

En nuestro caso, se selecciona un sistema completo de refrigeración Birel el cual se describe a continuación:

- Radiador: Birel 3425.00.02. El radiador es el encargado de intercambiar calor con el fluido refrigerante que circula a través del motor y el aire mediante un sistema de láminas. El tapón del radiador incorpora una válvula barométrica que en caso de sobrepasar una determinada presión de funcionamiento esta abrirá y expulsará vapor al exterior para disminuir la presión. El despiece del radiador y su sujeción al chasis se muestran a continuación:

**Figura 3.14. –Radiador y fijación.**



**Tabla 3.7. –Tabla de elementos del radiador.**

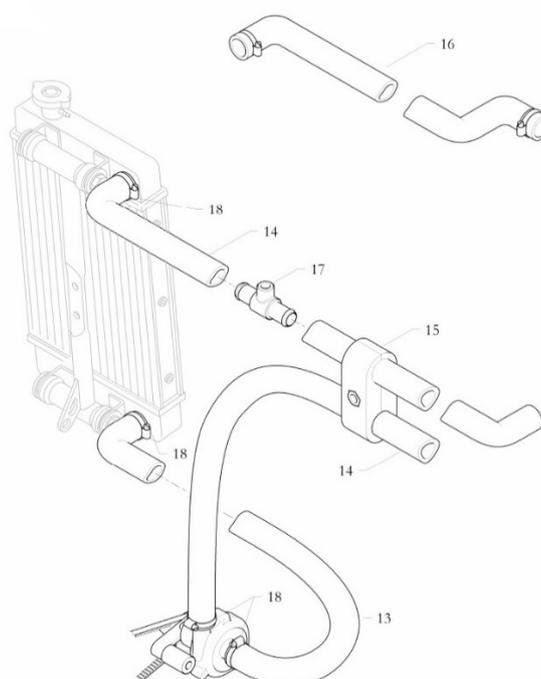
Numeración	Descripción
2	Radiador
3	Montaje del soporte del radiador
4	Tapón del radiador
5	Soporte del radiador
6	Cojinete del soporte
7	Silent Block
8	Soporte adicional
9	Tapón cilíndrico
10	Barra espaciadora 8x20x30

Los orificios que se aprecian en la parte superior e inferior, son los orificios de entrada y salida del refrigerante respectivamente.

- Bomba de agua: Sistema de bomba de agua Birel 6600.00.02. La bomba de agua es la encargada de extraer el líquido refrigerante del radiador e introducirlo en él, haciéndolo pasar previamente por los conductos de refrigeración del motor. En definitiva, es el elemento encargado de mover el líquido refrigerante. En este caso y como indica la norma, la bomba de agua es un elemento externo al motor. El elemento que hace girar la bomba es una correa dentada acoplada al eje de la bomba y al eje trasero del kart, por tanto, siempre que el vehículo se encuentra en movimiento, la bomba de agua está funcionando y el líquido refrigerante también está en movimiento. Por esta razón los arranques en frío pueden ser algo dificultosos y se recomienda dejar calentar el motor antes de entrar en la pista.

En la siguiente figura se muestra el sistema de conductos de la bomba de líquido refrigerante:

**Figura 3.15. – Bomba de líquido refrigerante.**

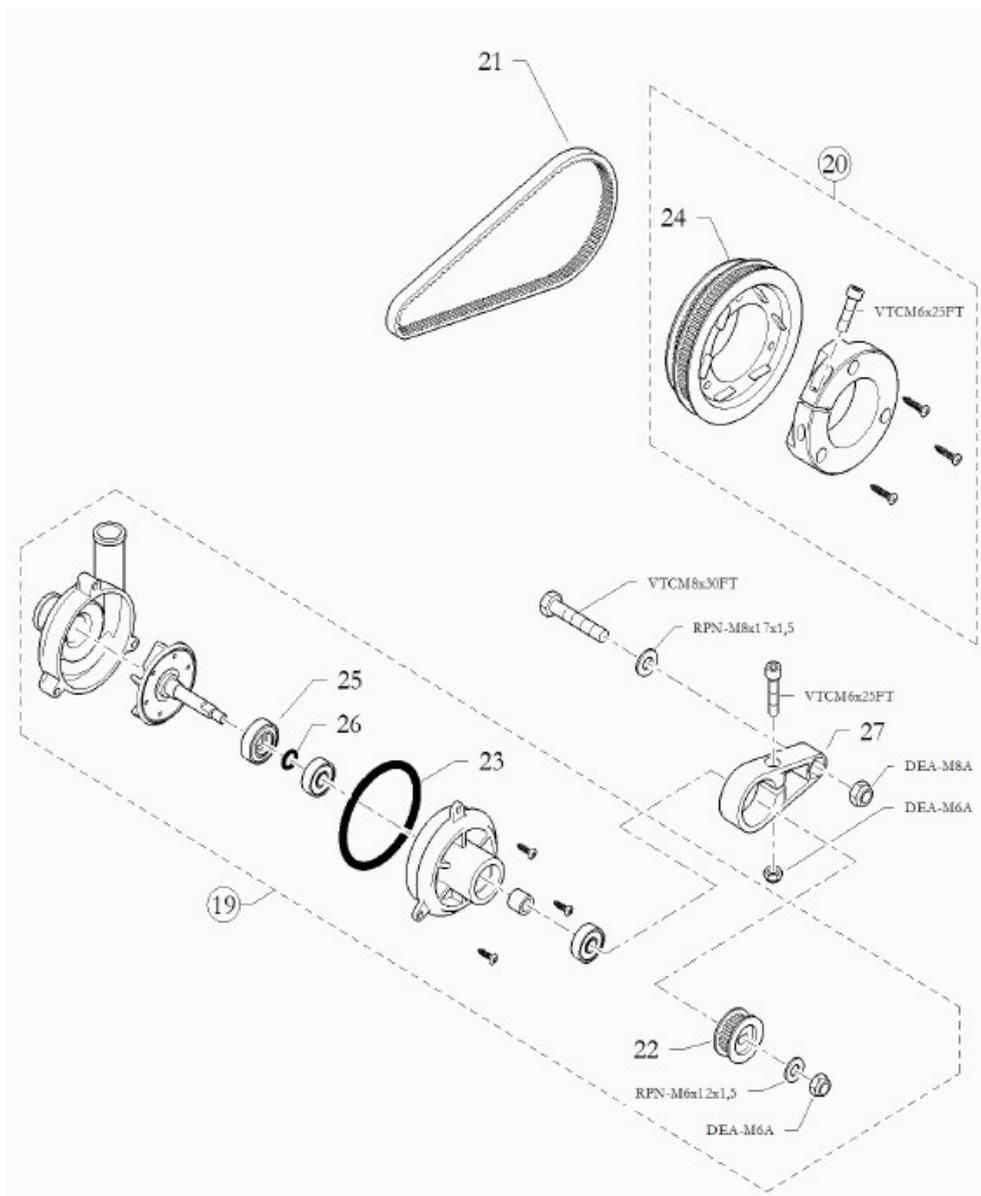


**Tabla 3.8. – Tabla de elementos de la bomba.**

Numeración	Descripción
13	Tubo radiador-bomba
14	Tubo de salida de bomba
15	Soporte
16	Tubo motor-Radiador
17	Soporte de sensor de temperatura
18	Bridas

Finalmente, el despiece de la bomba y su accionamiento:

**Figura 3.16.-Despiece de bomba y accionamiento.**



**Tabla 3.9. –Despiece de la bomba.**

Numeración	Descripción
19	Bomba de agua
20	Montaje de la polea
21	Correa dentada
22	Piñón
23	Junta aislante de bomba
24	Polea
25	Cojinete
26	Anillo de retención
27	Soporte de la bomba de agua

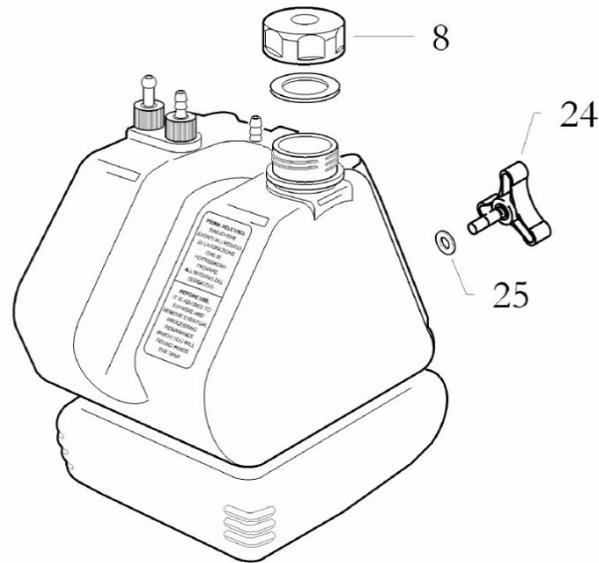
En la siguiente figura, se aprecian en la parte superior del cilindro motor los orificios por los que circula el líquido refrigerante:

**Figura 3.17. –Kit cilindro y pisto TM RACING KZ10B.****AN3.2.8. Depósito de combustible.**

El depósito de combustible se situará sobre la bandeja del chasis y bajo la columna de dirección. En el apartado [AN2.2.25.](#) del [ANEXO 2-](#) se especifica la normativa a seguir para depósitos de combustible.

En este caso, se selecciona un depósito del fabricante Birel modelo 10.6831.00 de 8,5 litros de capacidad.

Con el depósito seleccionado, los tubos de gasolina quedan muy próximos al carburador de modo que no presentarán ninguna molestia al piloto.

**Figura 3.17. –Depósito de combustible.****Tabla 3.10. Despiece del depósito.**

Numeración	Descripción
8	Tapón del deposito
24	Tuerca de desmontaje rápido
25	Arandela

Este modelo de depósito está dotado de un sistema de fácil desmontaje, de manera que en caso de ser necesario podría ser reemplazado.

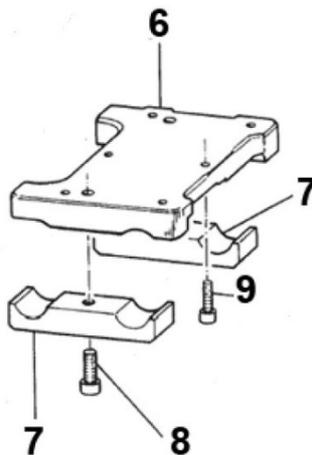
### AN3.3. Fijación del motor al chasis.

En todo momento el motor debe permanecer unido al chasis. Para realizar esta unión se utiliza un sistema de fijación mecánico descrito a continuación.

- El motor se suministra con una bancada. Esta bancada se sujeta al motor mediante 6 tornillos.
- La parte del chasis correspondiente al soporte del motor, está compuesta por dos tubos paralelos de diámetro 28 mm. separados entre sí una distancia de 92 mm. En la parte inferior de la bancada se han mecanizado dos canales que encajan perfectamente sobre estos tubos.
- Una vez encajada la bancada con el motor, se aprieta el conjunto mediante dos bridas por debajo del chasis. Estas bridas, del mismo modo que la bancada, están mecanizadas de manera que sus canales coinciden perfectamente con las barras del chasis. El método de apriete es mediante dos tornillos roscados directamente a la bancada del motor garantizando de ese modo una firme sujeción.

A continuación se muestra en una figura el método de fijación del motor al chasis:

**Figura 3.18. –Fijación del motor al chasis.**



**Tabla 3.11. Despiece de fijación al chasis.**

Numeración	Descripción
6	Bancada
7	Brida
8	Tornillo de brida M10x40
9	Tornillo de bancada M8x25

### AN3.4. Transmisión.

Para que la potencia en el eje del motor se trasmita a las ruedas, es necesario tener una cadena de transmisión. Las ruedas motrices de los karts son siempre las traseras. Otra característica importante es que no se admiten diferenciales lo que conlleva a instalar un eje rígido trasero que hará girar las dos ruedas traseras siempre a la misma velocidad. El inconveniente de que las ruedas traseras giren a la misma velocidad es que a la hora de pasar por una curva, la rueda que está en el exterior debería girar más rápido debido a que el radio de giro siempre será mayor, esto hace que la rueda externa se vea frenada por la interna y provoque deslizamientos.

Los elementos de transmisión son:

- Piñón de ataque.
- Cadena.
- Corona.
- Eje trasero.

#### AN3.4.1. Piñón de ataque.

El piñón de ataque es el primer elemento de la cadena de transmisión, va sujeto mediante un sistema de eje nervado al eje de salida de la caja de cambios y sobre él, se coloca la cadena de transmisión.

Se trata de un piñón de pocos dientes ya que su misión es establecer una relación de

transmisión con la corona que será la que aumente el par en el eje trasero. Por esta razón la corona tiene mayor número de dientes que el piñón.

Como se ha comentado en el apartado 4.1. existen distintos piñones de ataque disponibles de 15, 16, 17, 18, 19, 20 y 21 dientes.

El piñón de ataque es suministrado con el motor por el mismo fabricante, en este caso TM RACING.

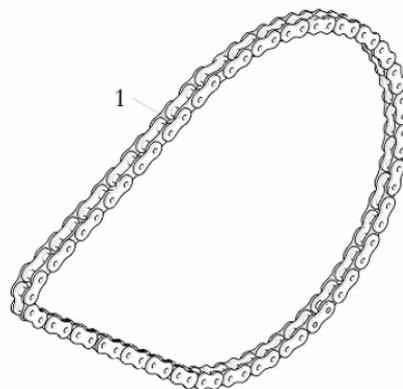
**Figura 3.19. –Detalle del piñón de ataque.**



#### **AN3.4.2. Cadena.**

La cadena es el elemento que une el piñón de ataque con la corona transmitiendo la potencia de uno a otro. Es un elemento formado por eslabones de acero que puede alargarse o acortarse para ajustar su tamaño adecuadamente. La cadena seleccionada es suministrada por BIREL, 219G.G. 104 cuya referencia es: 6450.00.01

**Figura 3.20. –Cadena de transmisión.**



#### **AN3.4.3. Corona.**

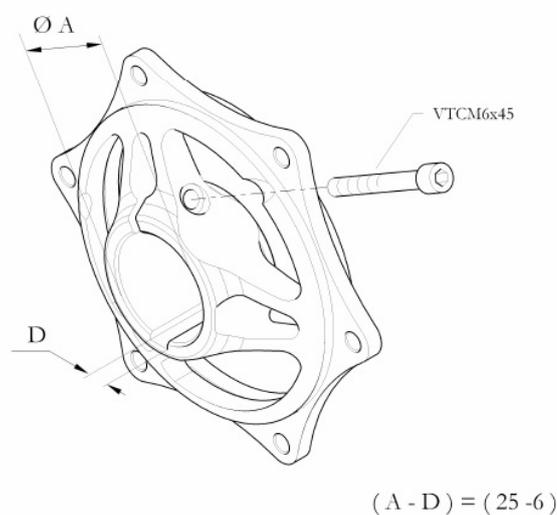
La corona establece junto con el piñón de ataque, la relación de transmisión final entre la caja de cambios y el eje trasero.

Se suministran dos tipos de coronas: coronas que incorporan el sistema de fijación al eje trasero o existe la posibilidad de montar la fijación al eje trasero y la corona a esta.

Se ha escogido instalar la segunda opción de modo que en caso de querer variar la relación de transmisión, únicamente sea necesario cambiar la corona y no la fijación.

La fijación se introduce por un extremo del eje y permite fijarla mediante un tornillo que oprime un cilindro del diámetro del eje ranurado para insertarla con holgura, de este modo, se puede variar la posición de esta fijación con respecto al eje trasero. El diámetro de la fijación debe coincidir con el del eje trasero para ello se ha seleccionado la fijación BIREL CROWN CARRIER 40-8A HQ cuya referencia es: 5850.00.04-BL.

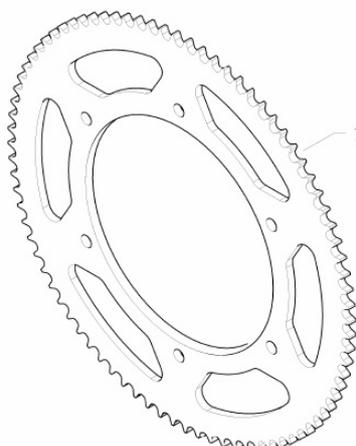
**Figura 3.21. –Fijación de la corona.**



Finalmente, la corona se monta sobre los 5 agujeros de diámetro 8 mm. de la fijación. Del mismo modo que el piñón, existen diferentes dentados disponibles para la corona: desde 70 hasta 92 dientes.

La corona seleccionada es suministrada por BIREL referencia: 6000.10.XX.

**Figura 3.22. –Corona.**

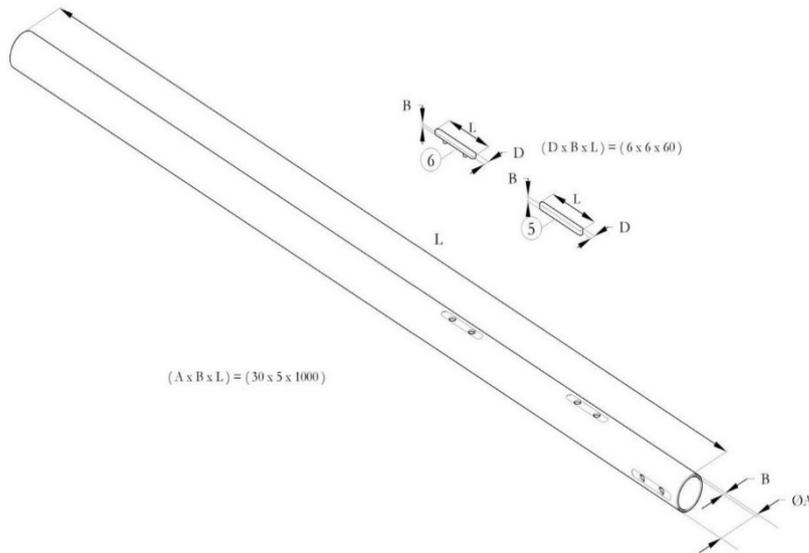


**AN3.4.4. Eje trasero.**

El eje trasero es el elemento encargado de transmitir par y revoluciones a las ruedas. Se trata de un tubo de 40 mm. de diámetro exterior, 1040 mm. de longitud y 3mm. de espesor.

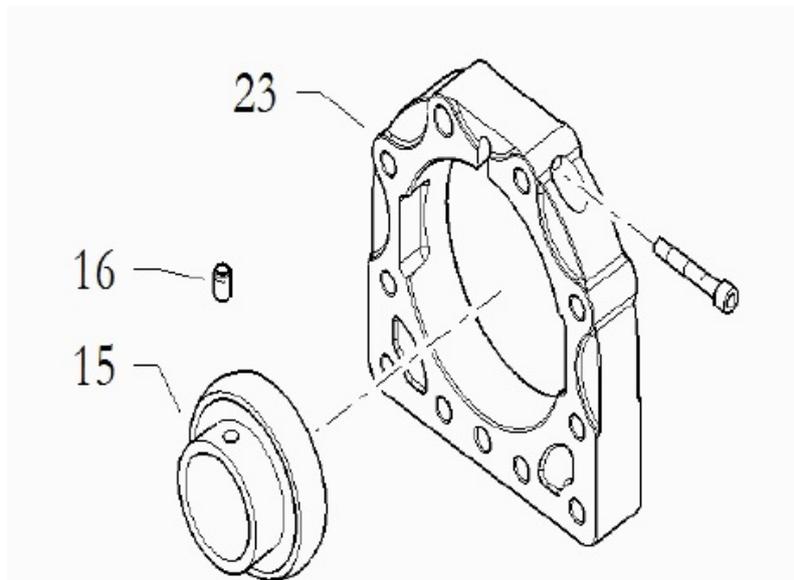
El suministrador es BIREL y la referencia: 8150.06.09-M.

**Figura 3.23. –Eje trasero.**



El eje trasero va alojado en rodamientos los cuales van montados sobre unos soportes y estos sujetos al chasis mediante tornillos.

**Figura 3.24. –Soporte de rodamiento.**



**Tabla 3.12. –Elementos del soporte de rodamiento.**

<b>Marca en plano</b>	<b>Designación</b>	<b>Código de fabricante</b>
<b>15</b>	Rodamiento 40	40.7109.00
<b>16</b>	Pasador 8x1x7	40.2921.00
<b>23</b>	Soporte de rodamiento MTS H22 ST5	10.11592.00-BL

Al tratarse de accesorios suministrados por BIREL, el rodamiento no es comercial, por esa razón no se indica su designación normalizada.

## ANEXO 4- CHASIS

### AN4.1. Chasis seleccionado.

Para el presente trabajo se ha optado por un chasis BIREL CRY32 del que en posteriores apartados, se va a exponer toda la información necesaria para cumplir con los objetivos del trabajo.

El chasis seleccionado está homologado para KF4, KF3, KF2 y KZ2 siendo su código de homologación 24/CH/17.

El conjunto del chasis será desmenuzado y explicado su funcionamiento componente a componente en secciones posteriores, de manera tal que a la hora de realizar cálculos dinámicos del vehículo, su comprensión sea clara y concisa.

A continuación se muestran unas imágenes del conjunto seleccionado:

Figura 4.1. –Lateral CRY 32.



Figura 4.2. –Frontal CRY32.



Figura 4.3. – Planta CRY 32.



## AN4.2. Materiales de construcción del chasis.

El material utilizado por el fabricante para fabricar el chasis CRY 32 es un acero SAE (Society of Automotive Engineers) 4130 del que se va a hablar a continuación.

### AN4.2.1. Nomenclatura S.A.E – A.I.S.I

Como la micro estructura del acero determina la mayoría de sus propiedades y aquella está determinada por el tratamiento y la composición química; uno de los sistemas más generalizados en la nomenclatura de los aceros es el que está basado en su composición química.

En el sistema S.A.E. – A.I.S.I, los aceros se clasifican con cuatro dígitos XXXX. Los primeros dos números se refieren a los dos elementos de aleación más importantes y los dos o tres últimos dígitos dan la cantidad de carbono presente en la aleación. Un acero 1040 AISI es un acero con 0,4%C; un acero 4340 AISI, es un acero aleado que contiene 0,4%C, el 43 indica la presencia de otros elementos aleantes.

❖ Las convenciones para el primer dígito son:

- 1- Manganeso
- 2- Níquel
- 3- Níquel-Cromo, principal aleante el cromo
- 4- Molibdeno
- 5- Cromo
- 6- Como-Vanadio, principal aleante el cromo
- 8- Níquel-Cromo-Molibdeno, principal aleante el molibdeno.
- 9- Níquel-Cromo-Molibdeno, principal aleante el níquel.

### AN4.2.2. Aceros 41XX

El acero 41XX (aceros al cromo-molibdeno), es una familia de aceros microaleados (e en inglés, High-strength low alloy (HLSA) steel) de alta resistencia y de baja aleación, según lo especificado por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SIA). Sus elementos de aleación

incluyen el cromo y molibdeno, (Cr [0.40-1.20%]), (Mo [0.08-0.25%]) y como resultado de estos materiales se refiere a menudo como acero CRMO o Chromoly. Tienen una fuerza excelente al cociente de peso, son fáciles de soldar y son considerablemente más fuertes y más duros que el estándar 1020 de acero. No es tan ligero como una aleación de aluminio, pero tiene la ventaja de una alta resistencia a la tracción y alta ductilidad.

**AN4.2.3. Características que aportan el Cromo y el Molibdeno.**

❖ Cromo:

La adicción del elemento cromo origina la formación de diversos carburos de cromo que son muy duros. Sin embargo, el acero resultante es más dúctil que un acero de la misma dureza producido simplemente al incrementar su contenido en carbono. La adición de cromo amplía el intervalo crítico de temperatura.

❖ Molibdeno:

El molibdeno forma carburos y también se disuelve en ferrita hasta cierto punto, de modo que intensifica su dureza y tenacidad. El molibdeno abate sustancialmente el punto de transformación. Debido a este abatimiento, el molibdeno es de lo más eficaz para impartir propiedades deseables de templabilidad en aceite o en aire. Exceptuando al carbono, es el que tiene mayor efecto endurecedor y un alto grado de tenacidad.

**AN4.2.4. Contenido de la aleación y propiedades mecánicas.**

A continuación se representan dos tablas con los datos de contenido elemental y propiedades mecánicas de la aleación 4130.

Tabla 4.1. -Contenido elemental.

%Cr	%Mo	%C	%Mn	%P (Máximo)	%S (Máximo)	%Si
<b>0,80-1,10</b>	0,15-0,25	0,28-0,33	0,40-0,60	0,035	0,04	0,15-0,35

Tabla 2.2. –Propiedades mecánicas.

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo Elástico	2.05e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo Cortante	8,00E+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	73100000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión		N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	460000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica		/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

### AN4.3. Geometría y construcción del chasis.

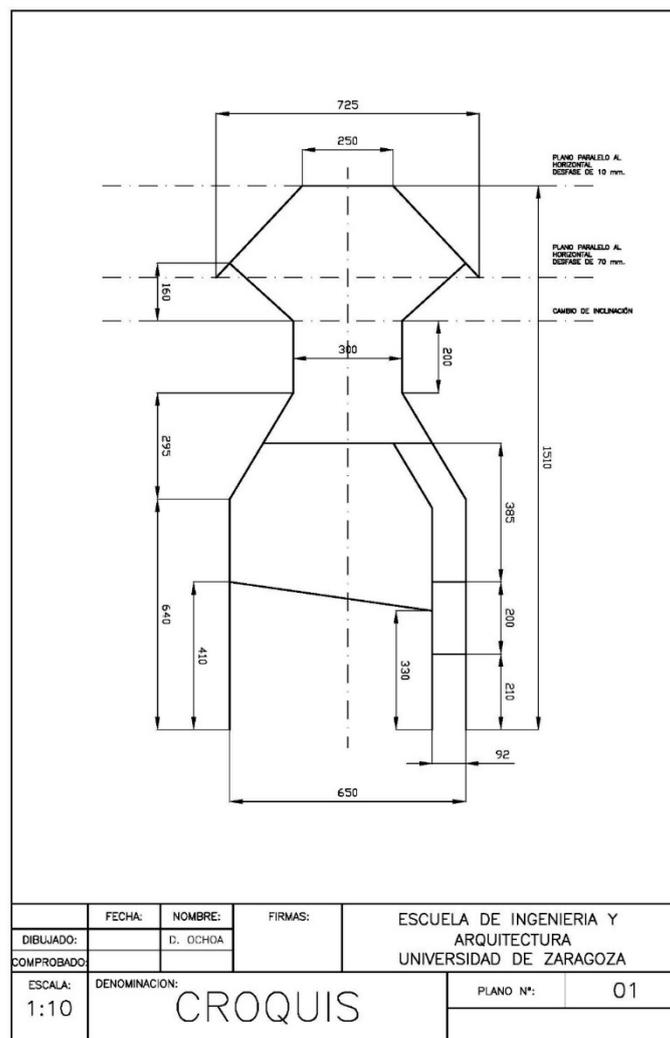
El chasis seleccionado está fabricado con tubos de acero SAE 4130 de diferentes secciones. Para poder realizar un análisis estructural en posteriores capítulos, se ha implementado el chasis en SolidWorks. Este programa permite aplicar esfuerzos sobre determinados puntos del chasis que simularan los esfuerzos dinámicos y calcular tensiones en la estructura del mismo.

Para poder realizar el dibujo 3D se parte de un croquis dibujado en AutoCAD. Las medidas con las que se ha realizado el croquis han sido tomadas de la ficha de homologación del kart.

El plano de la figura siguiente representa los ejes de los diferentes tubos que conforman la estructura del chasis y las cotas principales del mismo pudiendo realizar a partir del mismo, el dibujo y plano completo de toda la estructura principal del chasis.

*(\*)NOTA: Todos los planos dibujados en SolidWorks o en AutoCAD serán adjuntados al final del documento en sus tamaños apropiados. Los incluidos en esta sección no figuran en el formato correspondiente.*

**Figura 4.4. –Croquis del conjunto.**



Una vez dibujado el croquis en AutoCAD, SolidWorks permite importar dicho archivo como croquis para una construcción en 3D. El diseño ha sido implementado con la geometría y los materiales reales de la estructura del cual se han podido obtener una serie de imágenes renderizadas como figuran a continuación:

**Figura 4.5. -Chasis en vista isométrica.**



**Figura 4.6. -Chasis en vista posterior.**



**Figura 4.7. -Chasis en vista de alzado.**



Como se observa en la figuras, se han efectuado todos los recortes necesarios en los tubos para que se solapen perfectamente unos con otros y permitan realizar correctamente uniones mediante soldadura.

Para poder apreciar claramente estas uniones, se ha realizado un zoom sobre una parte de la estructura que contiene varias uniones entre tubos y posteriormente renderizado:

Figura 4.8. -Uniones entre tubos.



Figura 4.9. -Medidas generales del conjunto.

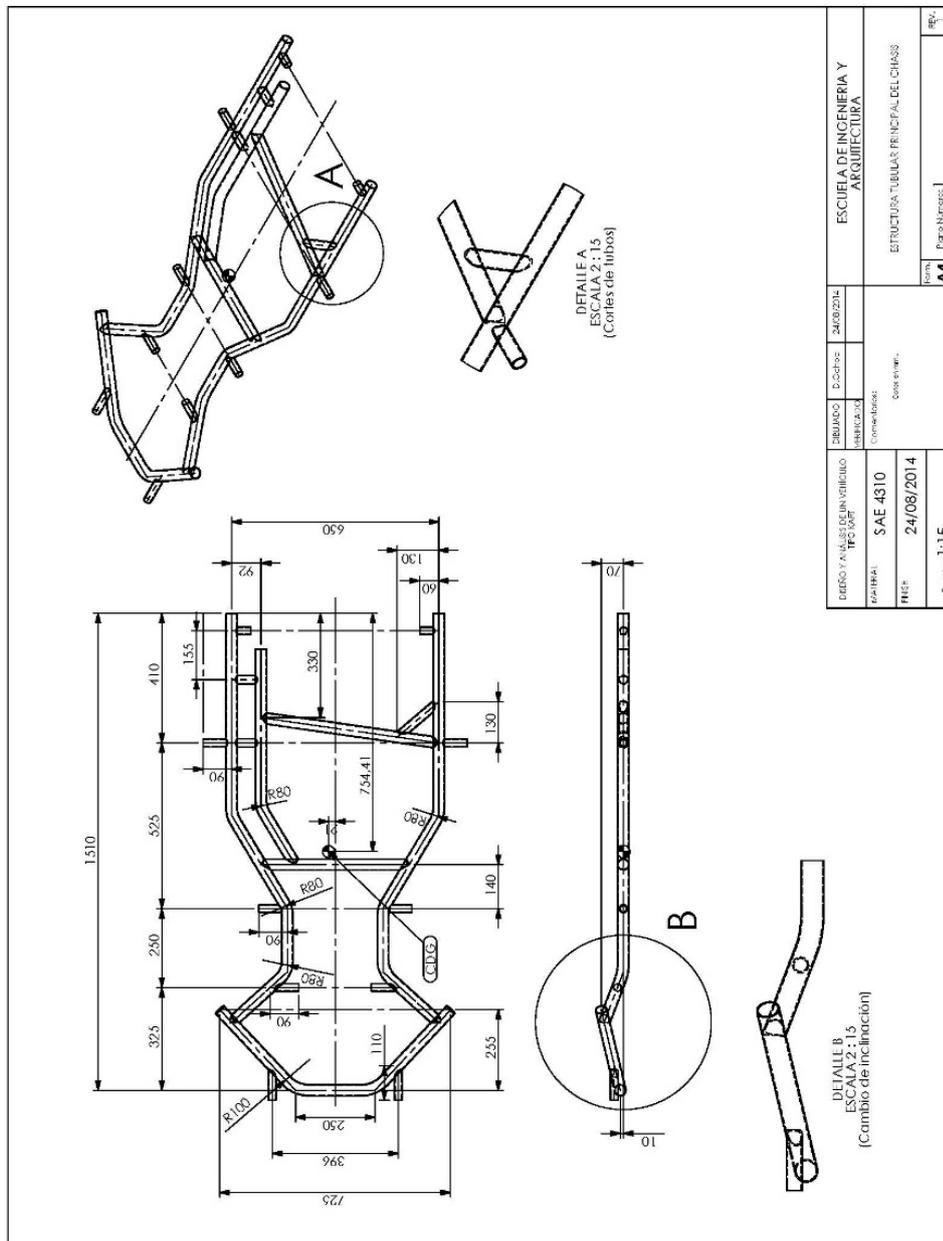
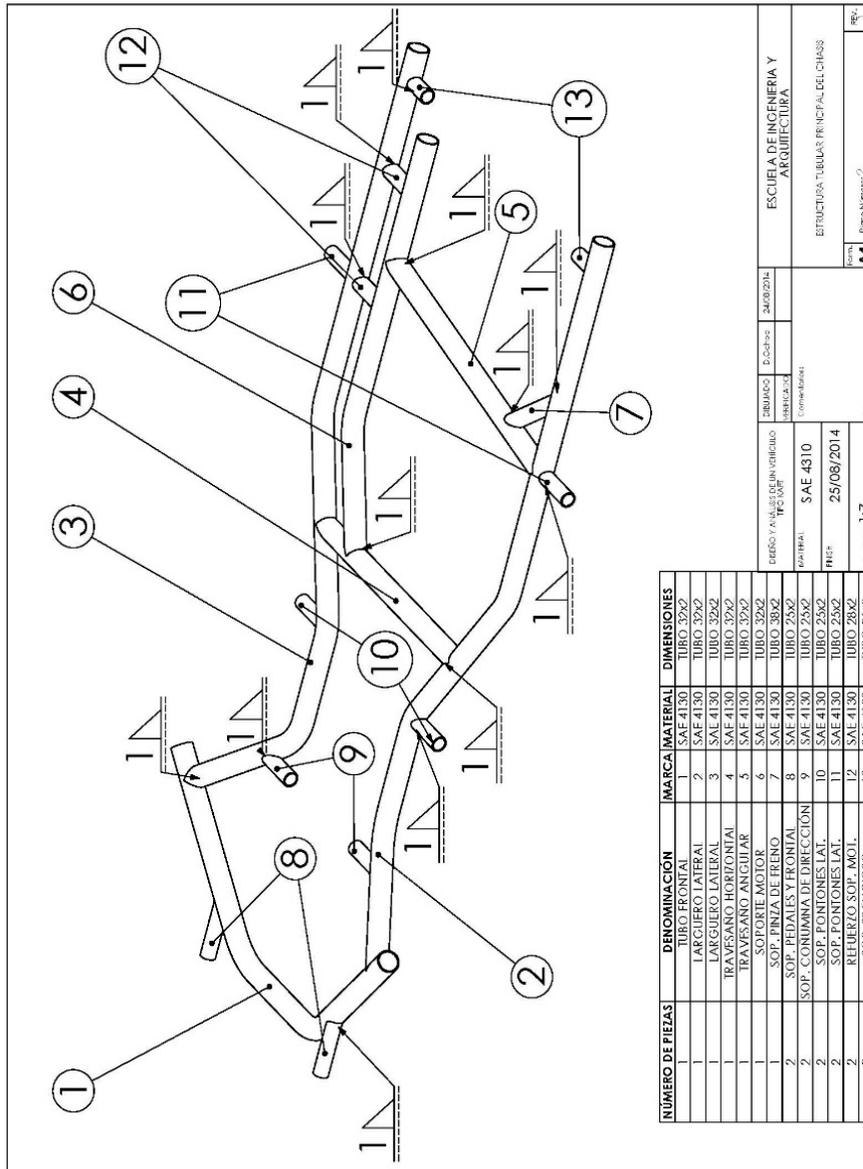


Figura 4.10. –Soldaduras del conjunto.



En los dos planos anteriores se detallan las dimensiones y detalles constructivos del chasis. Ambos planos han sido realizados con SolidWorks.

En primer plano contiene dos vistas detalladas que de nuevo, permiten ver como se realizan los cortes en los tubos y los cambios de plano que sufre la estructura. El segundo plano especifica la posición de los cordones de soldadura y define la función de cada uno de los tubos.

- Tubo 1: Tubo frontal, sobre este tubo se montan las horquillas que sujetan las manguetas de dirección. Las manguetas de dirección son los elementos que permiten el giro de las ruedas delanteras.

**Figura 4.11. -Manguetas de dirección.**



- Tubos 2 y 3: Son los tubos laterales del chasis, en la parte trasera de estos tubos se colocan las fijaciones del eje trasero.

**Figura 4.12. -Fijaciones del eje trasero.**



- Tubos 4 y 5: Son los tubos transversales sobre los que se sujeta el depósito de gasolina y el asiento respectivamente.
- Tubo 6: Junto con el tubo 3, soporta la bancada del motor.
- Tubo 7: Tubo de refuerzo.
- Tubos 8: Soportan el carenado frontal y los pedales.
- Tubos 9: Fijación de los soportes de la columna de dirección.
- Tubos 10 y 11: Soportan los pontones laterales.
- Tubos 12: Refuerzos.
- Tubos 13: Fijación de los soportes del silencioso.

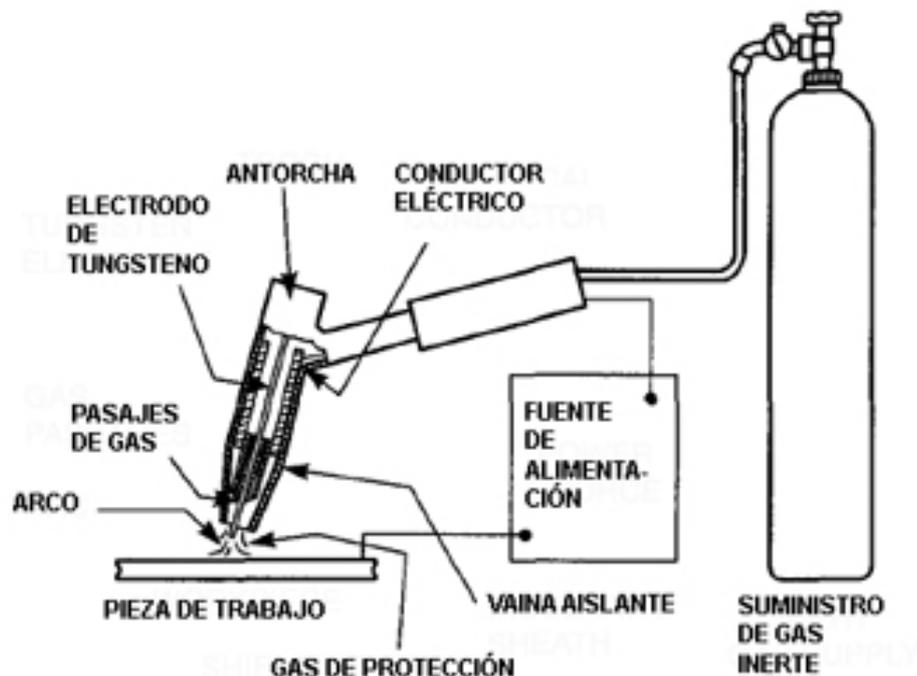
Las dimensiones de los tubos quedan especificadas en el plano segundo.

Las soldaduras indicadas deben realizarse mediante soldadura TIG (tungsten inert gas). La soldadura TIG se caracteriza por el empleo de un electrodo permanente de tungsteno, aleado a veces con torio o circonio en porcentajes no superiores a un 2%. Dada la elevada resistencia a la temperatura del tungsteno (funde a 3410 °C), acompañada de la protección del gas, la punta del electrodo apenas se desgasta tras un uso prolongado. Los gases más utilizados para la protección del arco en esta soldadura son el argón y el helio, o mezclas de ambos.

La gran ventaja de este método de soldadura es, básicamente, la obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en el resto de procedimientos, ya que el gas protector impide el contacto entre el oxígeno de la atmósfera y el baño de fusión. Además, dicho gas simplifica notablemente el soldeo de metales ferrosos y no ferrosos, por no requerir el empleo de desoxidantes, con las deformaciones o inclusiones de escoria que pueden implicar. Otra ventaja de la soldadura por arco en atmósfera inerte es la que permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y proyecciones; la movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, lo que repercute favorablemente en la calidad de la soldadura. El cordón obtenido es por tanto de un buen acabado superficial, que puede mejorarse con sencillas operaciones de acabado, lo que incide favorablemente en los costes de producción. Además, la deformación que se produce en las inmediaciones del cordón de soldadura es menor.

Como inconvenientes está la necesidad de proporcionar un flujo continuo de gas, con la subsiguiente instalación de tuberías, bombonas, etc., y el encarecimiento que supone. Además, este método de soldadura requiere una mano de obra muy especializada, lo que también aumenta los costes. Por tanto, no es uno de los métodos más utilizados sino que se reserva para uniones con necesidades especiales de acabado superficial y precisión.

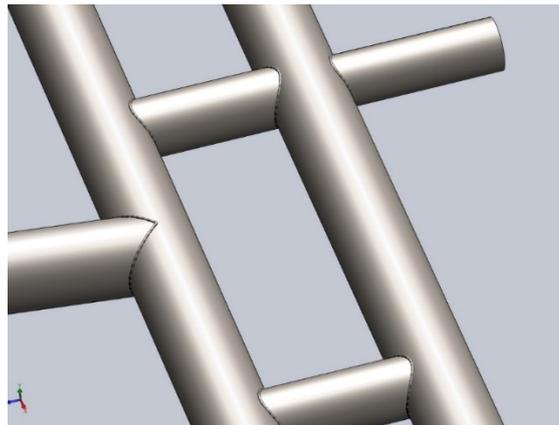
**Figura 4.13.-Soldadura TIG**



SolidWorks permite implementar soldaduras seleccionando material, diámetro y posición del cordón, de modo que a la hora de realizar cálculos se pueden obtener valores bastante próximos a la realidad.

En la siguiente figura se puede apreciar las soldaduras implementadas en SolidWorks:

**Figura 4.11. –Detalle de soldaduras.**

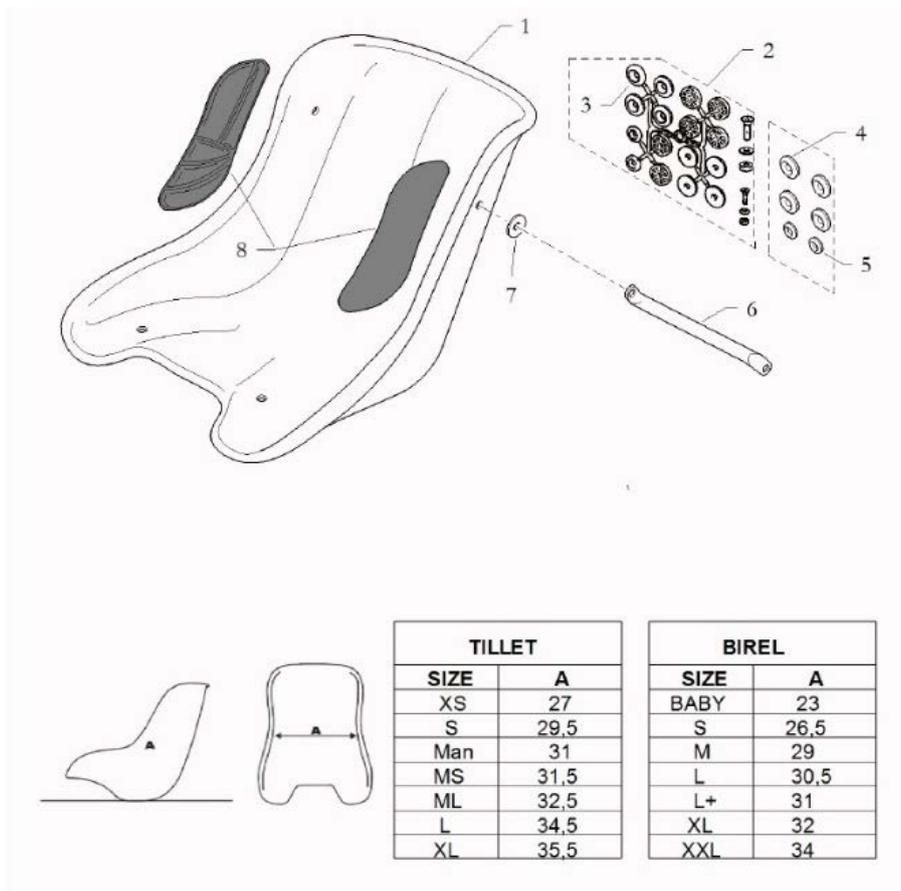


**AN4.4. Asiento.**

El asiento está fabricado en fibra de vidrio. Debe mantener el cuerpo del piloto perfectamente sujeto de la espalda y zona lumbar para evitar lesiones.

El asiento seleccionado es un BIREL modelo 40.4096 del que tenemos disponibles diferentes tallajes como se muestra en la imagen.

**Figura 4.12. –Tallajes de asiento.**



**Figura 4.13.- Asiento Birel 40.4096.**



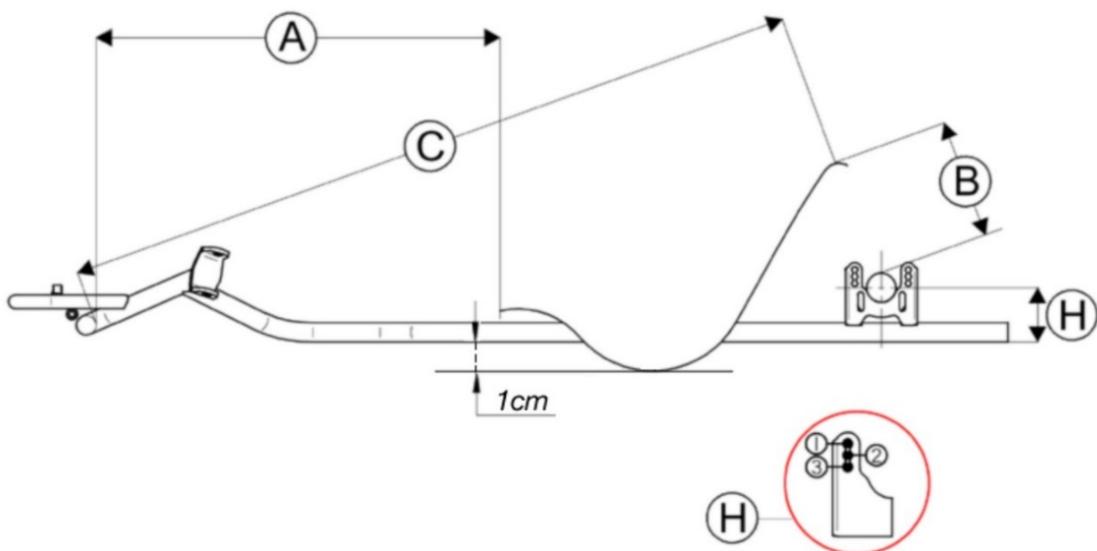
En asiento se instala en el chasis mediante tubos del mismo material soldados al mismo, de modo que queda completamente fijado y las sujeciones se adaptan a la talla del asiento.

**Figura 4.14.-Montaje del asiento.**



Finalmente, la posición del asiento con respecto al chasis será:

**Figura 4.15. -Posición final del asiento.**



Siendo los valores de B y C, 200 y 1270 mm. respectivamente.

#### AN4.5. Elementos de dirección.

Para poder realizar virajes el kart necesita estar dotado de elementos de dirección. Estos elementos son: volante, columna de dirección y manguetas.

##### AN4.5.1. Volante.

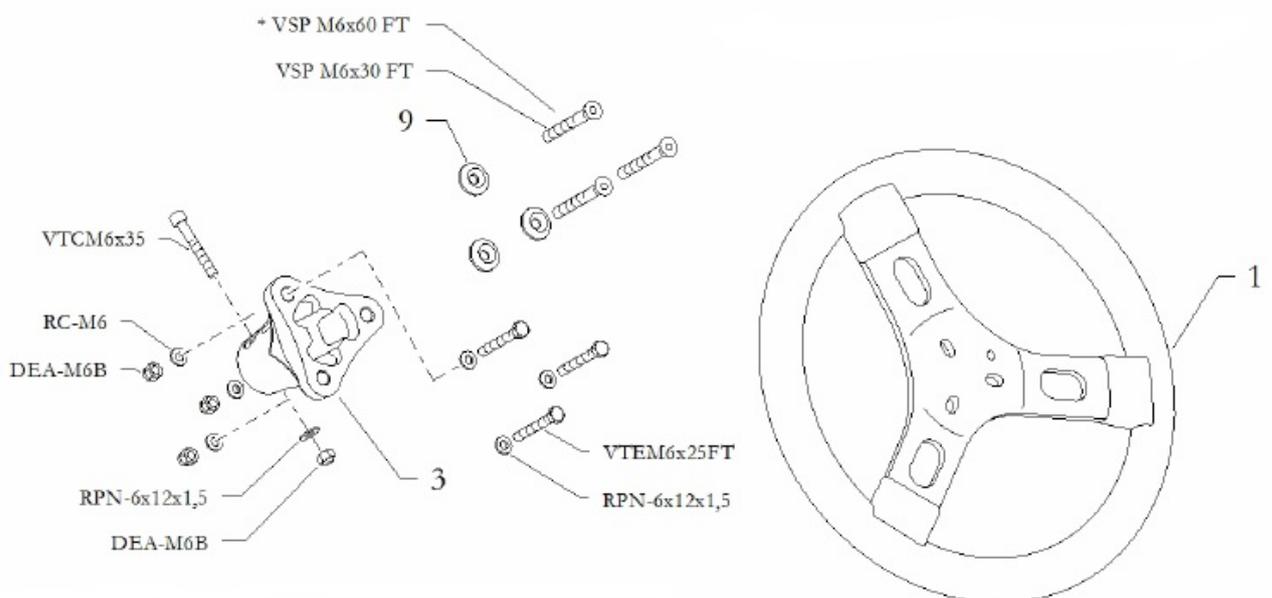
El volante es el elemento de la dirección que acciona directamente el piloto. Su diámetro puede oscilar entre los 300 y los 400 mm. El volante seleccionado es un volante de 300 mm. BIREL LEATHER HQ MS mod. 5300.00.04.

**Figura 4.16. –Volante HQ MS LEATHER.**



El volante se monta sobre la columna de dirección como se indica en la figura 5.17. Todos los elementos que aparecen en la figura son comercializados por BIREL pudiéndose adquirir el kit completo de volante.

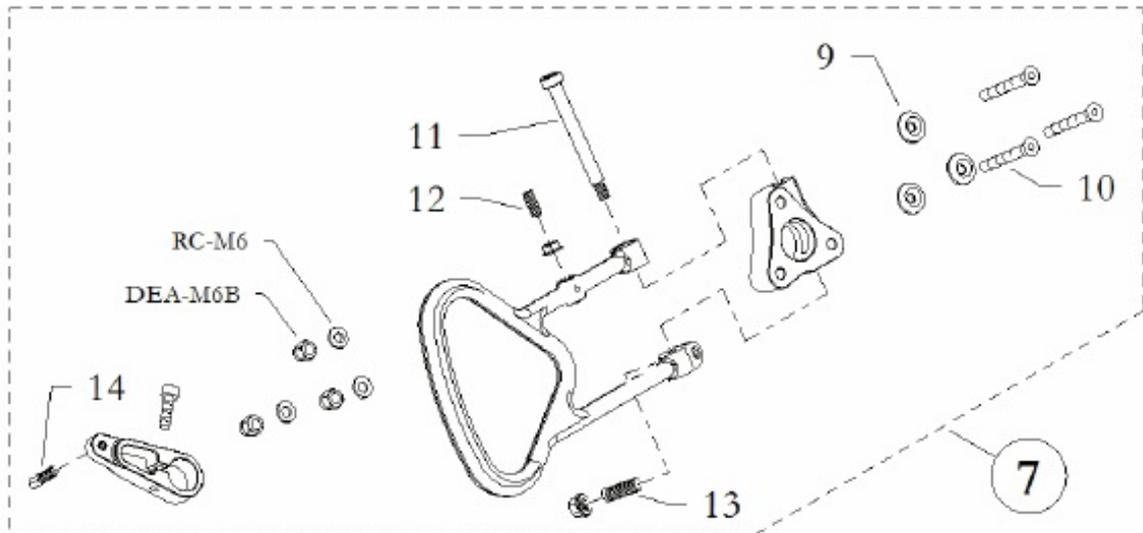
**figura 4.17 –Montaje del volante.**



La referencia del soporte del volante (pieza número 3) número 3 es: 5679.10.06.

En el volante también se encuentra ubicado el accionamiento del embrague como se detalla a continuación:

**Figura 4.18. –Elementos del accionamiento del embrague.**



**Tabla 4.3. –Elementos de embrague.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
9	Tuerca M6	20.3615.10-LU
10	Tornillo 50 mm.	20.10363.06-LU
11	Pasador M6x65 12.9	40.11025.00
12	Pasador 6x16 UNI 5923-67	40.11143.00
13	Pasador 8x25 UNI 5923-67	40.11144.00
14	Ajustador M6x40 D7-D2,9	40.0634.00

En la siguiente figura se aprecian todos los elementos de accionamiento del embrague:

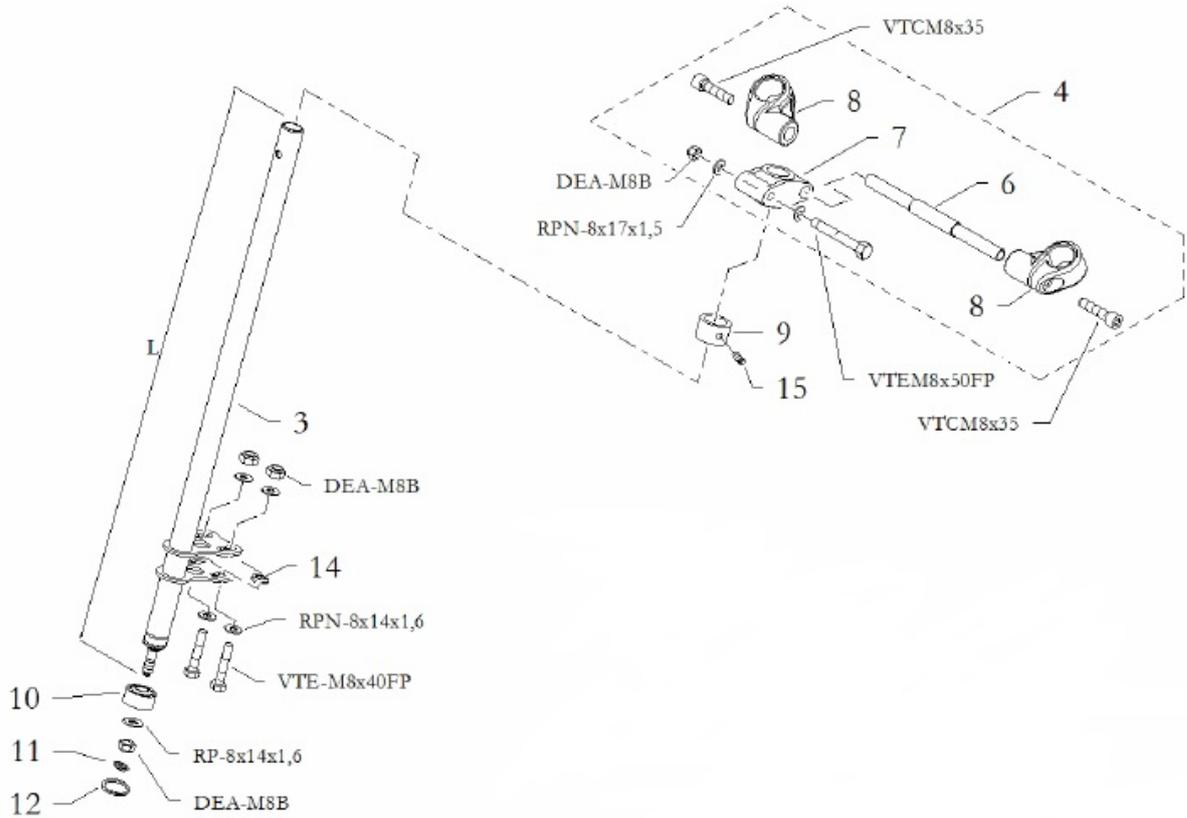
**Figura 4.19. –Elementos de accionamiento del embrague.**



**AN4.5.2. Columna de dirección.**

La columna de dirección es el elemento que transmite el giro del volante para convertirlo en un desplazamiento lineal que permitirá hacer rotar las manguetas de dirección.

**Figura 4.20. –Columna de dirección.**

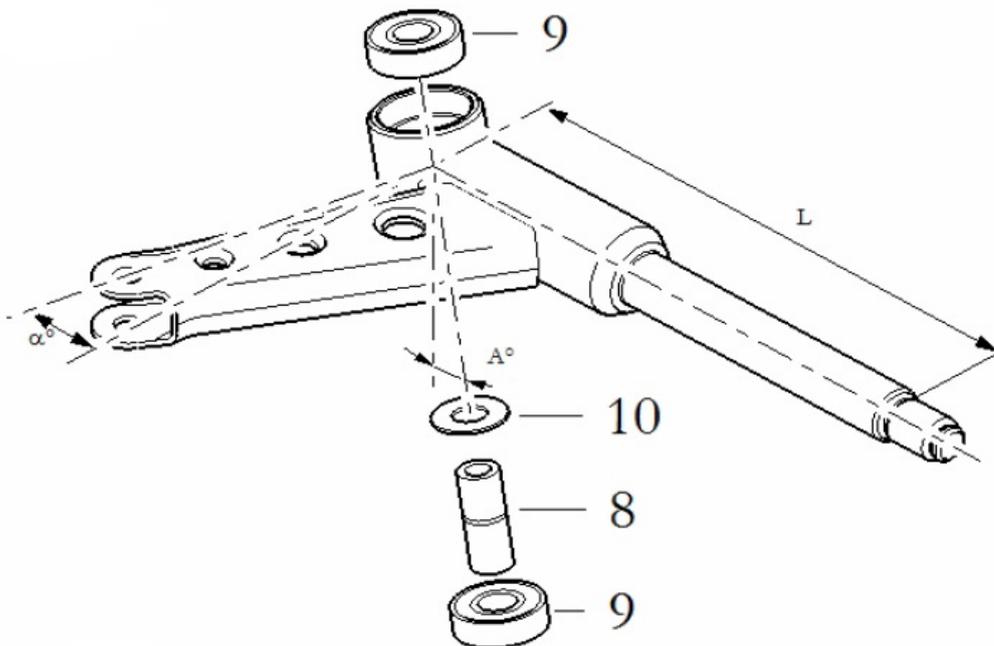


**Tabla 4.4 –Elementos de la columna de dirección.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
3	Columna de dirección	10.0780.00
4	Soporte de la columna	10.0833.00
6	Tirante L75	20.3849.06
7	Soporte de nylon	20.0750.18
8	Soporte L45	20.3848.10-CH
9	Anillo de fijación	20.0261.10-LU
10	Junta M8	40.0578.00
11	Clip 3,1x11x1	40.0217.00
12	Clip UNI 7437	AAI-22
14	Espaciador	20.1900.06
15	Pasador 6x6 DIN 913	40.3684.00

**Figura 4.21. –Columna de dirección y sistema de bielas.****AN4.5.3. Manguetas.**

Las manguetas son el elemento al que va unido al buje de las ruedas y que las hacen rotar respecto a un punto fijo. El movimiento rotatorio se realiza respecto de unas horquillas solidarias al chasis. El movimiento rotatorio se obtiene del mecanismo de biela desde la columna de dirección.

**Figura 4.22. –Manguetas de dirección.**

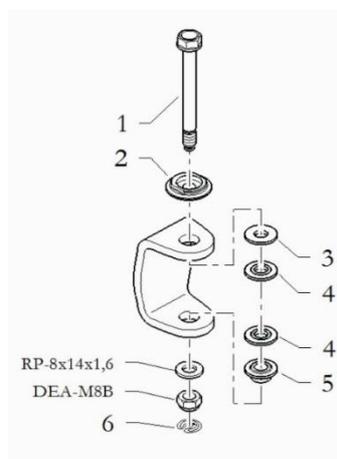
**Tabla 4.5. -Elementos de las manguetas.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
9	Rodamiento 8x26x8 ZZ	40.7998.00
10	Arandela 12x22,9x0,7	20.9797.18
8	Casquillo de separación 8x12x27,7	20.9061.06

La longitud L es de 135 mm. mientras que la longitud del segmento unido al tirador son 100 mm. y el ángulo  $\alpha$  es 25°.

Las horquillas solidarias al chasis deben permitir el giro con las menores pérdidas por rozamiento posibles.

**Figura 4.23. –Horquilla.**



**Tabla 4.6. –Elementos de la horquilla.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
1	Eje	20.9703.06
2	Buje del eje 0,5V	20.8537.06
3	Separador 8x20x2,8	20.3717.06
4	Separador 8x20x5,5	20.1098.06
5	Buje del eje 0,5	20.1587.06
6	Clip 3,1x11x1	40.0217.00

#### AN4.5.4. Radio de giro.

El radio de giro del kart es de 2 mm. Para conseguir este radio de giro sin que se produzca deslizamiento en los neumáticos delanteros, una rueda debe girar mayor ángulo que la otra. Se debe conseguir que el centro instantáneo de rotación (CIR) se mantenga siempre sobre el mismo punto.

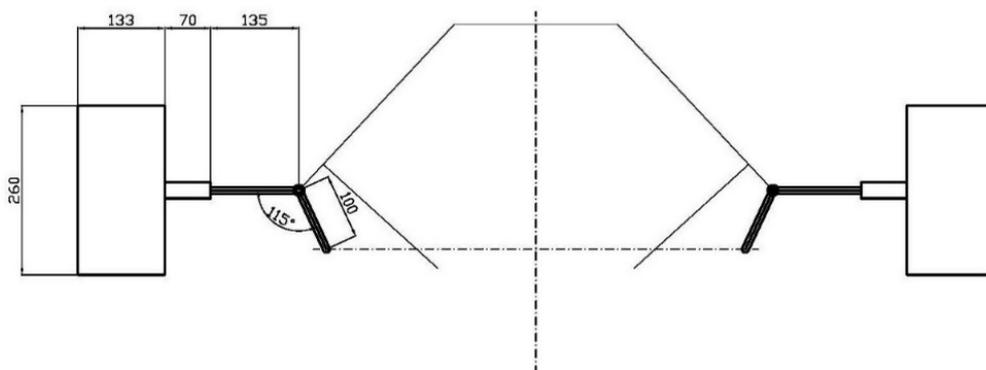
Para lograr que se produzca esto, las manguetas están dotadas de un sistema extensible telescópico que permite variar su longitud si se solicita un determinado esfuerzo. En la realidad, no se consigue hacer coincidir el CIR de ambos ejes con exactitud pero las

pequeñas deformaciones producidas en el neumático (ángulo de deriva) ayudan a que las ruedas delanteras efectúen giros sin deslizamiento.

Por contra, en el eje trasero no se permiten diferenciales y consecuentemente las dos ruedas giran a la misma velocidad en paso por curva lo que produce constantes deslizamientos de los neumáticos traseros.

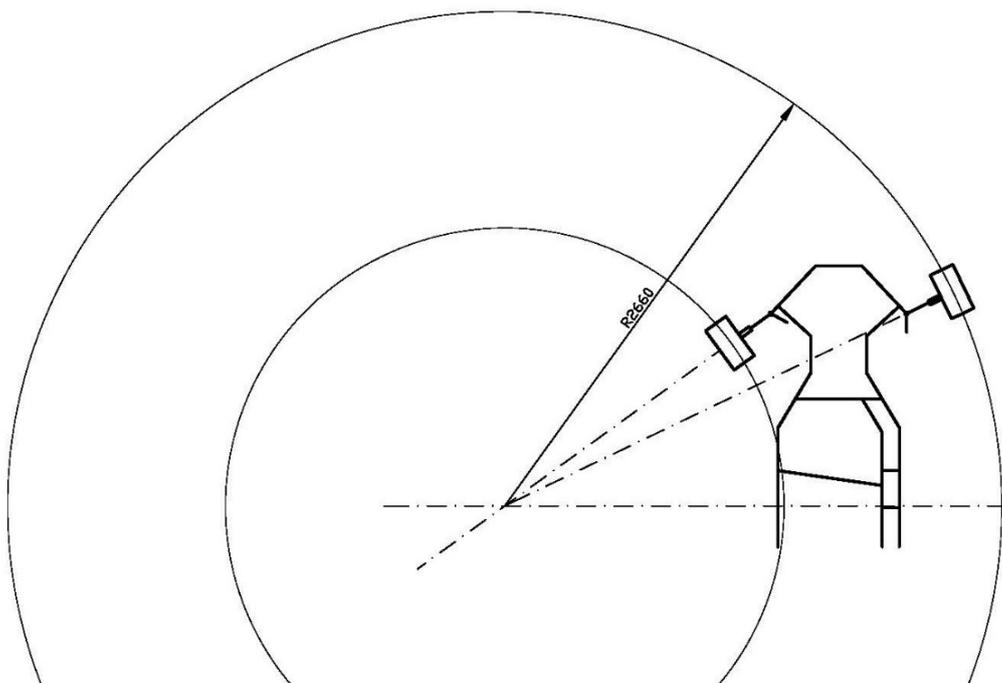
A continuación, se ha representado un croquis esquemático de las manguetas de dirección, bujes y neumáticos respecto del chasis. Todas las dimensiones acotadas son dimensiones reales de los elementos acotados.

**Figura 4.24. Croquis de dirección.**



Finalmente, el radio de giro mínimo que es capaz de realizar el vehículo:

**Figura 4.25. –Radio de giro.**

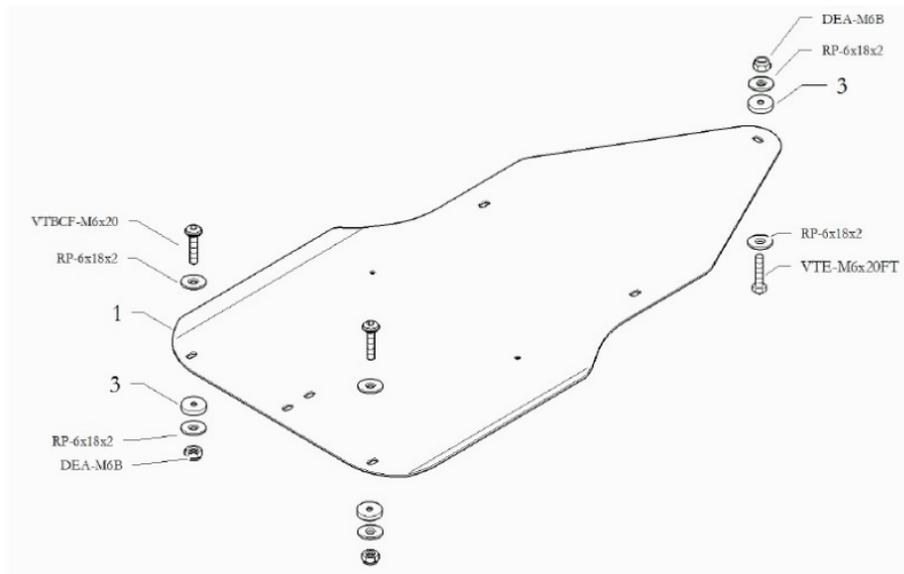


#### AN4.6. Bandeja.

Como indica la normativa, el kart debe estar provisto de una bandeja que evite que los pies del piloto entren en contacto con la pista y que cualquier objeto (piedra, pieza, fluido, etc.) pueda alcanzar al piloto.

El modelo seleccionado pertenece a la compañía BIREL cuya referencia y modelo son: 10.10310.00 FLOOR PANEL B25W.

**Figura 4.26. –Bandeja.**



#### AN4.7. Pedales.

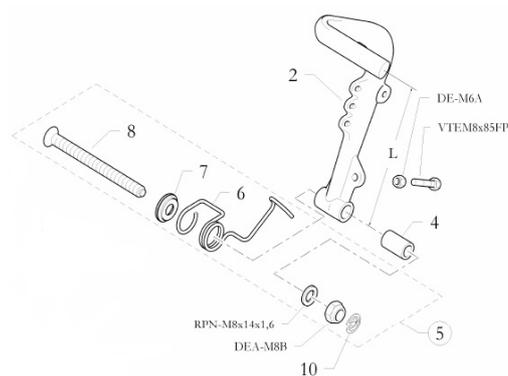
Al incluir el embrague en la columna de dirección, únicamente son necesarios un pedal acelerador y otro para el freno. El pedal de acelerador acciona directamente la sirga que levanta y baja la tajadera del carburador. El pedal de freno, acciona directamente la bomba de líquido de freno. En el capítulo de frenado se detalla este sistema.

**Figura 4.27. –Detalle del pedal del acelerador.**



Como el resto del equipamiento, los pedales también son BIREL. En la figura 5.28. solo se muestra un pedal (acelerador) ya que el otro es completamente simétrico.

**Figura 4.28 –Pedal.**



**Tabla 4.7. –Elementos de pedales.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
2	Pedal acelerador L170	10.5973.00-BL
4	Casquillo 8x12	20.7012.06
5	Muelle de retorno	10.7443.00
7	Retén	20.7412.10-LU
8	Tornillo M8x90	20.7453.06
10	Clip 3,1x11x1	40.0217.00

#### AN4.8. Palanca de cambio de marchas.

Para poder subir y bajar de marchas, el kart está dotado de una palanca al lado derecho del volante (desde la vista del piloto). El mecanismo es tal que empujando la palanca sube de marcha y estirando de ella baja.

Como se ha comentado antes, el piloto no necesita accionar el embrague para subir y bajar las marchas del kart.

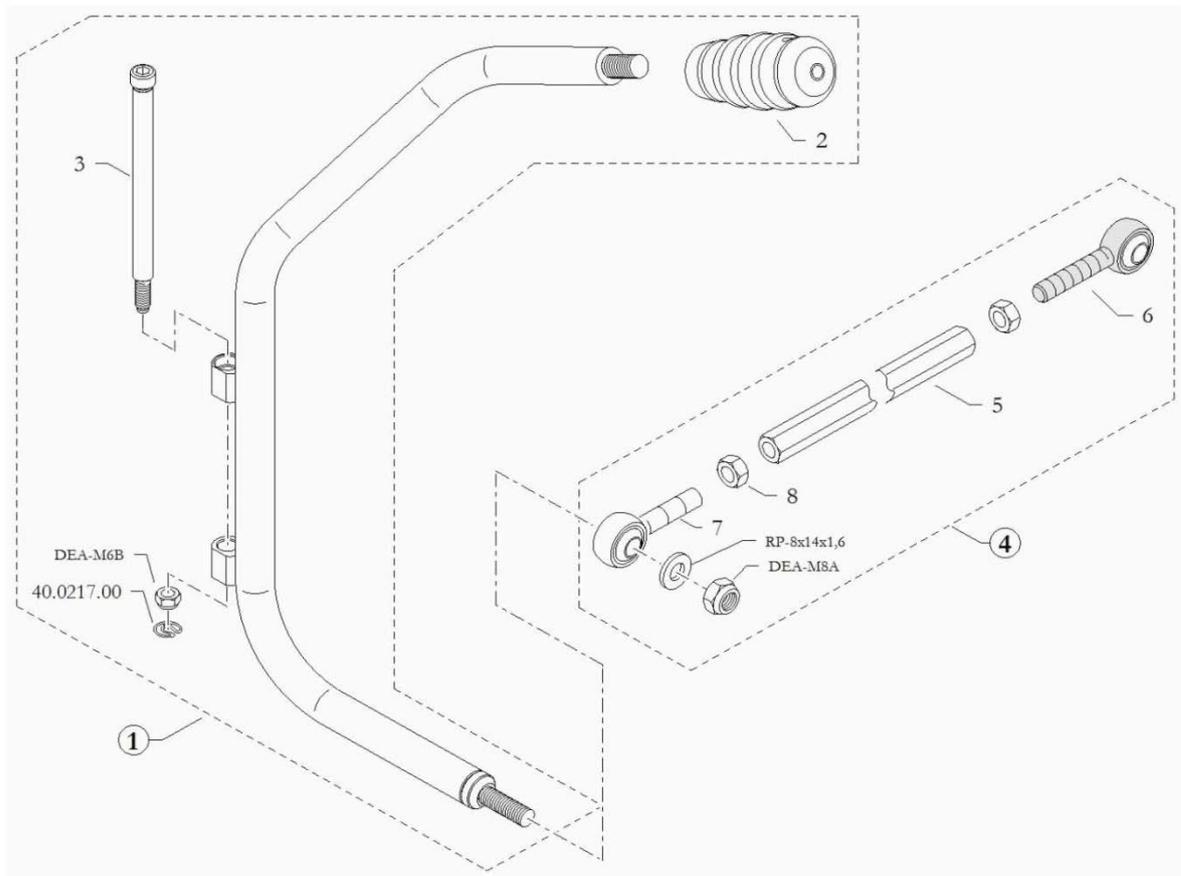
**Figura 4.29. –Palanca de cambio de marchas.**



La palanca de cambios va sujeta a los soportes de la columna de dirección y sobre su soporte realiza un giro gracias a un pasador que permite subir o bajar una marcha.

En la siguiente figura se detalla en despiece y ensamblaje de la palanca de cambios.

**Figura 4.30. –Detalle de palanca de cambio.**



**Tabla 4.8. –Elementos de palanca de cambios.**

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
1	Palanca de cambio	10.5972.00
2	Pomo	20.9730.10-CH
3	Bulón	20.10433.06
4	Sistema de siga	10.2586.00
5	Pasacables	20.11328.10-CH
6	Enganche embrague	40.2439.00
7	Enganche palanca	40.3484.00
8	Tuerca	---

## ANEXO 5- ELEMENTOS DE RODADURA

### AN5.1. Bujes.

Los bujes son los elementos que unen los ejes con la llanta. Para el caso de los bujes de las ruedas delanteras, estos deben realizar una doble función: sujetar la llanta y el disco de freno, transmitiendo a este el giro de las ruedas.

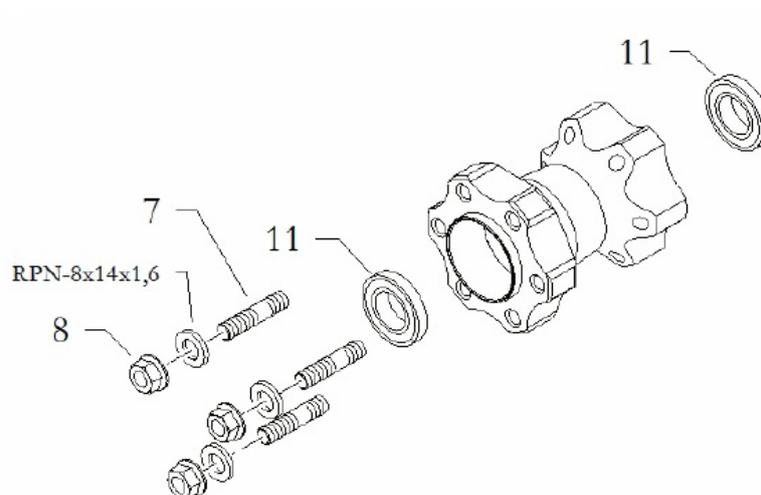
Los bujes delanteros van montados sobre un rodamiento ubicado en el extremo de la mangueta y sujetos a él mediante un tornillo que los aprisiona. Una vez sujetos, estos sujetarán el disco de freno y la llanta.

**Figura 5.1. –Buje delantero.**



En la imagen anterior se observa el buje con el soporte para el freno de disco en la parte inferior.

**Figura 5.2 –Plano de buje delantero.**



El buje corresponde al fabricante y distribuidor BIREL modelo: S6 85-25 A/P HQ y referencia: 5800.00.07-BL. Los rodamientos son elementos comerciales cuya designación es: 6805-2Z 25x37x7 (una fila de bolas).

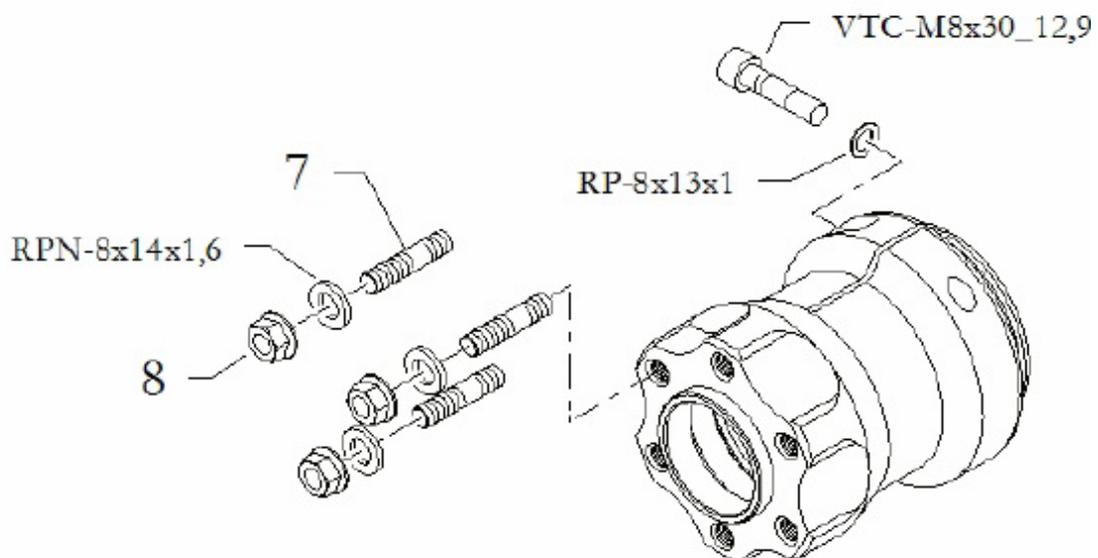
Por otro lado, los bujes traseros son algo distintos de los delanteros. Al tratarse el eje trasero de un elemento rodante, estos no precisan rodamiento. Se sujetan al eje mediante una abrazadera con tornillo de apriete.

**Figura 5.3. –Bujes traseros.**



Los bujes seleccionados son BIREL 50x90-8 MAGN HQ cuya referencia es: 10.11628.00-CH.

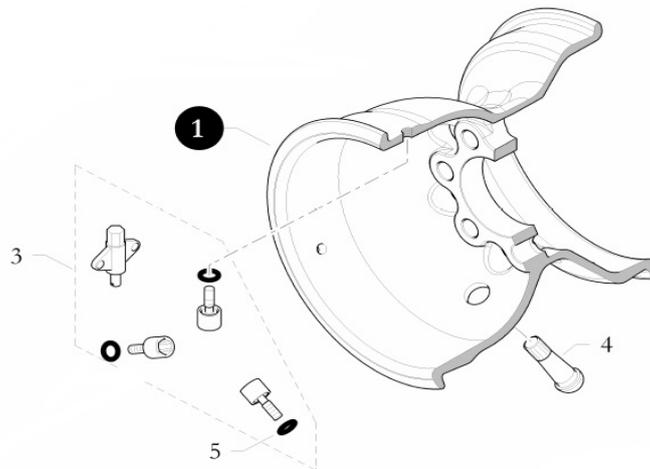
**Figura 5.4. –Plano de buje trasero.**



## AN5.2. Llantas.

En la actualidad pueden encontrarse distintos tipos de llantas por su material de fabricación. Las más utilizadas son las de aluminio y magnesio. Para el caso de las llantas de magnesio, se busca principalmente aligerar el vehículo, pero dado que para cumplir reglamentación se necesita un peso mínimo de 175 kg. en orden de marcha, la principal prioridad no es reducir la masa del vehículo. Además el elevado precio de las llantas de magnesio encarecería considerablemente el conjunto. Por ello se opta por llantas de aluminio suministradas por BIREL de 5 pulgadas como indica la reglamentación.

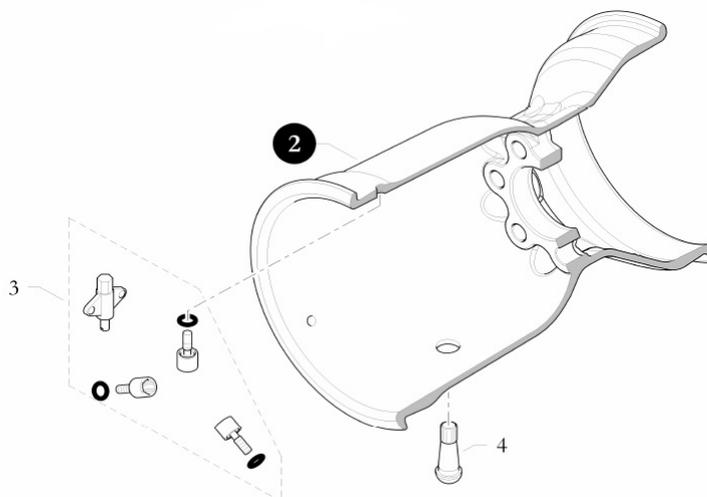
**Figura 5.5. –Llanta delantera.**



La referencia de la llanta es: 20.6974.12-NE. Los elementos que figuran en el plano son: elementos anti destalonamiento (marca 3) y 4 válvula de inflado.

La longitud de las llantas es distinta para el eje delantero y para el eje trasero, siendo la del eje delantero 130 mm. 180 mm. para el trasero. Siendo la referencia de la llanta trasera: 20.6972.12-NE

**Figura 5.6 –Llanta trasera.**



### AN5.3. Neumáticos.

Los neumáticos son el elemento que permanece en contacto con el suelo de modo que son especialmente importantes. Para competir en KZ2, los neumáticos son impuestos por CIK-FIA siendo obligatorio montar para carrera en seco: VEGA XM-CIK F/Z Prime y para carrera en mojado: VEGA W5.

Todas las características de los neumáticos ofrecidas por el fabricante, están detalladas en los anexos correspondientes a este capítulo donde se recogen las fichas de homologación tanto para neumáticos de carrera “en seco” como “en mojado”.

**Figura 5.7. Neumáticos VEGA XM-CIK F/Z**



**Figura 5.8. –Neumáticos VEGA W5.**



La elección del tipo de neumáticos es una difícil tarea y exige tener en cuenta numerosos factores como la longitud de pista, temperatura, duración de la carrera, compuesto del neumático (duro, medio o blando) etc. Al tratarse de neumáticos impuestos por CIK-FIA, sólo se pueden tener en cuenta ajuste en la presión de en los neumáticos:

- Ajustes de presión:  
Como regla general se aplica que, una mayor presión genera un mayor calor y más rigidez. Se conoce que la temperatura influye directamente sobre el agarre de los neumáticos y el agarre óptimo se consigue en un rango de temperatura determinado para cada compuesto.

Aumentar la presión en los neumáticos implica una mejor y más suave respuesta del volante, así como un mejor rodaje en rectas. Por el contrario, la rigidez de la rueda

aumenta lo que impide absorber energía en forma de deformación y produce deslizamientos más fácilmente en el paso por curva.

Bajar la presión, implica por tanto un mejor agarre en curva, aumento de la superficie de contacto con el asfalto y un aumento de temperatura del compuesto más lento.

Si la temperatura en el trazado es elevada, conviene disminuir presión pero si por el contrario las temperaturas son bajas, se busca disminuir presión para provocar un calentamiento más rápido.

En función del estado del asfalto de la pista pudiendo ser este más o menos abrasivo, se debe reglar la presión de los neumáticos. Para pistas muy abrasivas (mayor rozamiento) el aumento de temperatura es elevado, lo que se compensa disminuyendo la presión.

En la tabla 6.1. se recoge un resumen de las respuestas de los neumáticos en función de la presión para distintos factores que afectan en carrera.

**Tabla 5.1. –Ajustes de presión.**

<b>Condición</b>	<b>Presión alta</b>	<b>Presión baja</b>
<b>Agarre</b>	Disminuye	Aumenta
<b>Área de contacto</b>	Disminuye	Aumenta
<b>Respuesta del volante</b>	Rápida	Lenta
<b>Rigidez lateral</b>	Más dura	Más blanda
<b>Rendimiento en mojado</b>	Aumenta	Disminuye
<b>Duración</b>	Disminuye	Aumenta

## ANEXO 6- ELEMENTOS DE FRENADO

### AN6.1. Elementos de frenado.

Como se ha nombrado en el documento de la memoria, os elementos que constituyen el sistema de frenado son:

- Bomba de freno y depósito de líquido de frenos. Se utilizará una bomba de freno para los discos delanteros y otra para el disco trasero, ambas idénticas.
- Distribuidor y cableado.
- Pinza de freno y pastillas.
- Disco. Se utilizará un disco para cada rueda delantera y un disco para la rueda trasera.

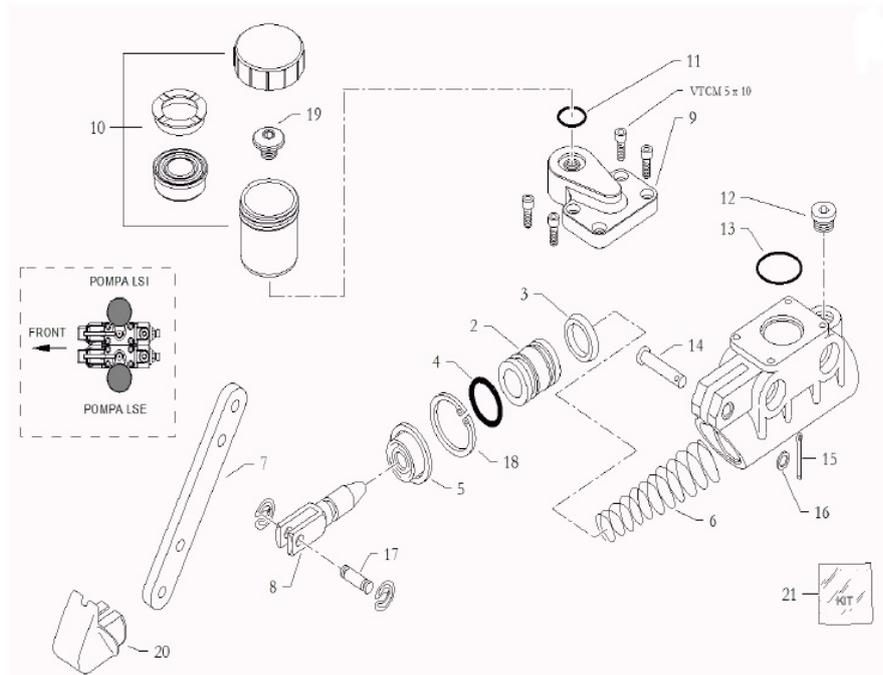
En las siguientes páginas se van a nombrar y describir cada uno de los elementos.

#### AN6.1.1. Bomba de freno y depósito de líquido de frenos.

La bomba de freno es el elemento que proporciona presión a todo el circuito de frenado para aprisionar las zapatas contra el disco y de ese modo reducir la energía cinética en forma de calor. Para ello, cuando se acciona el pedal de freno, este estira de una soga, dicha soga se une a un mecanismo de biela de modo que un pistón comprime líquido de frenos dentro de un cilindro unido directamente al cableado de frenos. Cuanto más se apriete el pedal de freno, mayor es la presión en las zapatas.

El líquido de frenos es almacenado en un depósito sobre la bomba como se indica en la figura 6.9. el cual debe mantenerse siempre sobre los niveles indicados.

**Figura 6.9. –Despiece de bomba freno.**



La bomba se suministra montada completamente con el depósito de líquido de frenos. El modelo es 22SRR LDI del fabricante BIREL referencia: 10.10640.00.

Existen dos bombas, una para el circuito de freno de las ruedas delanteras y otro para el circuito de las ruedas traseras.

**Figura 6.10. –Bomba de freno.**



#### **AN6.1.2. Distribuidor y cableado de freno.**

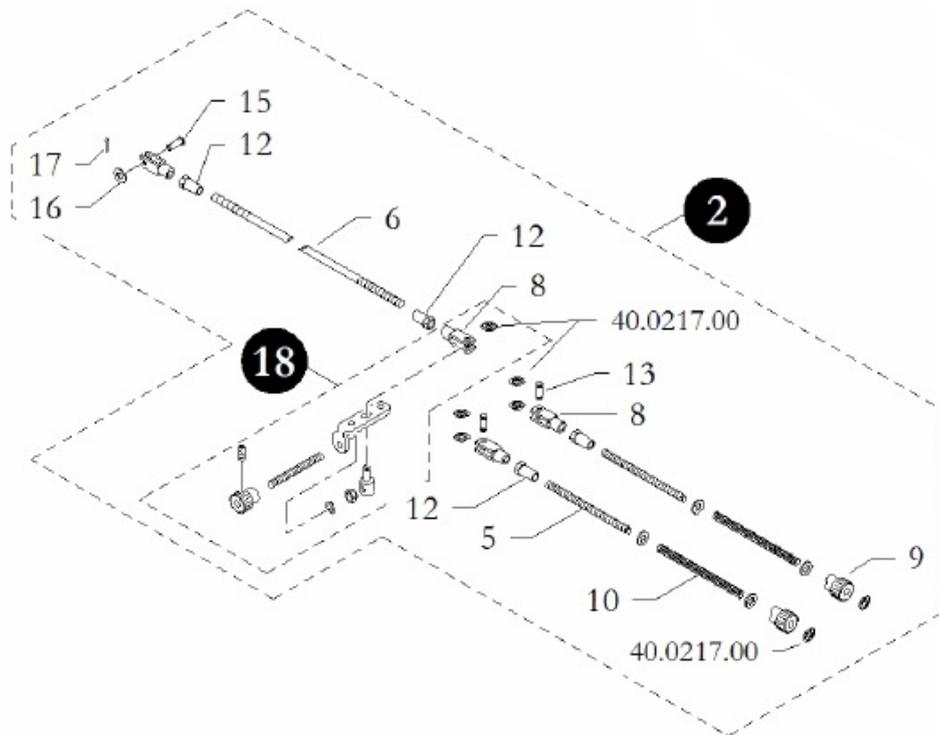
El distribuidor de frenada se monta conectado a los accionadores de las bombas de freno con las dos sirgas que se aprecian en la parte derecha de la figura 6.11. La sirga de color rojo se conecta a la sirga que proviene del pedal de freno o directamente al pedal de freno.

**Figura 6.11. –Distribuidor de presión.**

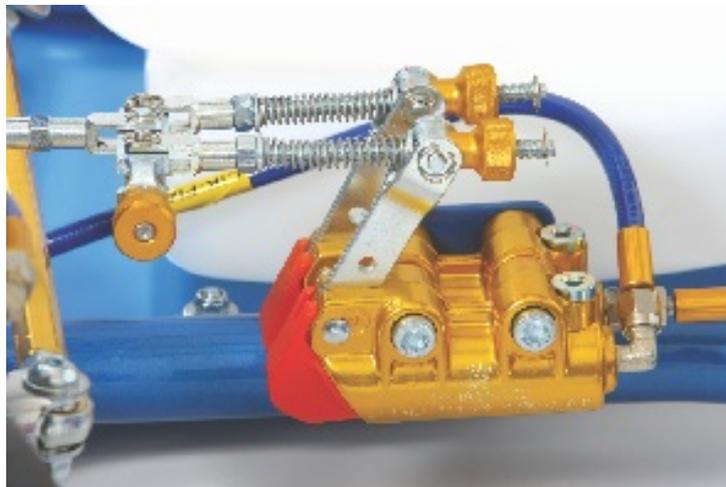


El tornillo que se aprecia en la figura desplaza la sirga transversalmente de modo que reparte la tensión de la sirga ente los dos accionadores de las bombas permitiendo variar la fuerza de accionamiento en cada una. Con ello se puede variar la presión en cada uno de los sistemas de frenado, delantero y trasero.

El fabricante BIREL suministra este distribuidor bajo la referencia 10.10659.00.

**Figura 6.12. –Despiece del distribuidor de presión.**

En la siguiente figura se puede observar el montaje del distribuidor a las dos bombas de freno.

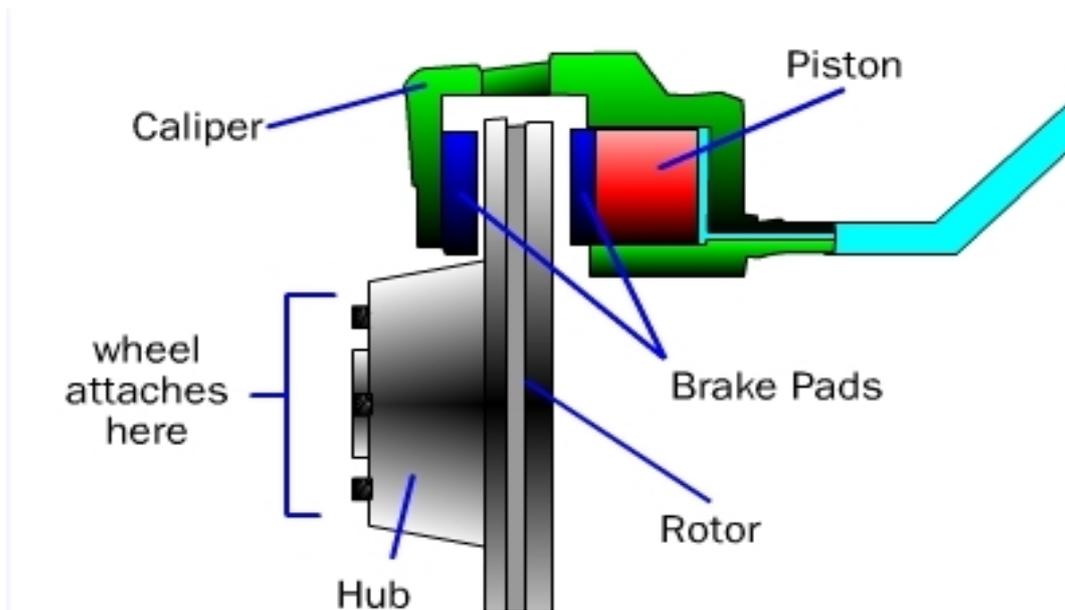
**Figura 6.13. –Distribuidor montado.**

El cableado del distribuidor se puede encontrar de distintas longitudes bajo la referencia 10.10639.00 de BIREL.

### **AN6.1.3. Pinzas de freno y pastillas.**

La pinza de freno es el elemento en el cual están montadas las pastillas. El líquido de frenos a presión es introducido dentro de la pinza lo cual produce un desplazamiento de unos pequeños pistones encargados de aprisionar las pastillas contra el disco. En la figura 6.13. se observan los elementos mencionados.

Figura 6.14. –Funcionamiento de frenos de disco.

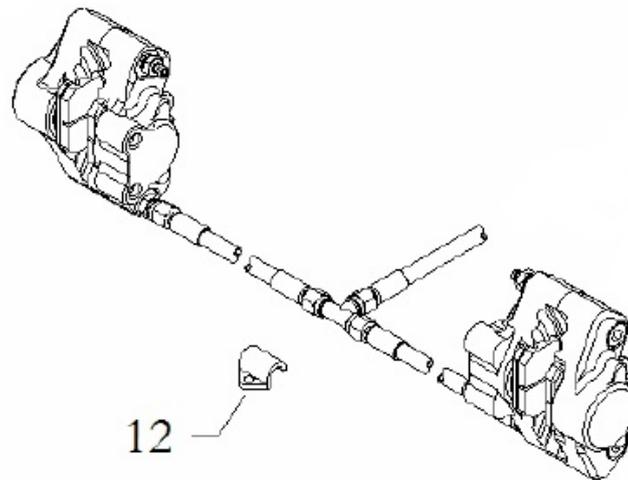


## ❖ Tipos de pastillas de freno:

- Cerámicas: Este tipo de pastillas están compuestas por cerámica y fibra de cobre, lo que permite que las pastillas de este tipo controlen la tendencia del freno a perder potencia a temperaturas más altas y se recuperen de manera más rápida luego de detener el vehículo o móvil. del disco.
- Orgánicas: Están compuestas por materiales comunes y algunos con el grafito, resinas y fibras, estas son de una inmejorable calidad y adherencia al frenar, generan menos calor que las metálicas y este tipo de pastillas necesita un rodaje en los primeros kilómetros
- Semi metálicas o metálicas: Están compuestas por materiales de fricción como el hierro, la fricción en condiciones de seco y mojado no varían demasiado, por lo que tiene mejor frenada en condiciones de mojado que los otros tipos de pastilla. La duración es muy elevada, llegando a alcanzar los 15.000 kilómetros. El calor desprendido es mucho mayor que los otros tipos.
- Sistema de freno delantero.

El sistema de freno delantero está compuesto por dos pinzas y cuatro zapatas como se muestra en la figura 6.14.

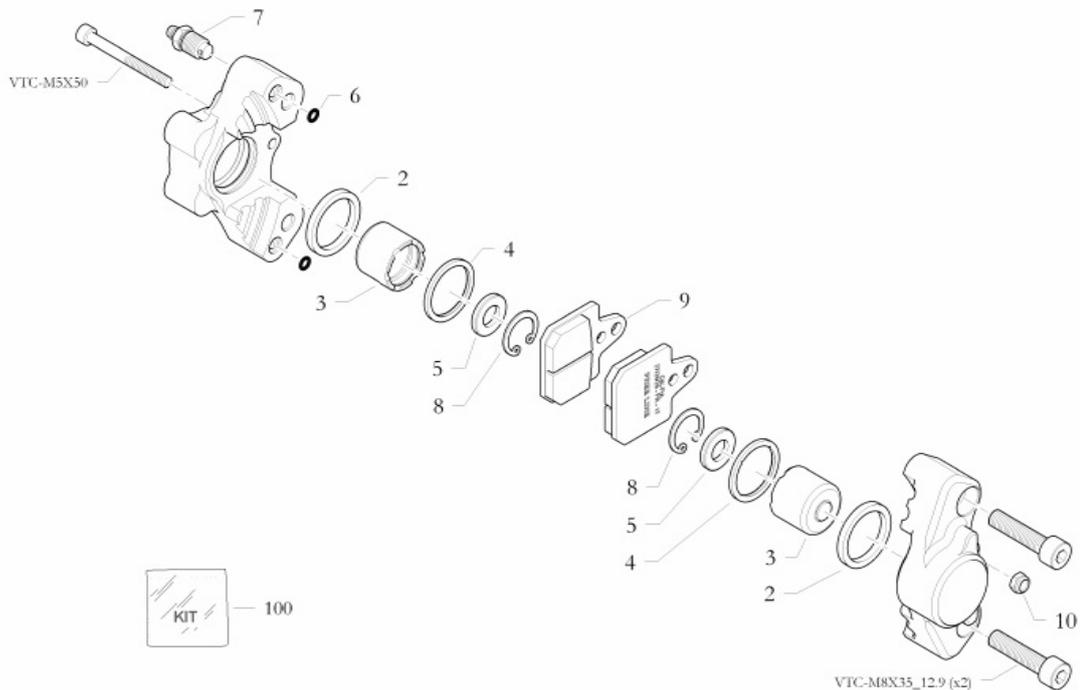
**Figura 6.15. –Sistema delantero de freno.**



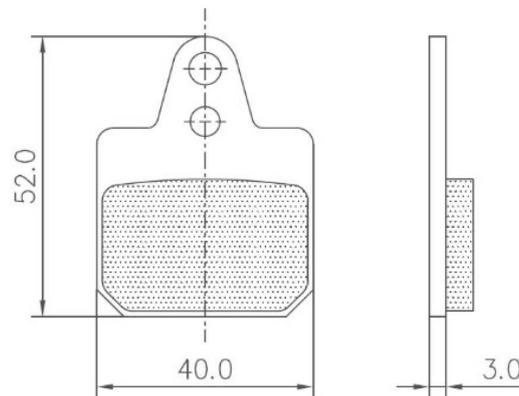
El modelo y referencia de este sistema de frenado son RR-I 25 H5/P22SRR LSE y 10.10593.00-BL respectivamente.

En la siguiente figura, despiece de la pinza de freno cx 124 cura referencia es 10.10427.00:

**Figura 6.16. –Despiece de pinza de freno.**

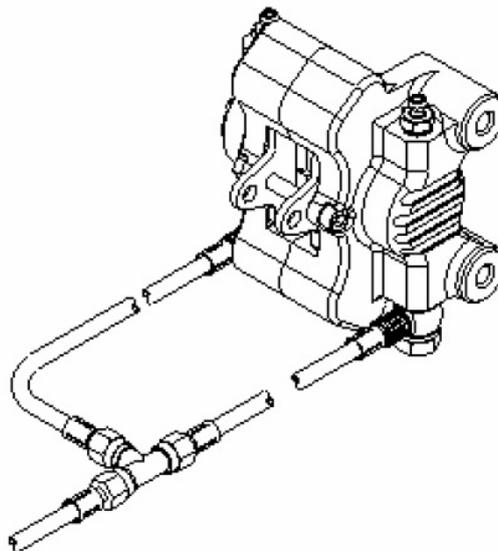


De todos los elementos que figuran en el despiece, el más relevante son las zapatas de freno (marca 9). Cuya referencia es 10.10425.00. La superficie de rozamiento de las zapatas es de 40x38 mm. lo que hace un total de 15,2 cm<sup>2</sup> por cada pastilla, 30,4 cm<sup>2</sup> teniendo en cuenta las dos pastillas.

**Figura 6.17. –Pastilla de freno 10.10425.00.**

- Sistema de freno trasero.

A diferencia del sistema de freno delantero, el trasero está compuesto por una sola pinza de freno. Además, la pinza contiene cuatro pistones y pastillas de freno lo que implica un mayor tamaño.

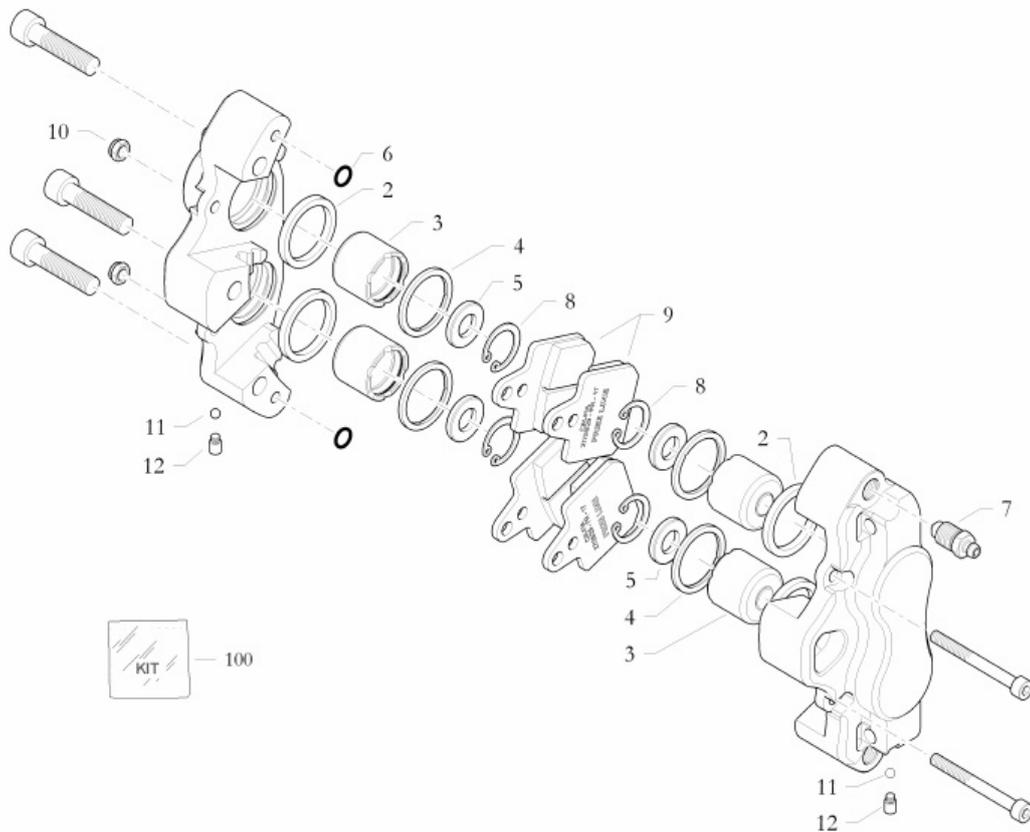
**Figura 6.18. –Sistema de freno trasero y soporte.**

El sistema de freno trasero corresponde al modelo R-I 25 H5/P22 – SR/LI 460 E13 C28 , referencia: 10.11748.00.

En este caso, las pastillas utilizadas son las mismas, de modo que la superficie de fricción será de 30,4 cm<sup>2</sup> por cada cara del disco, lo que hace un total de 60,8 cm<sup>2</sup> de superficie de rozamiento.

En la figura 6.18. se representa un despiece de la pinza de freno trasero. La referencia de esta pinza de freno es 10.10429.00.

Figura 6.19. –Despiece de pinza trasera.



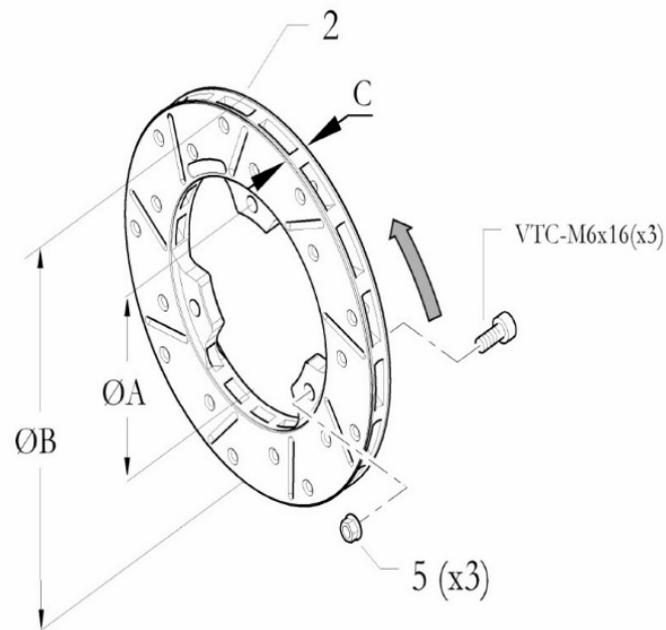
#### AN6.1.4. Discos de freno.

El último elemento que falta por describir son los discos de freno. Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan. Estos últimos, denominados discos ventilados, ayudan a disipar el calor.

En algunas modalidades de competición, se estudian discos de freno de materiales diversos como: acero, carbono, materiales cerámicos etc.

La CIK/FIA prohíbe la utilización de discos de carbono por lo que la totalidad de los karts utilizan discos de acero.

- Discos de freno delanteros:  
Según la homologación del sistema de frenos, los discos delanteros a instalar son los referenciados como: 20.10482.08

**Figura 6.20. –Disco 20.10482.08.**

Los diámetros A y B corresponden a 150 y 66 mm. respectivamente, mientras que el grosor del disco son 12 mm.

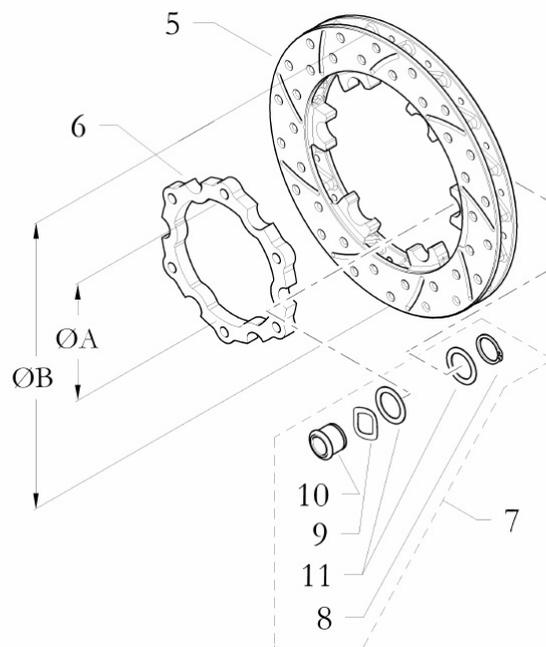
Como se observa en la figura, se trata de discos ventilados. En el espesor del disco se observan una serie de canales. Estas canales hacen que por el interior del disco circule aire, evacuando calor generado por la fricción por convección. Además, los discos tienen una serie de perforaciones en sus caras laterales para facilitar el paso de aire y aumentar el coeficiente de convección.

**Figura 6.21. –Freno completo delantero.**

- Disco de freno trasero:

El disco de freno trasero corresponde a la referencia 10.10492.00.

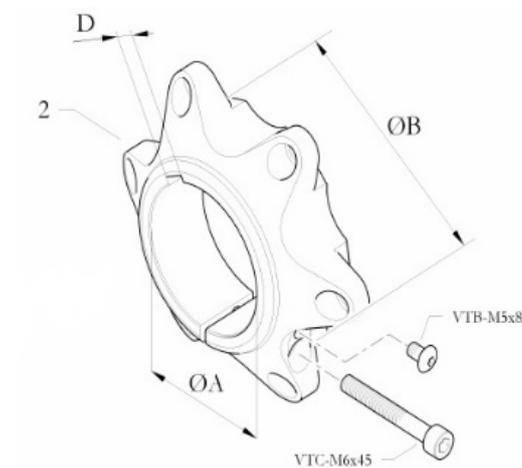
**Figura 6.22. –Disco de freno 10.10492.00.**



Los diámetros A y B son 80 y 180 mm. respectivamente, mientras que el espesor del disco es de 16 mm.

La pieza marcada como 6 es el soporte del disco.

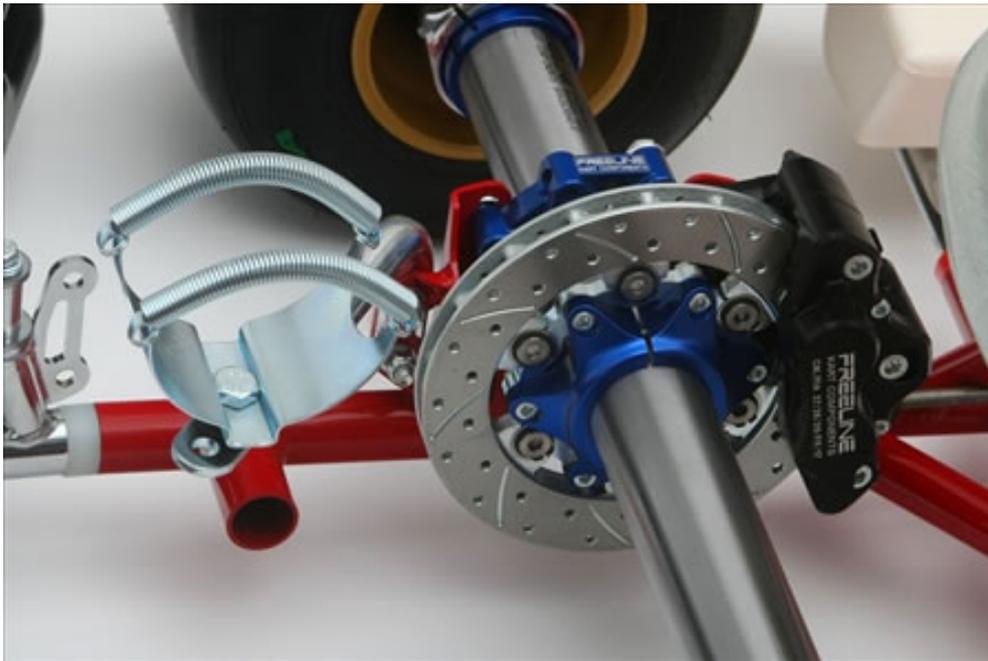
**Figura 6.23. –Porta-discos.**



Las fijaciones de los discos a los ejes se realizan mediante unas piezas de base cilíndrica que hacen de abrazadera mediante un tornillo. Las referencias para estas piezas son 2988.00.08 y 2988.00.09 para el eje delantero y trasero.

La diferencia entre ambas referencias es que para cada una, el diámetro de separación entre agujeros es distinto, 66 y 80 mm. El espesor D, también varía de 40 a 50 mm.

**Figura 6.24. –Freno completo trasero.**



Las fijaciones son las encargadas de transmitir el giro de los ejes a los discos, por tanto, su montaje debe ser correcto y preciso.

En la figura 6.24. se aprecia claramente la fijación del disco al eje lo que permite entender claramente el funcionamiento de esta.

## ANEXO 7- CARROCERÍA

El kit de carrocería debe estar homologado por CIK-FIA y para ello se ha seleccionado el kit BIREL FLO9 cuya referencia es: 6520.00.01-BA. Las fichas de homologación de cada uno de los elementos se adjuntan ANEXO 12- correspondiente a fichas de homologación.

Como se especificó en la sección de chasis, los soportes de cada componente de la carrocería van sujetos al mismo en los tubos marcados para tales fines.

El distribuidor y fabricante BIREL dispone de dos referencias que cubren todos los elementos de la carrocería.

### AN7.1. Elementos laterales y frontales de la carrocería.

**Figura 7.1. –Elementos de la carrocería.**

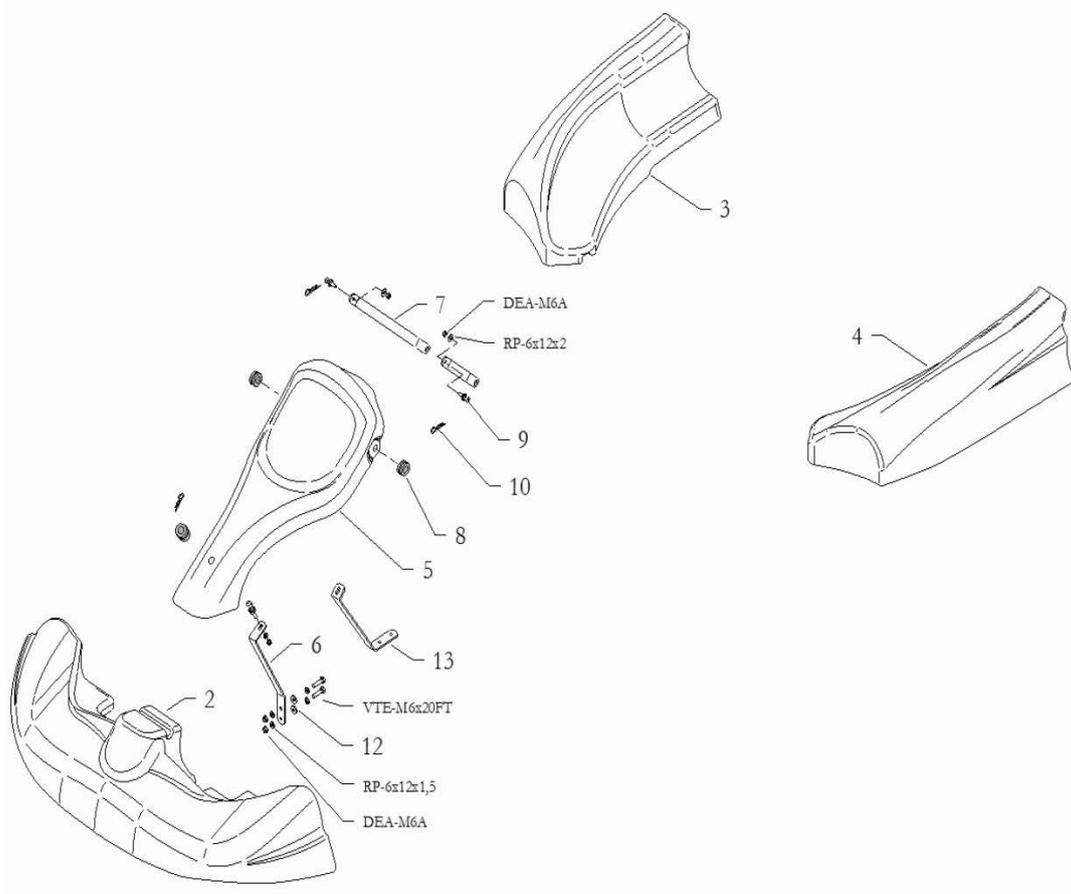


Tabla 7.1. –Elementos de la carrocería.

Marca en plano	Designación	Código de fabricante
1	Montaje de la carrocería	6520.00.01-BA
2	Carenado anterior	5050.18.06-BA
3	Carenado lateral	5150.18.06-BA
4	Carenado lateral	5150.18.07-BA
5	Carenado dirección	5250.18.03-BA
6	Soporte	20.8947.06
7	Soporte 20x3x175	20.7334.06
8	Tuerca	20.2996.20
9	Tornillo	20.3598.06
10	Clip 2x54	40.6523.00
12	Tuerca	20.0636.18
13	Soporte	20.7097.06

Figura 7.2. –KIT 6520.00.01-BA



### AN7.2. Paragolpes trasero.

El kit de paragolpes trasero se suministra aparte del resto de carenados. Como para el resto de elementos, el carenado trasero tiene su propia ficha de homologación.

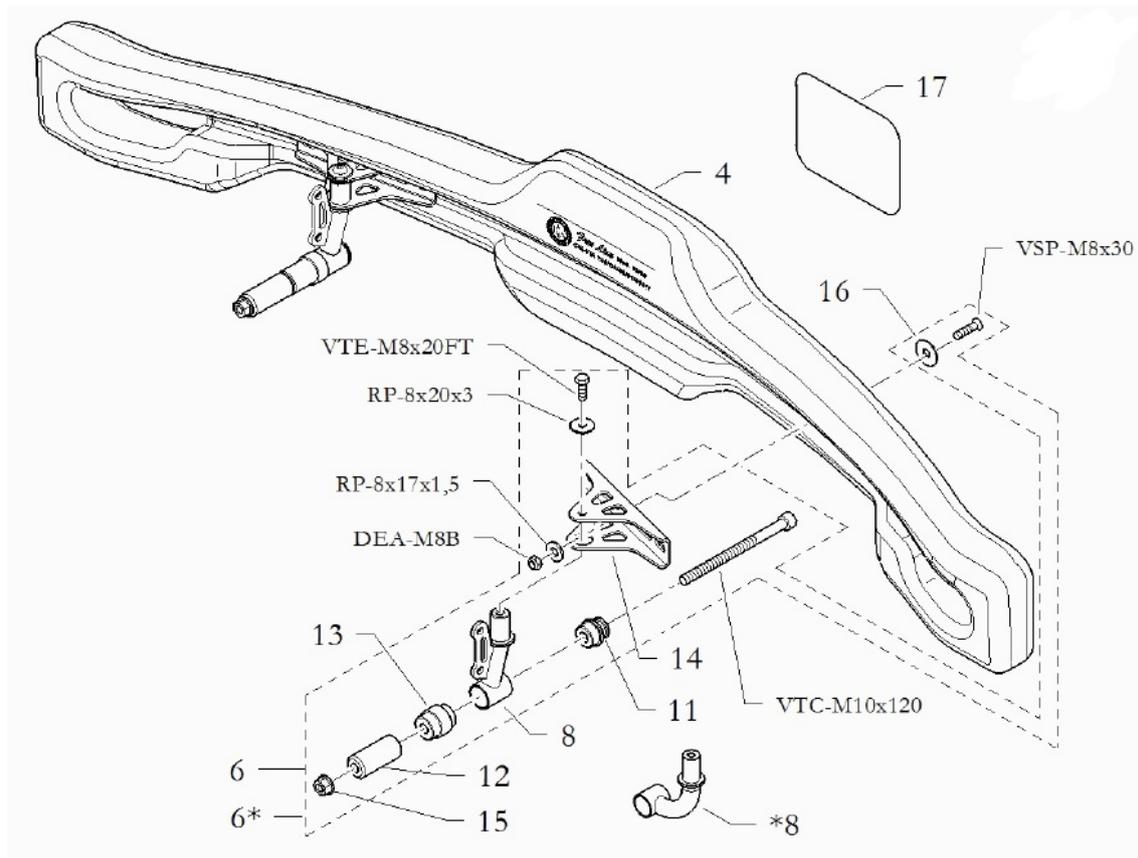
La referencia del fabricante es: 10.8738.00-NE perteneciendo este al conjunto de carrocería FL09/14.

El paragolpes trasero se monta en la parte posterior de los tubos laterales del chasis como se observa en el a figura 7.3.

**Figura 7.3. –Colocación del paragolpes trasero.**



**Figura 7.4. –Paragolpes trasero.**



Una vez instalados los carenados y paragolpes, el kart está completamente ensamblado y listo para su puesta en circuito conforme a la reglamentación vigente CIK-FIA de competiciones KZ2.

# ANEXO 8- PRESTACIONES

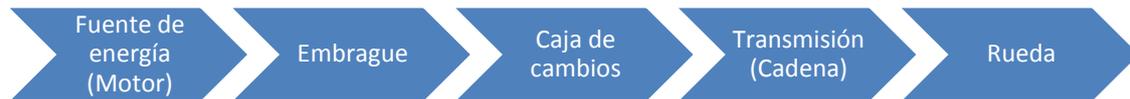
## VEHICULARES

### AN8.1. Sistema de transmisión.

El sistema de transmisión es la cadena por medio de la cual la potencia y par del motor son transportados hasta las ruedas del vehículo.

El proceso se representa en la siguiente figura:

**Figura 8.1. –Transmisión.**



Obviamente, cada uno de los elementos de la cadena de transmisión tiene una serie de rendimientos (pérdidas asociados). Estos rendimientos se traducen en pequeños consumos energéticos para el propio funcionamiento de cada elemento. Por tanto, la potencia final que obtenemos en las ruedas es ligeramente distinta a la desarrollada por el motor.

Podemos escribir el rendimiento de la cadena de transmisión como:

Ec. 8.1.

$$\eta_{Cad.Trans.} = \eta_{Embrague} \cdot \eta_{Caja\ de\ cambios} \cdot \eta_{Cadena}$$

Los datos de prestaciones del motor que figuran en el capítulo 4 han sido medidos a la salida del eje motor lo que implica que el único rendimiento a tener en cuenta es el de la cadena de transmisión.

Los rendimientos para las transmisiones por cadena tienen unos valores entre 95 y 100% por tanto, el valor total del rendimiento de la transmisión es el de la cadena.

Ec. 8.2.

$$\eta_{Cad.Trans} = 97,5\%$$

### AN8.2. Prestaciones del motor.

En el ANEXO 3- se expusieron los resultados de una prueba de medición de prestaciones del motor en un banco de ensayos cuyos resultados eran:

Tabla 8.1. –Prestaciones del motor.

Revoluciones [rpm]	Potencia [cv]	Potencia [KW]	Par [Nm]
10000	27,75	20,40	19,48
10250	28,88	21,23	19,78
10500	29,50	21,69	19,73
10750	32,25	23,71	21,06
11000	33,50	24,63	21,38
11250	34,38	25,28	21,45
11500	37,75	27,76	23,05
11750	37,75	27,76	22,56
12000	40,00	29,41	23,41
12250	41,75	30,70	23,93
12500	42,50	31,25	23,87
12750	43,25	31,80	23,82
13000	44,75	32,90	24,17
13250	45,13	33,18	23,91
13500	44,88	33,00	23,34
13750	43,75	32,17	22,34
14000	41,25	30,33	20,69
14250	36,00	26,47	17,74

Siendo:

Ec. 8.3.

$$P[*cv*] = \frac{Mm [Nm] \cdot RPM}{7025,922}$$

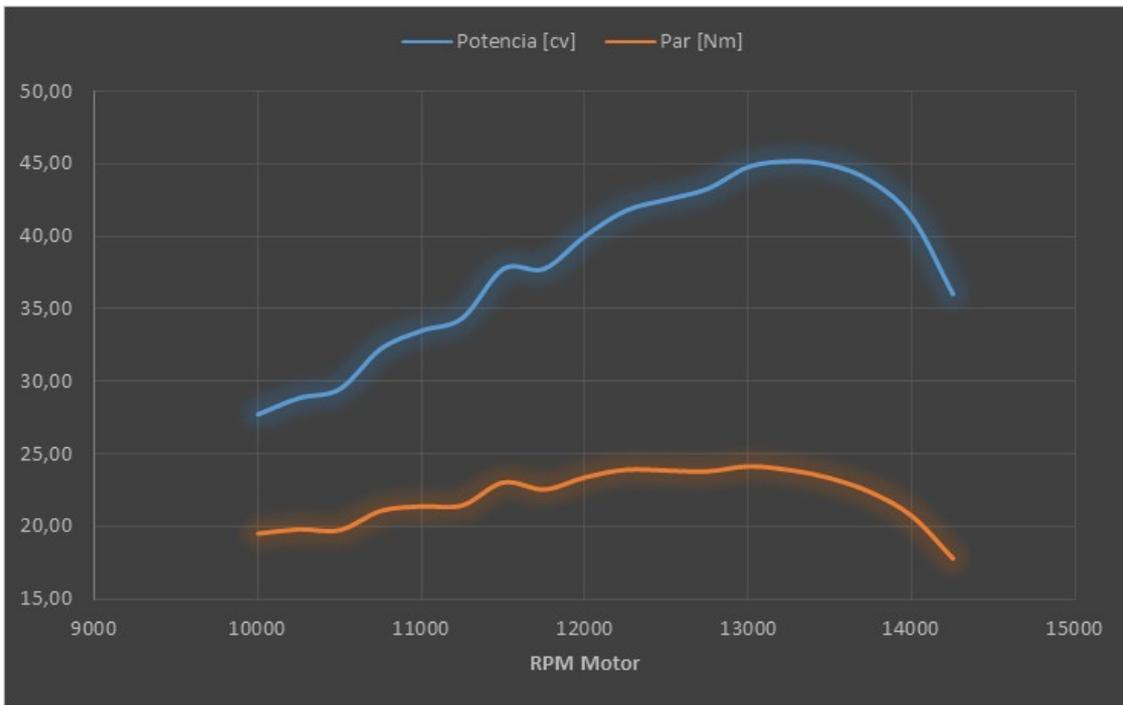
Donde:

P= Potencia.

Mm = Par motor.

RPM = Revoluciones por minuto.

**Figura 8.2. –Curvas de par y potencia.**



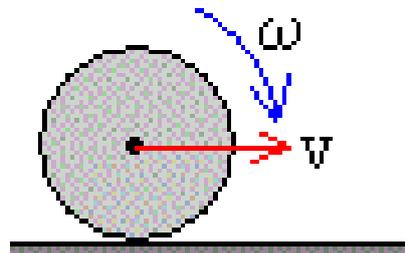
Si la velocidad máxima a alcanzar por el kart viniese dada únicamente por las prestaciones del motor y de la cadena de transmisión, se podría realizar un cálculo de la misma aplicando una serie de conceptos básicos.

Si se conocen la velocidad angular y el radio de una rueda que gira sin deslizamiento, se puede determinar su velocidad como:

Ec. 8.4.

$$V [Km/h] = r[m] \cdot \omega[rad/s] \cdot 3,6$$

**Figura 8.3. –Velocidad lineal.**



La relación de transmisión final de una cadena de transmisión es la multiplicación de cada una de las relaciones de los elementos que conforman la cadena de transmisión.

Ec. 8.5.

$$Relación_{Total} = \prod_i^n Relación_i$$

Partiendo de la tabla 4.2. y seleccionando un piñón y una corona, se representa en la siguiente tabla la relación de transmisión total para cada una de las 6 marchas.

(\*)Nota: Los cálculos para trenes de engranajes simples han sido especificados en la sección AN3.2. del ANEXO 3-.

**Tabla 8.2. –Relaciones Finales.**

Dientes del piñón	Dientes de la corona	
15	70	
Número de marcha	Relación de marcha	Relación total
1	2,54	11,85
2	1,81	8,45
3	1,5	7,00
4	1,23	5,74
5	1,05	4,90
6	0,93	4,34

Puesto que conocemos el radio de la rueda trasera en condiciones de funcionamiento: 136,5 mm. es posible calcular velocidades lineales del vehículo de la siguiente manera:

Ec 8.6.

$$V[km/h] = 0,377 \cdot RPM_{Motor} \cdot Relación\ T.Marcha \cdot r[m]$$

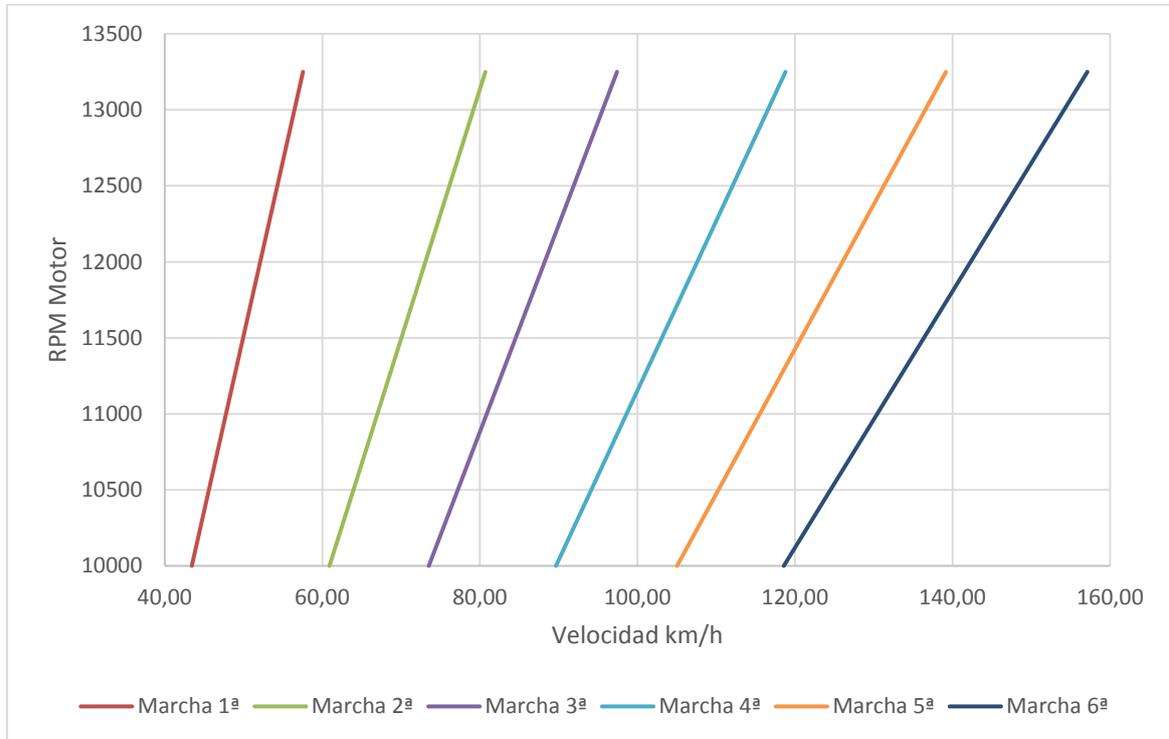
Teniendo en cuenta que el motor tendrá un rango de uso hasta su régimen de potencia máxima siendo este 13.250 RPM se pueden expresar en una tabla las velocidades máximas para cada marcha:

**Tabla 8.3. –Velocidad y RPM.**

RPM Motor	Velocidad [km/h] Marcha 1 <sup>a</sup>	Velocidad [km/h] Marcha 2 <sup>a</sup>	Velocidad [km/h] Marcha 3 <sup>a</sup>	Velocidad [km/h] Marcha 4 <sup>a</sup>	Velocidad [km/h] Marcha 5 <sup>a</sup>	Velocidad [km/h] Marcha 6 <sup>a</sup>
10000	43,43	60,90	73,52	89,65	105,02	118,57
10250	44,51	62,42	75,35	91,89	107,65	121,54
10500	45,60	63,95	77,19	94,14	110,27	124,50
10750	46,68	65,47	79,03	96,38	112,90	127,47
11000	47,77	66,99	80,87	98,62	115,52	130,43
11250	48,85	68,51	82,70	100,86	118,15	133,39
11500	49,94	70,04	84,54	103,10	120,77	136,36
11750	51,03	71,56	86,38	105,34	123,40	139,32
12000	52,11	73,08	88,22	107,58	126,03	142,29
12250	53,20	74,60	90,06	109,82	128,65	145,25
12500	54,28	76,13	91,89	112,07	131,28	148,22
12750	55,37	77,65	93,73	114,31	133,90	151,18
13000	56,45	79,17	95,57	116,55	136,53	154,14
13250	57,54	80,69	97,41	118,79	139,15	157,11

Si se elabora un gráfico con los datos de la tabla anterior que represente la velocidad del vehículo frente a las RMP del motor en cada marcha, se obtienen la representación denominada como “diente de sierra”:

**Figura 8.4. –Gráfico de “diente de sierra”.**



### AN8.3. Resistencia al avance.

A pesar de tener calculada una velocidad máxima impuesta por las condiciones del motor y transmisión, esta podría no ser válida debido a que existen otras resistencias que podrían limitar la velocidad máxima del vehículo.

Existen tres posibles resistencias en un vehículo: resistencia aerodinámica, resistencia de rodadura y resistencia gravitatoria.

La fuerza resultante de estas resistencias podría ser en un determinado momento mayor que la que produce en vehículo sobre el asfalto, lo que se traduce en una deceleración. Si estas dos fuerzas son iguales, el vehículo podrá mantener su velocidad y por último, si el vehículo es capaz de superar las fuerzas resistentes, aún tendrá capacidad de aceleración.

#### AN8.3.1. Resistencia aerodinámica.

La resistencia aerodinámica es quizás la resistencia más importante a tener en cuenta. A bajas velocidades ofrece resultados similares a la resistencia a rodadura, en cambio, a altas velocidades sus valores son altos relativamente al resto de resistencias.

En muchas áreas de ingeniería, la resistencia aerodinámica es la base de los diseños especialmente en vehículos. Para el caso del karting, apenas se puede reducir su resistencia con algunas modificaciones del carenado cumpliendo siempre el reglamento CIK-FIA.

La resistencia aerodinámica viene dada por la expresión:

Ec. 8.7.

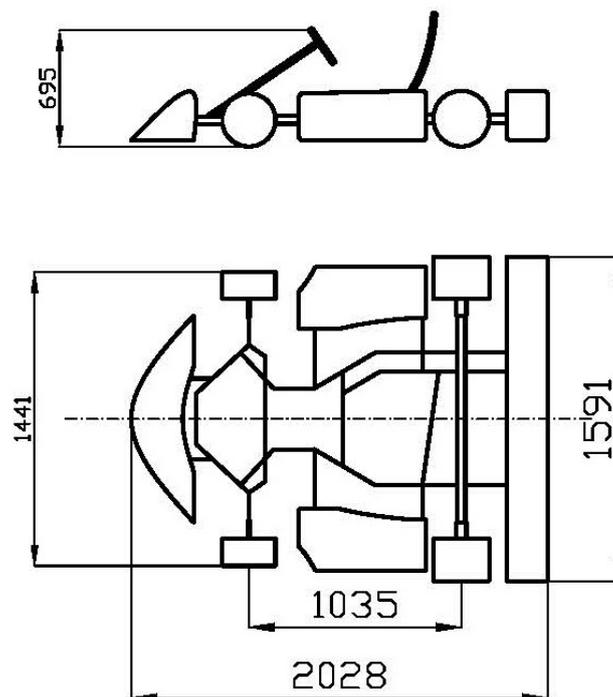
$$R_a = \frac{1}{9.81} \cdot \frac{\rho_{aire}}{2} \cdot C_x \cdot S \cdot V^2$$

Donde:

- $R_a$  = Resistencia aerodinámica en [kgf]
- $\rho_{aire}$  = Densidad del aire en [ $kg/m^3$ ]
- $C_x$  = coeficiente aerodinámico
- $S$  = Superficie efectiva frontal del vehículo piloto incluido en [ $m^2$ ]
- $V$  = velocidad del vehículo en [m/s]

El valor de la densidad del aire en condiciones estándar (1 bar y 298,15K) es de **1,168  $Kg/m^3$** . Para el  $C_x$ , los valores se acotan entre 0,75 y 0,80. Por tanto se toma  $C_x = 0,775$ . La superficie efectiva tendrá en cuenta la proyección frontal del vehículo ponderada por un factor = 0,8.

Figura 8.5. –Croquis.



Por tanto la superficie S será:

$$0,695 \cdot 1,441 \cdot 0,8 = 0,801 \text{ m}^2$$

Ahora se puede reescribir la ecuación 8.7. como:

Ec. 8.8.

$$R_a = 0,03695 \cdot V^2$$

**AN8.3.2. Resistencia a la rodadura.**

La resistencia a la rodadura es generada por la rodadura de los neumáticos con el suelo. Al igual que la resistencia aerodinámica, siempre se opone al movimiento del vehículo pero su valor es constante siempre que la masa en orden de marcha sea la misma (sin cambios de piloto). Las variaciones de masa en orden de marcha como pueden ser debidas a la disminución del nivel de combustible no serán tenidas en cuenta.

La resistencia a rodadura viene dada por:

Ec. 8.9.

$$R_r = N_d \cdot \mu_d + N_t \cdot \mu_t$$

Donde:

- $R_r$  resistencia a la rodadura en [kgf].
- $N_i$  son las normales delantera y trasera en [kgf].
- $\mu_d$  son los coeficientes de rodadura delantero y trasero

Los valores de los coeficientes de rodadura se determinan experimentalmente. En la siguiente tabla se recogen algunos de los valores obtenidos.

**Tabla 8.4. –Coeficientes de rodadura.**

Naturaleza del suelo	Coficiente de rodadura
<b>Carretera de cemento</b>	0,0125
<b>Empedrado seco</b>	0,015
<b>Asfalto</b>	0,02-0,03
<b>Terreno natural duro</b>	0,08
<b>Terreno de consistencia media</b>	0,11
<b>Terreno arenoso</b>	0,15-0,30

Si admitimos la simplificación de tomar el mismo coeficiente de rodadura en ambas ruedas la ecuación 8.9. se simplifica a:

Ec. 8.10.

$$R_r = N_{total} \cdot \mu_{rodadura} = M.O.M \cdot 0.0125$$

A lo largo de una carrera, el kart se va a enfrentar a desniveles y consecuentemente a pendientes en el terreno. Estas pendientes influyen en las ecuaciones teniéndose que introducir el siguiente término:

Ec. 8.11.

$$R_r = M \cdot O \cdot M \cdot 0.0125 \cdot \cos\theta$$

Siendo  $\theta$  el ángulo de la pendiente.

### AN8.3.3. Resistencia gravitatoria.

La resistencia gravitatoria se origina cuando el vehículo supera una pendiente. La fuerza de gravedad origina una resistencia proporcional al ángulo de inclinación de dicha pendiente. Obviamente si la pendiente es negativa (bajada) la resistencia gravitatoria actúa en la misma dirección que la fuerza motora y por tanto, deja de ser una resistencia.

La expresión de la resistencia gravitatoria es:

Ec. 8.12.  $R_g = M \cdot O \cdot M \cdot \text{sen}\theta$  en [kgf]

Puesto se conoce que la resistencia al avance será:

Ec. 8.13.

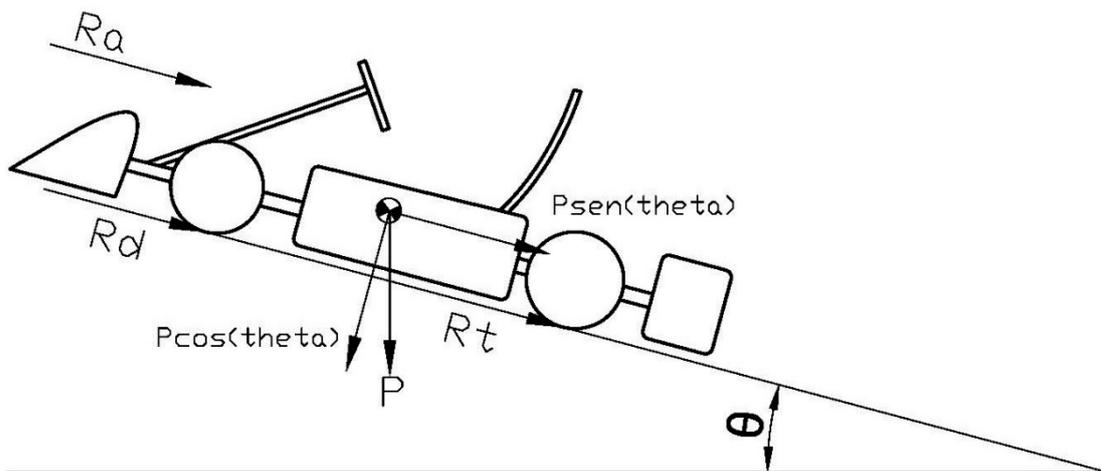
$$R_{avance} = R_a + R_r + R_g$$

Se puede escribir:

Ec. 8.14.

$$R_{avance} = 0,03695 \cdot V^2 + M \cdot O \cdot M \cdot 0.0125 \cdot \cos\theta + M \cdot O \cdot M \cdot \text{sen}\theta$$

**Figura 8.6. –Resistencia al avance.**



Una vez obtenida la expresión de la resistencia total al avance se aplican la siguiente simplificación:

- ❖ Puesto que las pendientes a superar por un kart en circuito son muy pequeñas se puede tomar:
  - El valor del ángulo será igual que la pendiente “n” y que su tangente.
  - El coseno del ángulo se puede aproximar a 1.

- El seno del ángulo se aproxima al valor de la pendiente, por tanto, al valor del ángulo.

Con estas simplificaciones, se reescribe la ecuación 8.14. como:

Ec. 8.15. 
$$R_{avance} = 0,03695 \cdot V^2 + M.O.M \cdot 0.0125 + M.O.M \cdot n$$

#### AN8.4. Masa del vehículo y centro de gravedad.

Como se menciona en el apartado de reglamentación, la masa del vehículo (piloto incluido) en orden de marcha debe superar un mínimo de 175 Kg.

En la siguiente tabla se recogen los datos de cada elemento del vehículo y su peso:

**Tabla 8.5. –Masas.**

Nombre del elemento	Masa [kg]
<b>Motor</b>	17,1
<b>Filtro de aire</b>	2,6
<b>Escape completo</b>	7,6
<b>Radiador completo</b>	2,4
<b>Bomba de agua poleas y correa</b>	3
<b>Depósito de combustible completo</b>	9,5
<b>Kit de transmisión</b>	1,9
<b>Chasis completo con todos accesorios</b>	24
<b>Carenados completos y paragolpes</b>	12
<b>Neumáticos y llantas</b>	5,4
<b>Piloto con equipamiento</b>	90
<b>TOTAL</b>	<b>175,5</b>

Para calcular el centro de gravedad del vehículo completo y piloto, se establece la siguiente relación de masas y distancias:

Ec. 8.16.

$$d_{cdg} \cdot m_{total} = \sum_i^n d_i \cdot m_i$$

Donde:

- $d_{cdg}$  es la distancia desde el punto de referencia al centro de gravedad.
- $m_{total}$  es la masa total del vehículo.
- $d_i$  es la distancia desde el punto de referencia hasta el elemento  $i$ .
- $m_i$  es la masa del elemento  $i$ .

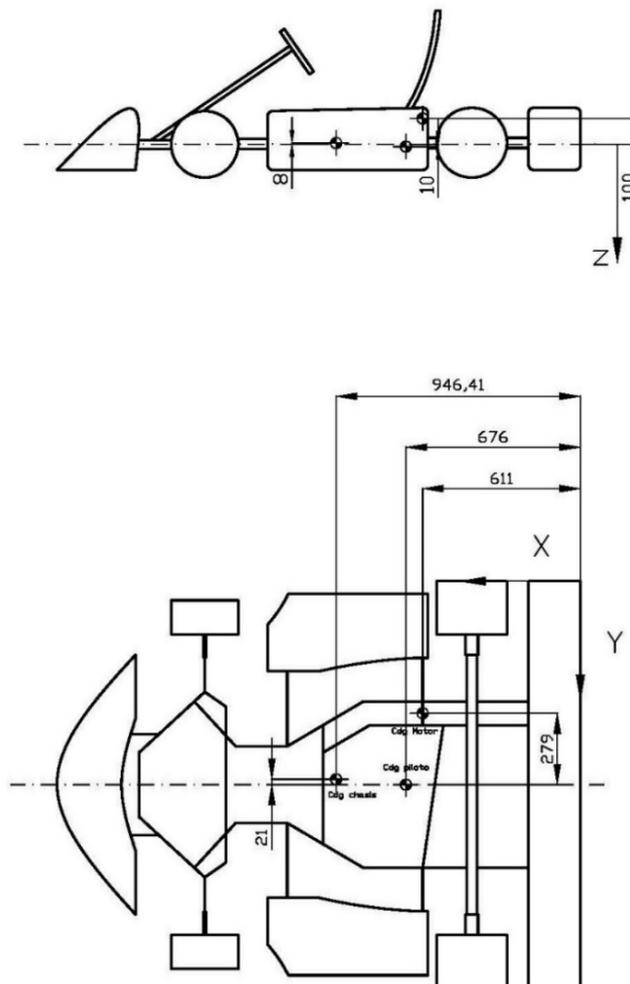
Para obtener la posición del centro de gravedad del vehículo se reparten las masas en tres: masa del piloto con equipamiento, masa del motor y masa del chasis completo. Siendo el valor de estas de 90, 29,7 y 55,8 kg respectivamente.

Para establecer la posición del punto de aplicación de las masas se han tomado los siguientes criterios:

- Chasis: resultados obtenidos en SolidWorks.
- Motor: sobre el centro de su barra de apoyo y a mitad de altura de su volumen.
- Piloto: se han tenido en cuenta las dimensiones de posicionamiento de asiento que aparecen en la figura 5.15. a lo que se le añade una distancia comprendida entre 15 y 25 cm. en función de la talla del conductor. El punto exacto de aplicación de masas sería el ombligo del piloto, en este punto es donde se sitúa su centro de gravedad.

Puesto que las aproximaciones que se han tomado para los distintos puntos no difieren apenas de la realidad, los errores cometidos no serán relevantes a la hora de obtener resultados finales.

**Figura 8.7. –Centros gravedad.**



Aplicando la ecuación 8.16. para cada uno de los ejes:

- Eje X:

$$d_x \cdot 175,5 = (55,8 \cdot 946,41) + (29,7 \cdot 611) + (90 \cdot 676)$$

$$d_x = 750,97 \text{ mm.}$$

- Eje Y:

$$d_y \cdot 175,5 = (55,8 \cdot 21) + (29,7 \cdot 279) + (90 \cdot 0)$$

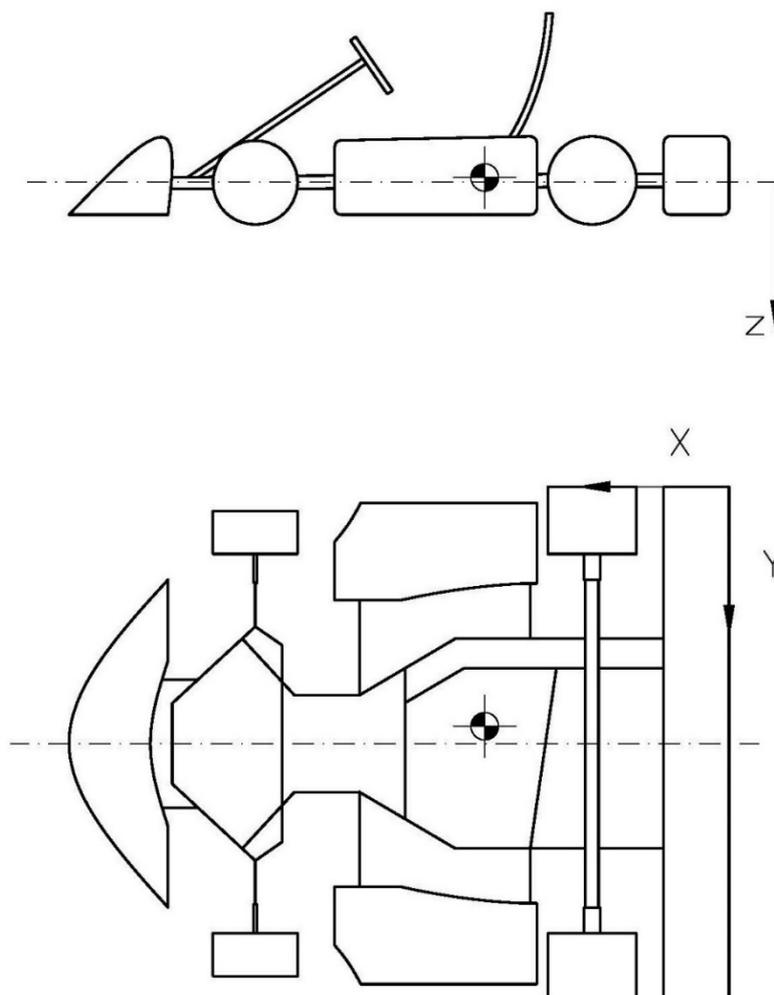
$$d_y = 53,8 \text{ mm. del eje central.}$$

- Eje Z:

$$d_z \cdot 175,5 = (55,8 \cdot -8) + (29,7 \cdot -100) + (90 \cdot 10)$$

$$d_z = -14,33 \text{ mm.}$$

**Figura 8.8. –Centro de gravedad del vehículo.**



### AN8.5. Curvas de fuerza de motor y resistencia al avance.

Si en la ecuación 8.15. se introduce el valor de la masa en orden de marcha, se obtiene esta nueva ecuación:

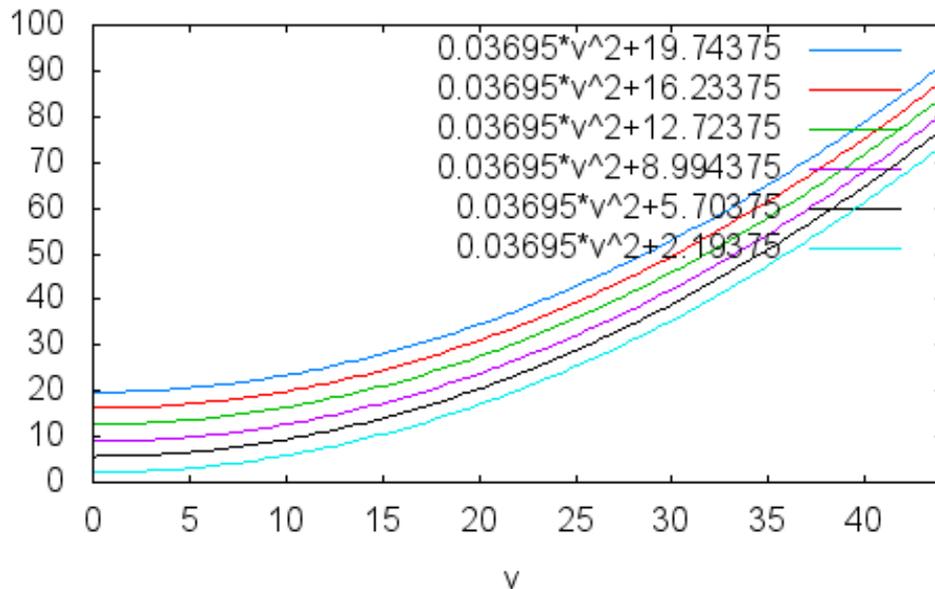
$$\text{Ec. 8.17.} \quad R_{\text{avance}} = 0,03695 \cdot v^2 + 175,5 \cdot (0,0125 + n)$$

La cual representa curvas cuadráticas en función de la velocidad. Además, por cada valor de pendiente se obtiene una nueva curva.

A continuación una representación utilizando el software Maxima Mx de varias curvas de resistencia al avance en función de varias pendientes (n). Las pendientes utilizadas son:

- 10%, ángulo de 0,1 radianes.
- 8%, ángulo de 0,08 radianes.
- 6%, ángulo de 0,06 radianes.
- 4%, ángulo de 0,04 radianes.
- 2%, ángulo de 0,02 radianes.
- Pendiente nula.

**Figura 8.9. –Curvas de resistencia al avance.**



En el eje de abscisas se representa la velocidad en [m/s] con un máximo de 40 m/s. Mientras que en el eje de ordenadas, se representa la fuerza de resistencia al avance en [kgf].

Una vez conocida la resistencia al avance del vehículo, se debe calcular la fuerza motora que es capaz de ejercer.

Como se ha explicado antes, siempre que la fuerza motora sea superior a la resistente, el vehículo dispondrá de capacidad de aceleración.

La expresión que permite obtener la fuerza motora es:

Ec. 8.18.

$$F_{motor} = \frac{Par_{motor} \cdot r_i \cdot r_{fija} \cdot \eta_{total}}{r}$$

Donde:

- $F_{motor}$  = acción motora en [kgf].
- $Par_{motor}$  = par del motor en [kgf · m].
- $r_i$  = relación de transmisión e la marcha i.
- $r_{fija}$  = relación de transmisión del piñón y corona.
- $\eta_{total}$  = rendimiento total de la cadena de transmisión.
- $r$  = radio de la rueda en [m].

Una vez obtenida esta expresión, se puede calcular la fuerza motora para cada velocidad de la siguiente manera:

En la tabla de prestaciones del motor conocemos el par que entrega el motor para cada rango de RPM de giro.

Para cada rango de RPM conocemos la velocidad a la que se desplaza el kart ya que la cadena de transmisión está totalmente definida.

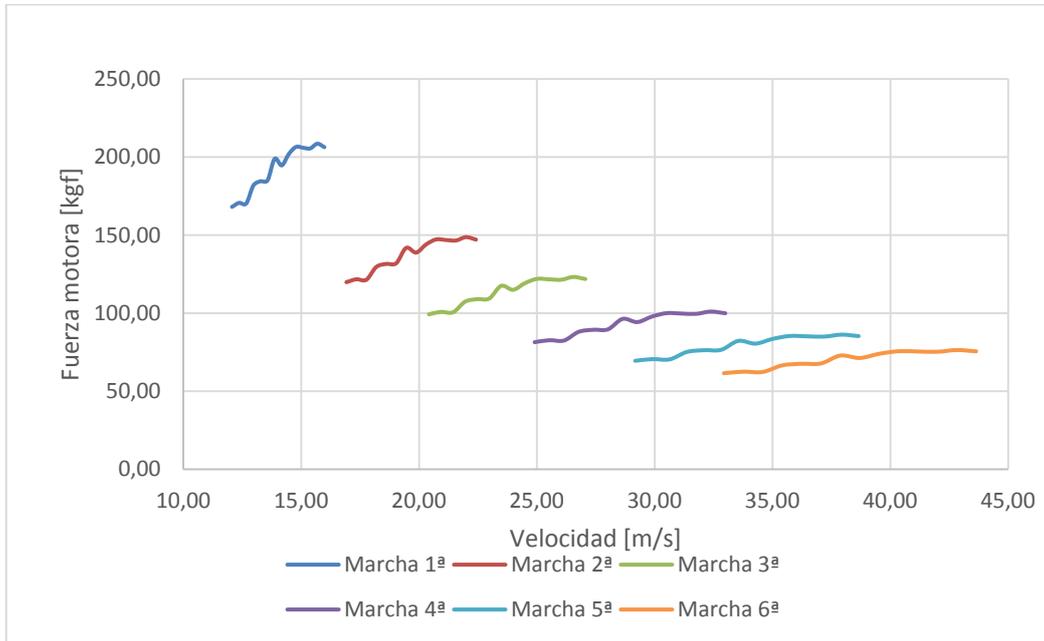
Por estas dos razones, podemos elaborar una tabla que para cada una de las marchas contenga la fuerza motora en todos los rangos de RPM hasta potencia máxima. En cuanto a la velocidad, disponemos de dicho valor en la tabla anterior con respecto a las RPM.

**Tabla 8.6. –Fuerza motora y RPM.**

RPM motor	Par Motor [Nm]	Fuerza motor [Kgf] 1ª	Fuerza motor [Kgf] 2ª	Fuerza motor [Kgf] 3ª	Fuerza motor [Kgf] 4ª	Fuerza motor [Kgf] 5ª	Fuerza motor [Kgf] 6ª
10000	19,48	168,08	119,85	99,29	81,41	69,50	61,56
10250	19,78	170,67	121,70	100,82	82,67	70,57	62,51
10500	19,73	170,23	121,39	100,56	82,46	70,39	62,35
10750	21,06	181,71	129,57	107,34	88,02	75,14	66,55
11000	21,38	184,47	131,54	108,97	89,36	76,28	67,56
11250	21,45	185,08	131,97	109,33	89,65	76,53	67,78
11500	23,05	198,88	141,82	117,48	96,34	82,24	72,84
11750	22,56	194,65	138,80	114,98	94,29	80,49	71,29
12000	23,41	201,99	144,03	119,32	97,84	83,52	73,98
12250	23,93	206,47	147,23	121,97	100,01	85,38	75,62
12500	23,87	205,96	146,86	121,66	99,76	85,16	75,43
12750	23,82	205,52	146,56	121,41	99,55	84,98	75,27
13000	24,17	208,54	148,71	123,19	101,02	86,23	76,38
13250	23,91	206,30	147,11	121,87	99,93	85,31	75,56

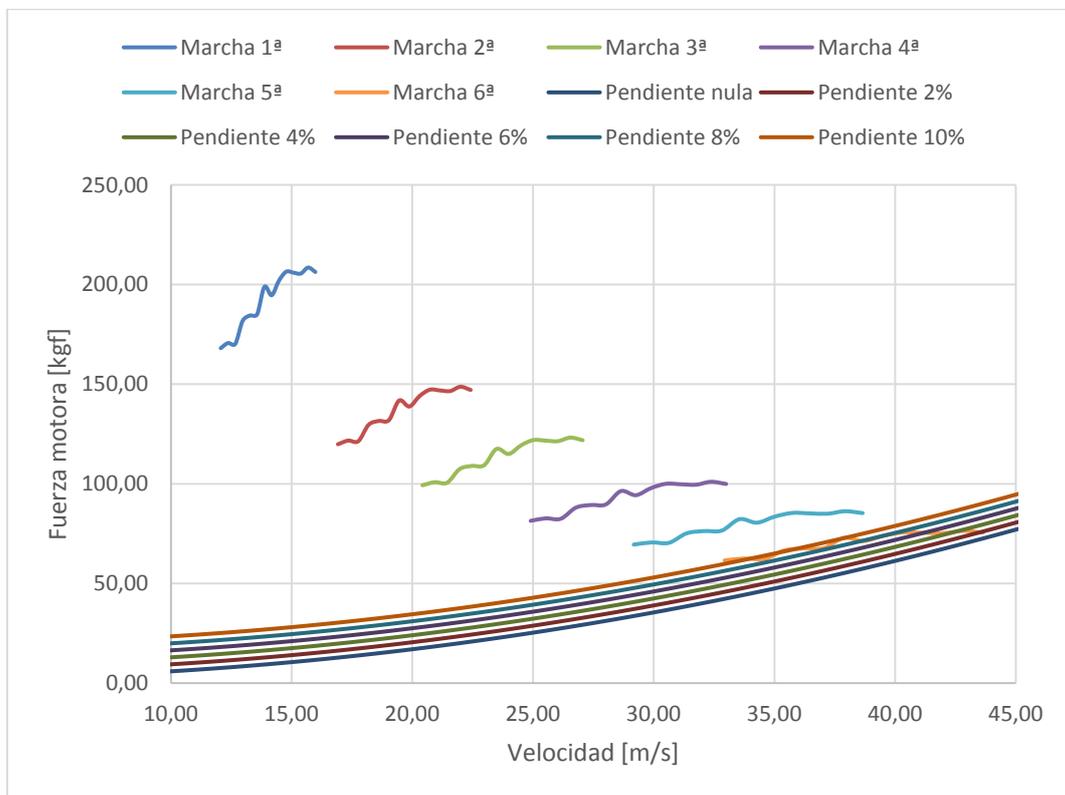
Con los datos obtenidos, se puede elaborar un gráfico que represente la fuerza motora frente a la velocidad para cada marcha:

**Figura 8.10 –Curvas de fuerza motora.**



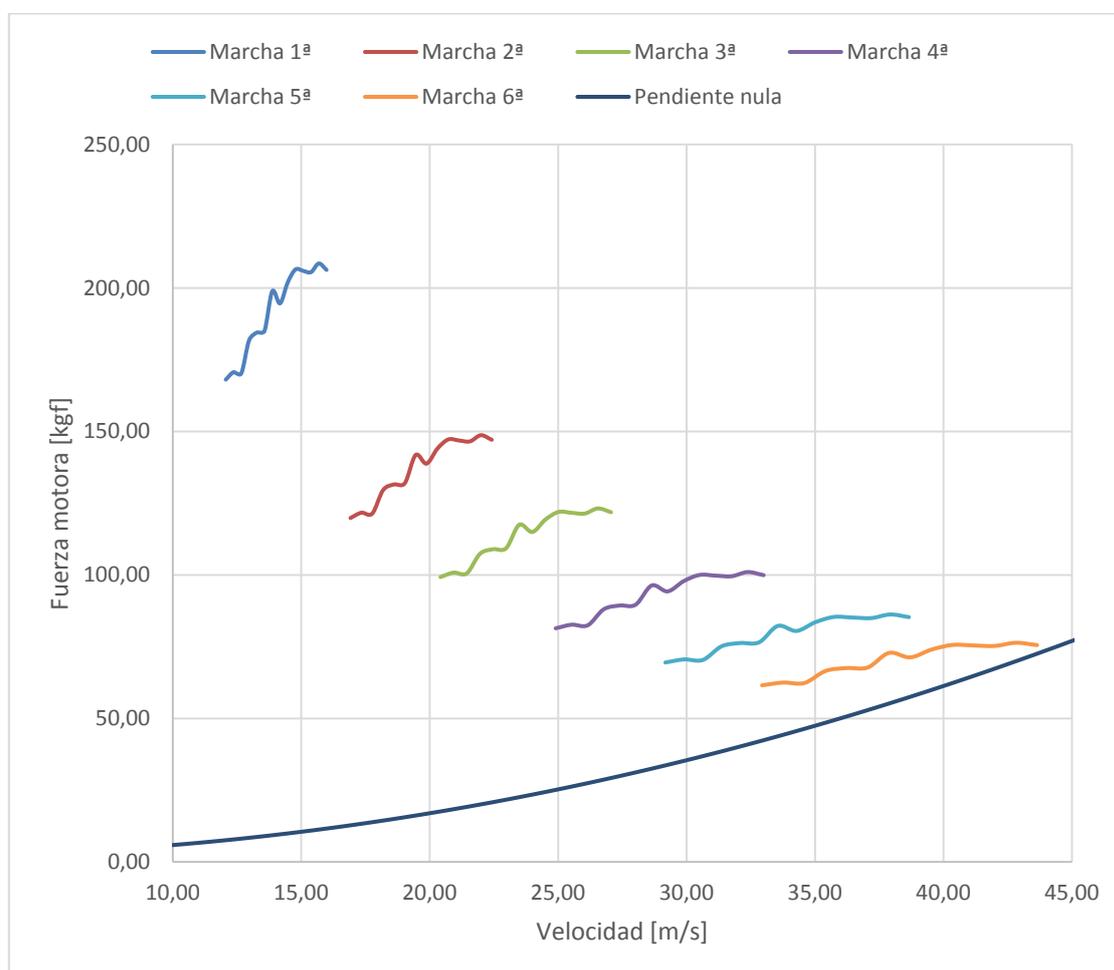
Una vez realizado este gráfico, se construye uno nuevo en el que se superponen las curvas de fuerza motora y las curvas de resistencia al avance:

**Figura 8.11. –Curvas de fuerzas.**



Para apreciar más claramente lo que ocurre en la sexta marcha, se adjunta otro gráfico únicamente con pendiente nula:

**Figura 8.12. –Curvas de fuerzas sin pendiente.**



En éste último gráfico se aprecia claramente que las fuerzas resistivas son ligeramente inferiores a la fuerza motora. Esto se traduce en que sin tener en cuenta condiciones de adherencia, el vehículo alcanzará la velocidad máxima que se había calculado previamente de **157,11 km/h**.

En cambio, en la figura 8.11. se aprecia claramente que conforme aumenta la pendiente la fuerza motora en sexta marcha no permite circular a 157,11 km/h.

Para pendientes superiores a un 6% será necesario superarlas en quinta marcha lo que permite alcanzar al vehículo un máximo de **139,15 km/h** (sin tener en cuenta adherencia).

Rara vez, por no decir nunca, se encuentran pendientes superiores a 10% en circuitos de karting por lo que no se analiza la posibilidad de pendientes mayores.

## **AN8.6. Cálculo de aceleraciones.**

El siguiente paso en el estudio de prestaciones es obtener valores para la aceleración del vehículo en todo momento suponiendo plena carga del motor (acelerador a fondo). La expresión que permite determinar la aceleración es:

Ec. 8.19.

$$F_m - R_t = m \cdot (1 + \varepsilon_i) \cdot \gamma$$

Donde:

- $F_m$  = fuerza motora en [kgf].
- $R_t$  = resistencia total al avance [en kgf].
- $m$  = masa del vehículo en [kg].
- $(1 + \varepsilon_i)$  = factor de corrección. Este factor de corrección tiene en cuenta las inercias de los elementos rotativos desde el motor a la rueda. El valor aproximado obtenido en tabla para este factor de corrección es de 1,04.
- $\gamma$  = aceleración del vehículo en [ $m/s^2$ ].

Finalmente, el aspecto de la ecuación será el siguiente:

Ec. 8.20.

$$9,81 \cdot (F_m - R_t) = 175,5 \cdot 1,04 \cdot \gamma$$

(\*)Nota: Se multiplica por 9,81 para obtener los valores en [ $m/s^2$ ].

Despejando la aceleración:

Ec.

$$\gamma = 0,05375 \cdot (F_m - R_t) \text{ [}m/s^2\text{]}$$

8.21.

Del mismo modo que para la fuerza motora y la velocidad, se construye una tabla que contenga la aceleración suponiendo pendiente nula para cada una de las marchas:

**Tabla 8.7. –Valores de la aceleración para cada marcha.**

Velocidad [m/s] 1ª	Fuerza motor [Kgf] 1ª	Fuerza resistente [Kgf] 1ª	Aceleración [ $m/s^2$ ] 1ª
12,06	168,08	7,57	8,63
12,36	170,67	7,84	8,75
12,67	170,23	8,12	8,71
12,97	181,71	8,41	9,31
13,27	184,47	8,70	9,45
13,57	185,08	9,00	9,46
13,87	198,88	9,30	10,19
14,17	194,65	9,62	9,95
14,48	201,99	9,94	10,32
14,78	206,47	10,26	10,55
15,08	205,96	10,59	10,50
15,38	205,52	10,93	10,46
15,68	208,54	11,28	10,60
15,98	206,30	11,63	10,46

<b>Velocidad [m/s] 2ª</b>	<b>Fuerza motor [Kgf] 2ª</b>	<b>Fuerza resistente [Kgf] 2ª</b>	<b>Aceleración [m/s²] 2ª</b>
16,92	119,85	12,77	5,76
17,34	121,70	13,30	5,83
17,76	121,39	13,85	5,78
18,19	129,57	14,41	6,19
18,61	131,54	14,99	6,26
19,03	131,97	15,58	6,26
19,45	141,82	16,18	6,75
19,88	138,80	16,79	6,56
20,30	144,03	17,42	6,81
20,72	147,23	18,06	6,94
21,15	146,86	18,72	6,89
21,57	146,56	19,38	6,84
21,99	148,71	20,06	6,91
22,41	147,11	20,76	6,79
<b>Velocidad [m/s] 3ª</b>	<b>Fuerza motor [Kgf] 3ª</b>	<b>Fuerza resistente [Kgf] 3ª</b>	<b>Aceleración [m/s²] 3ª</b>
20,42	99,29	17,60	4,39
20,93	100,82	18,38	4,43
21,44	100,56	19,18	4,37
21,95	107,34	20,00	4,69
22,46	108,97	20,84	4,74
22,97	109,33	21,70	4,71
23,48	117,48	22,57	5,10
23,99	114,98	23,47	4,92
24,51	119,32	24,38	5,10
25,02	121,97	25,32	5,19
25,53	121,66	26,27	5,13
26,04	121,41	27,24	5,06
26,55	123,19	28,23	5,10
27,06	121,87	29,25	4,98
<b>Velocidad [m/s] 4ª</b>	<b>Fuerza motor [Kgf] 4ª</b>	<b>Fuerza resistente [Kgf] 4ª</b>	<b>Aceleración [m/s²] 4ª</b>
24,90	81,41	25,11	3,03
25,53	82,67	26,27	3,03
26,15	82,46	27,46	2,96
26,77	88,02	28,68	3,19
27,39	89,36	29,92	3,19
28,02	89,65	31,20	3,14
28,64	96,34	32,50	3,43

29,26	94,29	33,83	3,25
29,88	97,84	35,19	3,37
30,51	100,01	36,58	3,41
31,13	99,76	38,00	3,32
31,75	99,55	39,45	3,23
32,37	101,02	40,92	3,23
33,00	99,93	42,43	3,09
<b>Velocidad [m/s] 5ª</b>	Fuerza motor [Kgf] 5ª	Fuerza resistente [Kgf] 5ª	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ] 5ª
29,17	69,50	33,64	1,93
29,90	70,57	35,23	1,90
30,63	70,39	36,86	1,80
31,36	75,14	38,53	1,97
32,09	76,28	40,24	1,94
32,82	76,53	41,99	1,86
33,55	82,24	43,78	2,07
34,28	80,49	45,61	1,87
35,01	83,52	47,48	1,94
35,74	85,38	49,38	1,93
36,47	85,16	51,33	1,82
37,20	84,98	53,31	1,70
37,92	86,23	55,34	1,66
38,65	85,31	57,40	1,50
<b>Velocidad [m/s] 6ª</b>	Fuerza motor [Kgf] 6ª	Fuerza resistente [Kgf] 6ª	Aceleración [m/s <sup>2</sup> ] 6ª
32,94	61,56	42,28	1,04
33,76	62,51	44,31	0,98
34,58	62,35	46,39	0,86
35,41	66,55	48,52	0,97
36,23	67,56	50,70	0,91
37,05	67,78	52,93	0,80
37,88	72,84	55,21	0,95
38,70	71,29	57,54	0,74
39,52	73,98	59,92	0,76
40,35	75,62	62,35	0,71
41,17	75,43	64,83	0,57
41,99	75,27	67,36	0,43
42,82	76,38	69,94	0,35
43,64	75,56	72,57	0,16

Con estos resultados podemos ver cómo se comporta la aceleración del vehículo en función de la velocidad alcanzada. Se aprecia que el motor debe estar muy revolucionado para obtener buena respuesta (típico en un motor de dos tiempos).

Se obtienen valores máximos de aceleración en primera marcha de **10,55 m/s<sup>2</sup>**.

**AN8.7. Curvas 1/  $\gamma$ , tiempo y distancia.**

EL siguiente paso en el cálculo de prestaciones es calcular los tiempos que tarda el vehículo en recorrer determinadas distancias. Para ello, se parte del conocimiento de los valores de la aceleración (tabla 8.7.)

Sabemos que:

Ec. 8.22.

$$\gamma = \frac{dv}{dt}$$

Si se despeja el diferencial del tiempo:

Ec. 8.23.

$$dt = \frac{1}{\gamma} dv$$

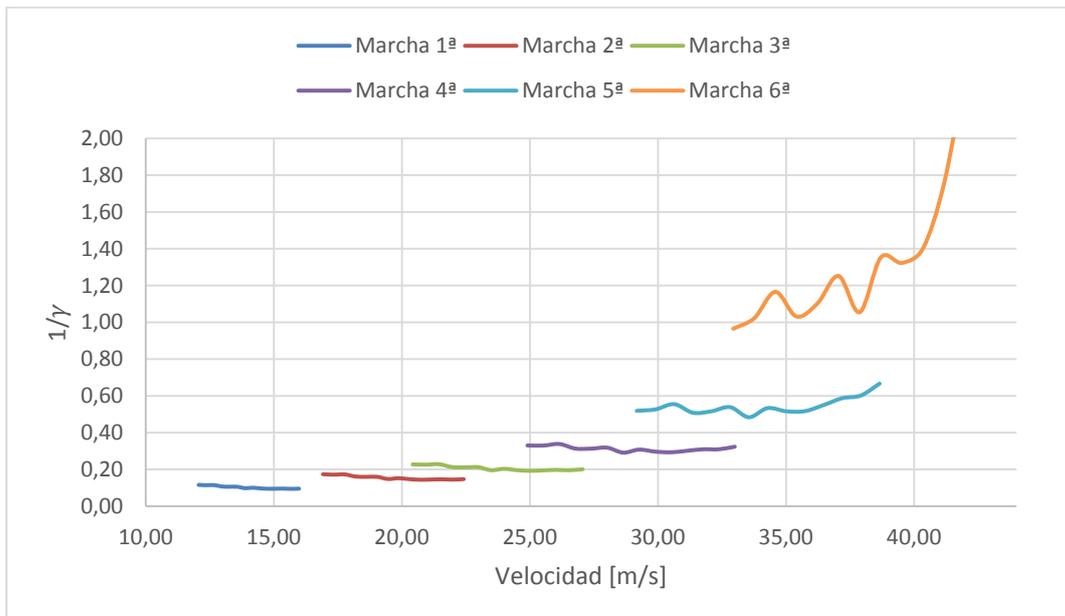
Integrando la ecuación para obtener valores de tiempo:

Ec. 8.24.

$$t_i^f = \int_{v_i}^{v_f} \frac{1}{\gamma} dv$$

Por esta razón, es necesario obtener las curvas 1/  $\gamma$  en función de la velocidad:

**Figura 8.13. –Curvas 1/  $\gamma$ .**



Si se calcula el área debajo de cada curva entre los puntos de cambio de marcha, se obtendrá un gráfico velocidad-tiempo.

Para realizar estos cálculos se aproximan las curvas  $1/\gamma$  de manera polinómica para poder realizar su integración:

- Curva 1:  $1/\gamma = 0,0016v^2 - 0,0514v + 0,5022$  [12,06 < v < 15,98 ]
- Curva 2:  $1/\gamma = 0,0013v^2 - 0,0573v + 0,7719$  [16,92 < v < 20,42 ]
- Curva 3:  $1/\gamma = 0,0013v^2 - 0,0665v + 1,0527$  [20,42 < v < 24,90 ]
- Curva 4:  $1/\gamma = 0,0016v^2 - 0,0964v + 1,7387$  [24,90 < v < 29,17 ]
- Curva 5:  $1/\gamma = 0,0036v^2 - 0,2347v + 4,322$  [29,17 < v < 32,94 ]
- Curva 6:  $1/\gamma = 0,0734v^2 - 5,3379v + 97,712$  [32,94 < v < 43,64 ]

Los intervalos de velocidad han sido establecidos de manera que se realice el cambio de marcha en el momento que el motor es capaz de entregar más fuerza.

Las integraciones se realizan entre varios puntos de cada curva para lograr una curva de tiempo más precisa con la ayuda del software MxMaxima.

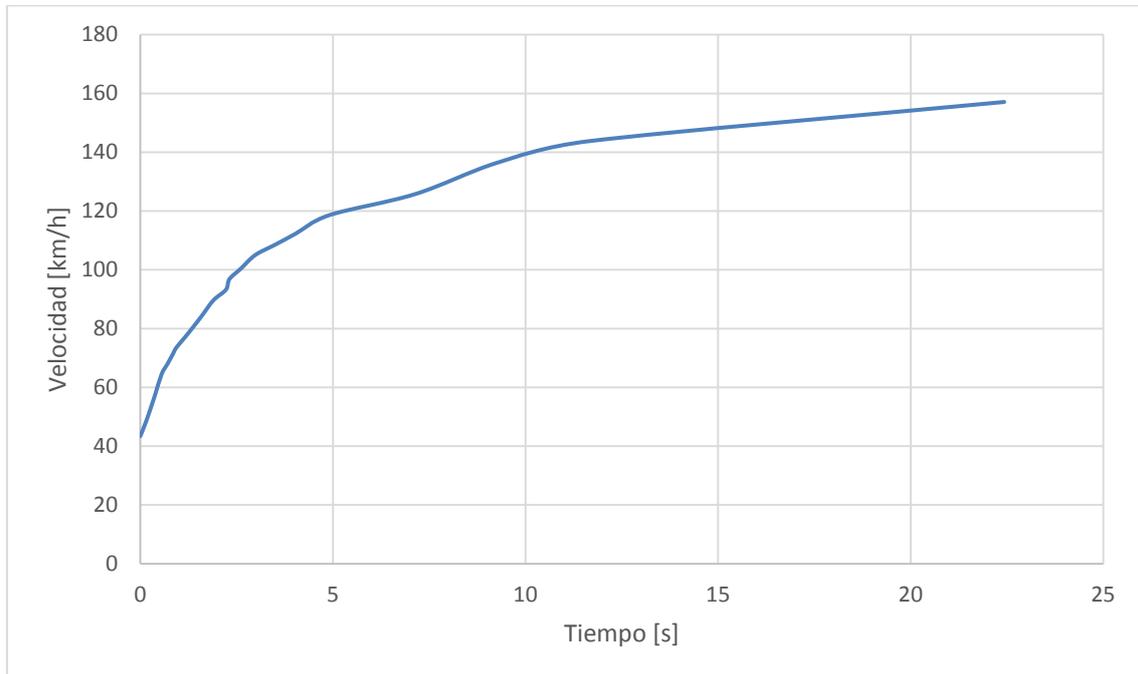
Tras realizar un total de 22 integraciones, se obtienen los resultados:

**Tabla 8.8. –Resultados de tiempo-velocidad.**

Velocidad [m/s]	Tiempo [s]	Velocidad [km/h]
12,06	0	43,416
13,06	0,109155	47,016
14,06	0,2087	50,616
15,98	0,38462	57,528
17,92	0,55295565	64,512
18,92	0,7105833	68,112
19,92	0,86010295	71,712
20,42	0,932634777	73,512
21,42	1,163202777	77,112
22,42	1,382962777	80,712
23,42	1,594514777	84,312
24,9	1,898014777	89,64
25,9	2,223304777	93,24
26,9	2,314204777	96,84
27,9	2,612884777	100,44
29,17	2,982371777	105,012
30,17	3,510171777	108,612
31,17	4,020551777	112,212
32,94	4,903275777	118,584
34,94	7,141940777	125,784
37,94	9,301540777	136,584
39,94	11,65504078	143,784
43,64	22,42558078	157,104

Y representando estos datos en un gráfico, obtenemos la curva tiempo-velocidad:

**Figura 8.14. –Gráfico velocidad-tiempo.**



Como se observa en el gráfico, el kart aumenta rápidamente de velocidad y poco a poco le va costando más, hasta sumar un total de **22,42 segundos** para pasar de **43 a 157 km/h**.

Para conseguir este objetivo, se deben realizar los cambios de marcha del a las siguiente RPM:

- Primera – Segunda: 13.250 RPM.
- Segunda – Tercera: 12.070 RPM.
- Tercera – Cuarta: 12.193 RPM.
- Cuarta – Quinta: 11.713 RPM.
- Quinta – Sexta: 11.291 RPM.

Finalmente, se puede calcular la distancia recorrida del siguiente modo:

Ec. 8.25.

$$v = \frac{ds}{dt}$$

Si se despeja el diferencial de espacio recorrido:

Ec. 8.26.

$$ds = v \cdot dt$$

Y por último, se integra la ecuación 8.26. para obtener el valor del espacio recorrido:

Ec. 8.27.

$$s_1^2 = \int_1^2 v \cdot dt$$

Por tanto, el área bajo la curva de tiempo-velocidad, será la distancia recorrida. Del mismo modo que para el caso anterior, se aproxima la curva velocidad-tiempo de forma polinómica para proceder a su integración:

- Aproximación:  $-0,111v^2 + 3,6359v + 19,518$ .

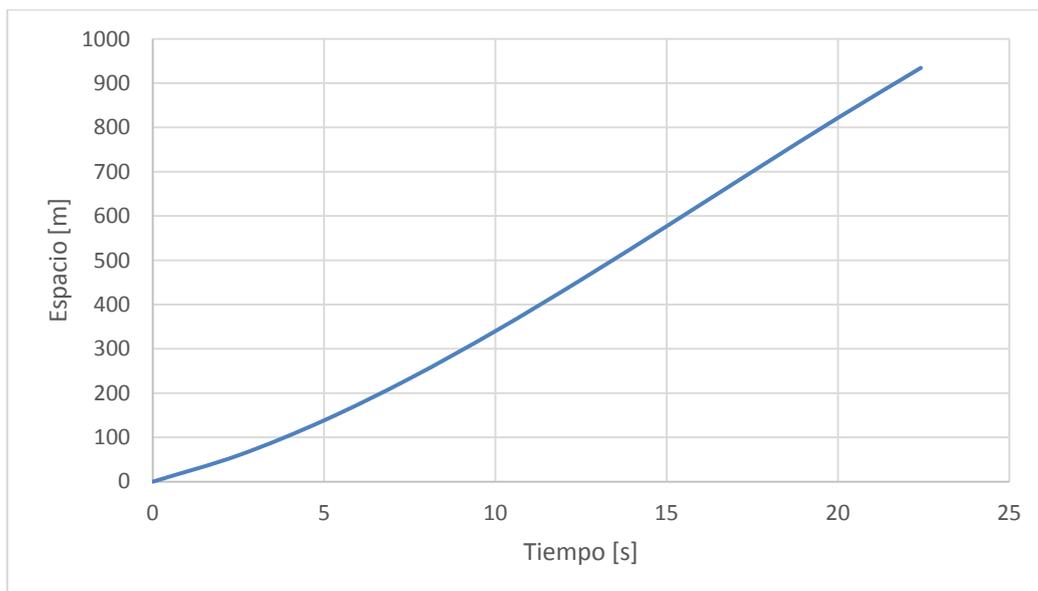
Y a continuación, los resultados para un total de 9 integraciones.

**Tabla 8.9. –Espacio-Tiempo**

Espacio [m]	Tiempo [s]
<b>0</b>	0
<b>59,57</b>	2,5
<b>138,41</b>	5
<b>233,035</b>	7,5
<b>339,975</b>	10
<b>455,764</b>	12,5
<b>576,933</b>	15
<b>700,01</b>	17,5
<b>821,54</b>	20
<b>934,4241</b>	22,42

Si se grafican los resultados:

**Figura 8.15. –Curva Espacio-Tiempo.**



Como conclusión a este último estudio, podemos decir que partiendo de una velocidad de **43,416 km/h**, se necesita una recta de 934,42 metros para alcanzar los **157,1 km/h** en **22,42 segundos** considerando cambios de marcha instantáneos a velocidad constante.

### **AN8.8. Pendiente máxima superable.**

Como último apartado del capítulo de prestaciones, se va a calcular la pendiente máxima superable por el vehículo en condiciones de máxima velocidad y máximo par.

Y finalmente, para demostrar el efecto de considerar la adherencia del terreno se repetirá el estudio y compararán resultados.

#### **AN8.8.1. Máxima pendiente superable en condiciones de máxima velocidad.**

Conocida la expresión de la resistencia al avance reducida (Ecuación 8.17.) y la fuerza motora en condiciones de máxima velocidad 75,56 kgf podemos despejar la pendiente igualando la ecuación del siguiente modo:

$$75,56 = 0,03695 \cdot 43,65^2 + 175,5 \cdot (0,0125 + n)$$

Cuya solución para  $n = 0,016$  lo que implica una pendiente del **1,6%**.

#### **AN8.8.2. Máxima pendiente superable en condiciones de máximo par.**

Del mismo modo que se ha calculado en el apartado anterior, se realiza el cálculo:

Se conoce que el par máximo es de 24,17 Nm a 13.000 RPM y que se verá incrementado al máximo en primera marcha cuya relación de transmisión es de 11,85 y el rendimiento de la transmisión 0,975.

Según la tabla 8.6. en estas condiciones la velocidad será de 15,68 m/s y la fuerza motora de 208,64 kgf.

Aplicando la ecuación 8.17.:

$$208,54 = 0,03695 \cdot 15,68^2 + 175,5 \cdot (0,0125 + n)$$

Donde se obtiene un valor de  $n = 1,12$ . Este valor es absurdo ya que no se han tenido en cuenta las condiciones de adherencia y el kart no puede transmitir al terreno esa fuerza motora.

### **AN8.9. Consideración de condiciones de adherencia.**

Como se ha visto en el apartado 8.8.2. existen resultados que no son aplicables a la realidad. Esto es debido a que se están realizando aproximaciones que no consideran el efecto de la adherencia.

La adherencia del neumático con el terreno limita la cantidad de fuerza motora que puede impulsar el kart. Esto implica que siempre que se aplique una fuerza motora superior a la

capaz de transmitir por los neumáticos, se producirá deslizamiento (las ruedas motrices derraparán) hasta dicha fuerza disminuya a valores transmisibles.

**AN8.9.1. Formulación con adherencia.**

Existe un coeficiente de adherencia  $\mu_a$  relacionado con el coeficiente de rozamiento  $\mu$  y el coeficiente de rodadura  $\mu_r$  tal que:

Ec. 8.28.

$$\mu_a = \mu_r + \mu$$

Por este motivo, la fuerza máxima que pueden transmitir los neumáticos al suelo es:

Ec. 8.29.

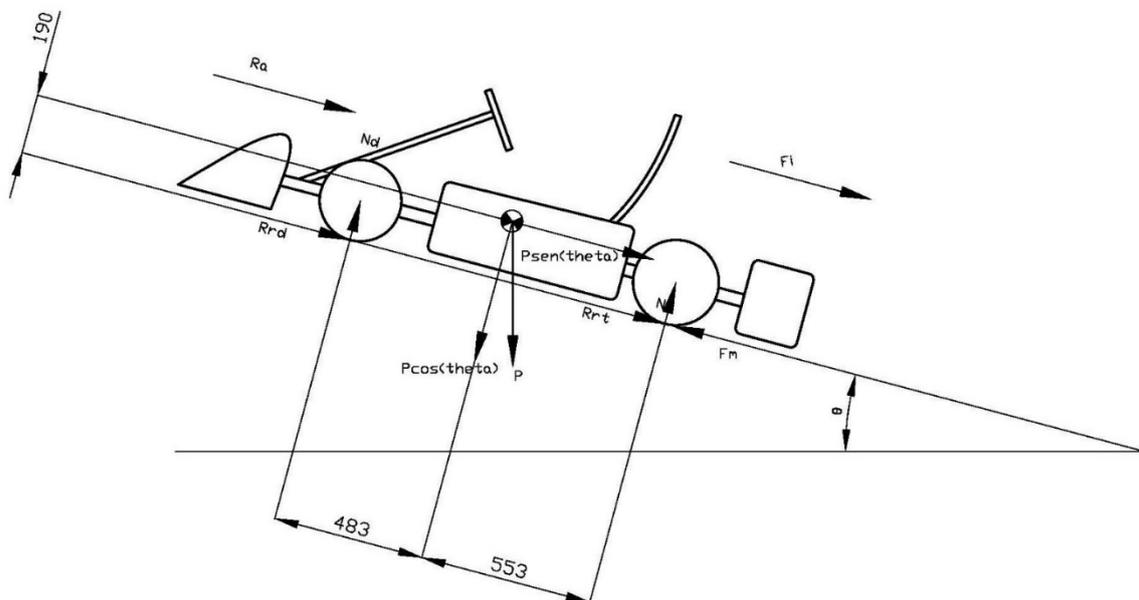
$$F_{m\acute{a}x} = N_t \cdot \mu_a$$

Donde:

- $F_{m\acute{a}x}$  es la fuerza máxima que pueden transmitir los neumáticos al suelo en [kgf]
- $N_t$  es la fuerza normal al eje trasero en [kgf]

Representación de las condiciones del vehículo subiendo una pendiente:

**Figura 8.16. –Acciones sobre el kart.**



Se puede establecer el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 \text{Ec. 8.30.} \quad & \sum F_y = 0 = N_d + N_t = P_{OM} \cdot \cos\theta \\
 \text{Ec. 8.31.} \quad & \sum F_x = 0 = F_m - R_d - R_t - R_a = F_i = 0 \\
 \text{Ec. 8.32.} \quad & \sum M_B = 0 = N_d \cdot L + F_i \cdot h_{cgd} + P_{OM} \cdot \text{sen}\theta \cdot h_{cdg} + R_a \cdot h_{aer} - P_{OM} \cdot \cos\theta \cdot b = 0
 \end{aligned}$$

- Se han determinado fuerzas de inercia 0 ya que la aceleración debe ser nula para poder calcular la máxima pendiente superable.
- Los puntos A y B serán los centros de los ejes delantero y trasero respectivamente. Siendo L la longitud entre ambos ejes.
- Se considera que el centro de gravedad es el centro de actuación de la resistencia aerodinámica.

Despejando para las normales delantera y trasera se obtiene:

Ec. 8.33.

$$N_d = P_{OM} \cdot \cos\theta \cdot \frac{B}{L} - R_a \frac{h_{aer}}{L} - (F_i + P_{OM} \cdot \text{sen}\theta) \frac{h_{cdg}}{L}$$

Ec. 8.34.

$$N_t = P_{OM} \cdot \cos\theta - N_d$$

Como se ha explicado con anterioridad, se utilizarán las aproximaciones:

- $\cos\theta = 1$
- $\text{sen}\theta = n$

Por lo que el sistema quedará reducido a:

Ec. 8.35.

$$N_d = P_{OM} \cdot \frac{B}{L} - (R_a + P_{OM} \cdot n) \frac{h_{cdg}}{L}$$

Ec. 8.36.

$$N_t = P_{OM} - N_d$$

Y sustituyendo una en otra se obtiene la ecuación final:

Ec. 8.37.

$$N_t = P_{OM} \left( 1 - \frac{B}{L} + n \frac{h_{cdg}}{L} \right) + R_a \frac{h_{cdg}}{L}$$

Introduciendo los valores conocidos para el vehículo:

Ec. 8.38.

$$N_t = 81,73 + n \cdot 32,2 + 0,1835 \cdot R_a$$

El siguiente paso es introducir el valor de la resistencia aerodinámica (ecuación 8.8.):

Ec. 8.39.

$$N_t = 81,73 + n \cdot 32,2 + 0,00678 \cdot V^2 \text{ [kgf]}$$

Se han encontrado algunos valores para el coeficiente de adherencia:

**Tabla 8.9. –Coeficientes de adherencia.**

Terreno	Coeficiente de adherencia
Carretera de cemento	0,8
Empedrado seco	0,7
Asfalto seco	0,6-0,80
Carretera húmeda	0,3-0,4
Carretera mojada	0,25
Carretera alquitranada gaseosa	0,15-0,20
Carretera con barro	0,15
Carretera con hielo	0,08-0,01

Si se selecciona un valor de 0,80, podemos decir que la fuerza máxima transmisible será de:

Ec. 8.40.

$$F_{m\acute{a}x} = 65,38 + n \cdot 25,75 + 0,005424 \cdot V^2 \text{ [kgf]}$$

**AN8.9.2. Pendiente máxima superable a velocidad máxima considerando adherencia.**

Se procede del mismo modo que en el apartado 8.8.1. resultando una expresión:

$$65,38 + n \cdot 25,75 + 0,005424 \cdot 43,65^2 = 0,03695 \cdot 43,65^2 + 175,5 \cdot (0,0125 + n)$$

De donde se despeja un valor de n=0.02 (pendiente del 2%). En cambio, este resultado no es válido ya que la  $F_{m\acute{a}x}$  es de 76,22 [kgf] y la máxima que entrega el motor en esas condiciones es de 75,56 [kg] por tanto los resultados reales son los obtenidos en el apartado 8.8.1.

**AN8.3.3. Pendiente máxima superable a par máximo considerando adherencia.**

A la velocidad de máximo par, 15,68 m/s la expresión resultante será:

$$65,38 + n \cdot 25,75 + 0,005424 \cdot 15,68^2 = 0,03695 \cdot 15,68^2 + 175,5 \cdot (0,0125 + n)$$

De donde se despeja un valor de n = 0,37 (pendiente del 37%).

Este resultado aclara que para grandes esfuerzos motores es necesario considerar adherencia ya que de lo contrario, los resultados son muy superiores a lo que ocurre en realidad.

# ANEXO 9- ANÁLISIS DE LA FRENADA.

## AN9.1. Nociones generales de frenado.

El sistema encargado de detener el kart cuando está en movimiento son los frenos. El efecto de frenado consiste en absorber la energía cinética que posee el coche debido a su desplazamiento transformándola en calor debido a los elementos de frenado.

Si al vehículo se le aplica una fuerza igual y de sentido contrario a la fuerza que provoca el movimiento se origina en él una deceleración que llega a anular el movimiento.

El esfuerzo máximo que una rueda puede ejercer sobre el terreno es la fuerza de adherencia que se ha comentado en el capítulo anterior. A diferencia del capítulo anterior, se ejerce fuerza de frenada sobre las 4 ruedas del kart, lo que en términos de adherencia se traduce a:

Ec. 9.1.

$$F_{m\acute{a}x} = peso \cdot \mu_a$$

Si se quiere evitar el bloqueo de las ruedas durante el frenado la fuerza de frenado siempre debe ser menor o igual que la de adherencia.

Si expresamos la deceleración del kart como  $\delta$  obtenemos que:

Ec. 9.2.

$$F_i = m_{OM} \cdot \delta$$

E imponiendo la condición de fuerza de frenada menor que la fuerza de adherencia:

Ec. 9.3.

$$m_{OM} \cdot \delta \leq m_{OM} \cdot g \cdot \mu_a$$

Y por tanto:

Ec. 9.4.

$$\delta \leq g \cdot \mu_a$$

Lo que significa que suponiendo un coeficiente de adherencia 1, la máxima deceleración que se podría conseguir sería de 9,81 m/s<sup>2</sup>.

Aplicando el coeficiente de adherencia 0,8 la máxima deceleración posible sería de 7,85 m/s<sup>2</sup>.

En numerosas ocasiones, el asfalto contiene algo de arena o incluso agua si esta mojado, por esta razón no se va a aplicar un valor de 0,8 al coeficiente de adherencia. Se toma un valor de coeficiente de adherencia de 0,5 que se encuentra por encima de los valores para carretera húmeda y dentro del rango de asfalto.

Por tanto, la máxima deceleración posible será:

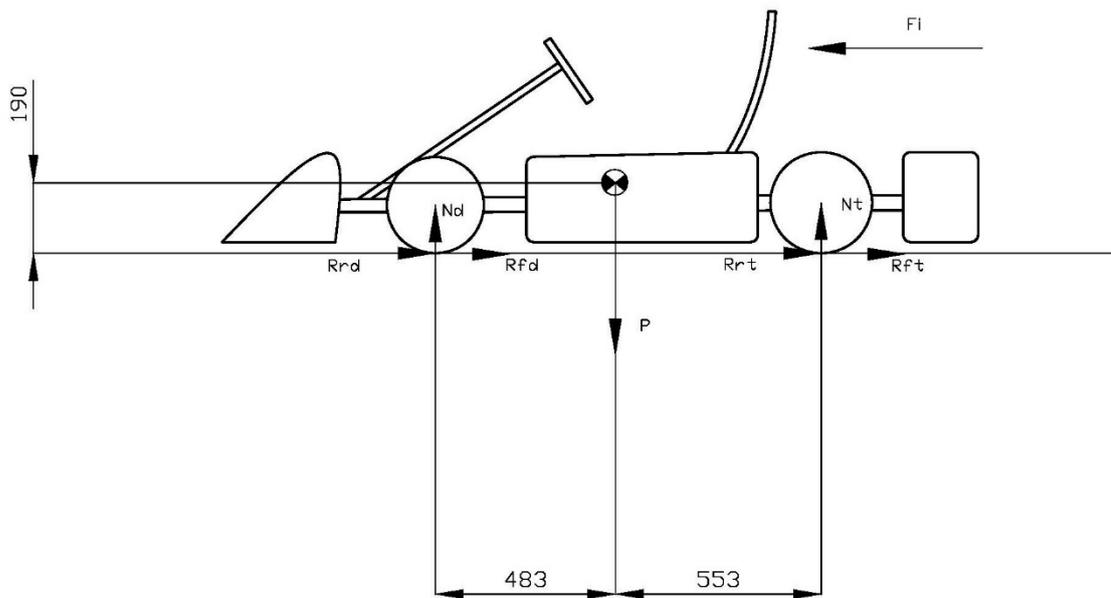
Ec. 9.5.

$$0,5 \cdot 9.81 = 4,905 \approx 5 \text{ m/s}^2$$

### AN9.2. Fuerzas máximas de frenado.

Supongamos que el kart se encuentra circulando en una pista de pendiente nula a una determinada velocidad y se ejerce sobre él la máxima deceleración posible ( $5 \text{ m/s}^2$ ).

**Figura 9.1. –Frenada en llano.**



Se han ignorado los efectos de la resistencia aerodinámica, ya que esta ayuda al sistema de frenos y de este modo el sistema queda ligeramente sobredimensionado.

Se plantean las ecuaciones necesarias para obtener el valor de las normales a los ejes:

Ec. 9.6.

$$\sum F_x = 0 = F_i - R_{rd} - R_{rt} - F_{fd} - F_{ft}$$

Ec. 9.7.

$$\sum F_z = 0 = -N_d - N_t + P$$

Ec. 9.8.

$$\sum M_B = 0 = F_i \cdot h_{cdg} + P \cdot B - N_d \cdot L$$

Si de la ecuación 9.8. se despeja la normal delantera:

Ec. 9.9.

$$N_d = F_i \cdot h_{cdg} \frac{1}{L} + P \frac{B}{L}$$

Y sustituyendo el valor de la normal delantera en la ecuación 9.7.:

Ec. 9.10.

$$N_t = -F_i \cdot h_{cdg} \frac{1}{L} + P \left(1 - \frac{B}{L}\right)$$

Si sabemos que la máxima deceleración es de  $5 \text{ m/s}^2$ , el valor de la máxima fuerza de inercia será:

Ec. 9.11.

$$5 \cdot 175,5 = 877,5N = 89,45 \text{ kgf}$$

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 9.9. y 9.10.:

$$N_d = 89,45 \cdot 0,19 \frac{1}{1,036} + 175,5 \frac{0,553}{1,036} = \mathbf{106,69 [kgf]}$$

$$N_t = -89,45 \cdot 0,19 \frac{1}{1,036} + 175,5 \left(1 - \frac{0,553}{1,036}\right) = \mathbf{68,79 [kgf]}$$

La suma de ambas normales da un total de 175,8, los 0,3 kg aproximadamente de error son debidos al arrastre de decimales.

Por tanto, los valores de las fuerzas máximas de frenado con un coeficiente de adherencia de 0,5 serán:

$$F_{dm\acute{a}x} = 106,69 \cdot 0,5 = \mathbf{53,345 [kgf]}$$

$$F_{tm\acute{a}x} = 68,79 \cdot 0,5 = \mathbf{34,39 [kgf]}$$

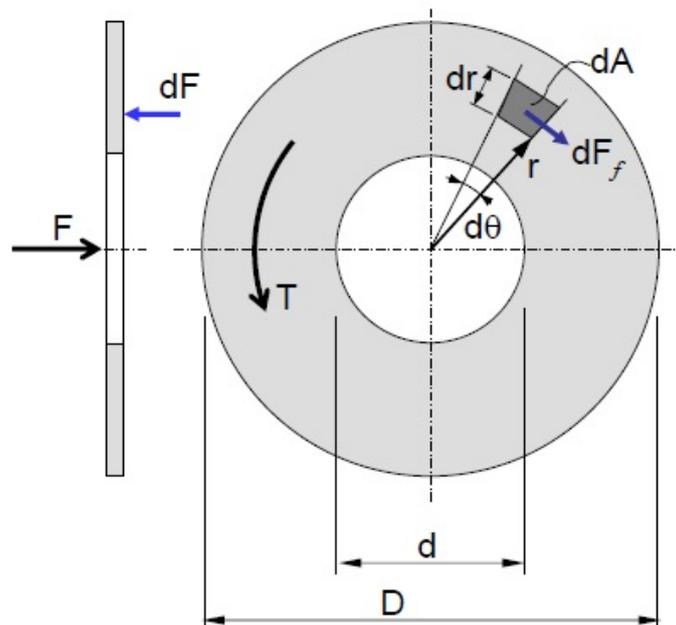
### AN9.3. Cálculos del sistema de frenado.

En el siguiente apartado se expone y aplica la teoría sobre los elementos del sistema de frenado. El objetivo es llegar a un compromiso de funcionalidad entre el sistema hidráulico y el de absorción de energía cinética (disco y pastillas).

#### AN9.3.1. Formulación diferencial para frenos de disco.

Se parte de un modelo de freno de disco genérico:

**Figura 9.2. –Modelo de freno de disco.**



Se define un área de contacto entre la pastilla y el disco:

Ec. 9.12.

$$dA = (r \cdot d\theta) \cdot dr$$

Diferencial de fuerza axial:

Ec. 9.13.

$$dF = p \cdot dA = p \cdot (r \cdot d\theta) \cdot dr$$

Donde:

- *p es la presión en el área elemental.*

Par torsor:

Ec. 9.14.

$$T = \int r \cdot dF_f = \int f \cdot r \cdot p \cdot dA = \int_0^{2\pi} \int_{d/2}^{D/2} f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta$$

Donde:

- $f$  es el coeficiente de rozamiento.
- $F_f$  es la fuerza de rozamiento.

Se va a utilizar la hipótesis de presión uniforme lo que implica que se generará una distribución de presión uniforme en el freno.

La presión en cada punto será máxima:

Ec. 9.15.

$$p = p_a$$

La fuerza axial será el producto de la presión por el área de las pastillas de freno.

Ec. 9.16.

$$F = p_a \cdot \text{área de pastillas}$$

El momento torsos será la integral de la fuerza de fricción por el radio.

Ec. 9.17.

$$T = \int_0^{2\pi} \int_{d/2}^{D/2} f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta = f \cdot p \left[ \frac{r^3}{3} \right]_{d/2}^{D/2} [\theta]_0^{2\pi}$$

Ec. 9.18.

$$T = \frac{F \cdot f}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

### AN9.3.2. Aplicación de la formulación.

Son conocidos los siguientes datos:

- $F_{dmáx} = 53,34 [kgf]$
- $F_{tmáx} = 34,39 [kgf]$
- Diámetro exterior del disco delantero = 146,5 mm.
- Diámetro interior del disco delantero = 95,5 mm.
- Diámetro exterior del disco trasero = 177 mm.
- Diámetro interior del disco trasero = 126 mm.
- Pastillas de freno cuadradas de 40 mm. de lado.

(\*)Nota: Los diámetros exterior e interior del disco corresponden a los diámetros sobre los que la pastilla realiza el rozamiento.

❖ Frenos delanteros.

En el eje delantero hay dos frenos (uno por rueda) lo que implica que la fuerza de frenada se divide para ambos frenos:

Ec. 9.19.

$$F_{Fd} = \frac{53,34}{2} = 26,67 \text{ [kgf]}$$

Si conocemos la fuerza de frenado y el radio de la rueda, conocemos el momento torsor de frenada.

Ec. 9.20.

$$T_d = 26,67 \cdot 0,130 = 3,46 \text{ [kgf} \cdot \text{m]}$$

La ecuación 9.18. Expresa el valor del momento torsor siempre que la superficie sea la de una cara completa del disco lo que implica que si se realiza fricción sobre ambas caras, este valor será del doble.

Ec. 9.21.

$$T = \frac{F \cdot f}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \cdot 2$$

Además, hay que tener en cuenta que la superficie de las pastillas de freno es inferior a la del disco, lo que hace que el momento torsor generado sea menor en proporción a dicha diferencia de tamaños.

El área de una cara del disco será:

Ec 9.22.

$$A_d = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(0,1465^2 - 0,0955^2) = 0,009693m^2$$

Mientras que el área de la pastilla será:

Ec. 9.23.

$$A_p = 0,04^2 = 0,0016m^2$$

Si dividimos los resultados, se obtiene la proporción:

Ec.9.24.

$$\text{Proporción} = \frac{0,009693}{0,0016} = 6,058$$

Esto implica que el momento torsor ejercido será 6,058 veces menor que el que proporcionaría un área de contacto igual a la superficie del disco.

Ec. 9.25.

$$T = \frac{F \cdot f D^3 - d^3}{3 D^2 - d^2} \cdot \frac{2}{6,058}$$

Los valores para el coeficiente de fricción de unas pastillas de competición se encuentran entre 0,40-0,50 por lo que se escoge un valor de 0,45.

Sustituyendo los datos en la ecuación 9.25.

Ec. 9.26.

$$3,46 = \frac{F \cdot 0,45}{3} \cdot \frac{0,1465^3 - 0,0955^3}{0,1465^2 - 0,0955^2} \cdot \frac{2}{6,058}$$

Y despejando F se obtiene una fuerza de **379,33 Kgf**. Esta fuerza debe ser la resultante de la presión ejercida por el pistón de la pinza de freno sobre las pastillas de los discos delanteros.

❖ Frenos traseros:

En el eje trasero solo tenemos un disco de freno, por tanto la fuerza de frenado que tiene que realizar es de 34,39 kgf.

Si conocemos la fuerza de frenado y el radio de la rueda, conocemos el momento torsor de frenada.

Ec. 9.27.

$$T_t = 34,39 \cdot 0,1365 = 4,69 [kgf \cdot m]$$

El área de cada una de las caras del disco será:

Ec. 9.28.

$$A_d = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(0,177^2 - 0,126^2) = 0,0121m^2$$

Mientras que el área de cada pastilla continuará siendo  $0,0016m^2$ . La diferencia es que la pinza de freno trasera cuenta con dos pastillas por cada cara, lo que implica un total de  $0,0032m^2$  de superficie de contacto.

Si nuevamente se establece una relación entre la superficie del disco y la superficie de contacto:

Ec. 9.29.

$$Proporción = \frac{0,0121}{0,0032} = 3,78$$

Por el mismo método en que se ha planteado en el apartado anterior, se obtiene la ecuación:

Ec. 9.30.

$$T = \frac{F \cdot f D^3 - d^3}{3 D^2 - d^2} \cdot \frac{2}{3,78}$$

Y sustituyendo los valores:

Ec. 9.31.

$$4,69 = \frac{F \cdot 0,45}{3} \cdot \frac{0,177^3 - 0,126^3}{0,177^2 - 0,126^2} \cdot \frac{2}{3,78}$$

Si se despeja el valor de F se obtienen **257,6 kgf** que será el valor resultante de la presión ejercida por los émbolos de la pinza de freno sobre las pastillas.

#### AN9.4. Sistema hidráulico.

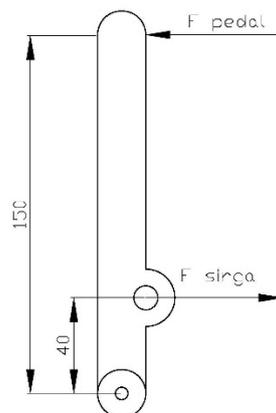
En el capítulo de elementos de rodadura y frenado se describieron los componentes del sistema hidráulico. Ahora, se va a realizar un análisis de fuerzas y presiones que servirá de comprobación para el cumplimiento de frenada máxima.

##### AN9.4.1. Mecanismo de frenado.

El mecanismo de frenado comienza desde el accionamiento del pedal de freno. Se calcula que un piloto puede ejercer una fuerza entre 300 y 400 N sobre el pedal sin ningún problema, pero a lo largo del mecanismo de freno, se producen una serie de desmultiplicaciones.

El pedal tiene una longitud desde su punto de accionamiento por el piloto hasta su centro de rotación de 150 mm. Además, la sirga que acciona la palanca de la bomba de freno se sitúa 40 mm. por encima del centro de rotación del pedal de la siguiente manera:

**Figura 9.3. –Accionamiento del pedal.**



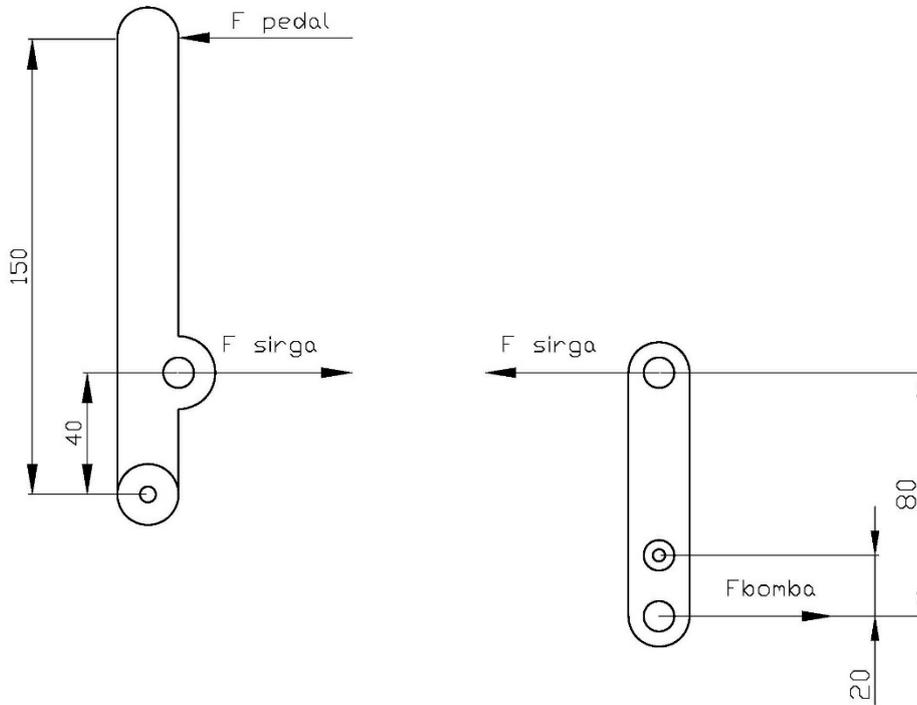
Si se establece que la fuerza de accionamiento del pedal es de 350 kgf, la relación entre la fuerza de la sirga y la de accionamiento será:

Ec. 9.32.

$$F_{sirga} = \frac{F_{pedal} \cdot L}{L_{sirga}} = \frac{350 \cdot 150}{40} = 1312,5N$$

El siguiente elemento es el accionador de la bomba tal como se muestra en la siguiente figura:

**Figura 9.4. –Accionamiento de la bomba de freno.**



Si establecemos un sumatorio de momentos sobre el centro de rotación del accionador de la bomba:

Ec. 9.34.

$$F_{sirga} \cdot 60 = F_{bomba} \cdot 20$$

Por tanto, la siguiente multiplicación se puede modelar como:

Ec. 9.34.

$$F_{bomba} = \frac{F_{sirga} \cdot 60}{20} = 3.937,5N$$

Con este resultado se sabe la fuerza con la que se acciona el émbolo de la bomba de frenos cuyo diámetro es de 22 mm. (tanto para la bomba de frenos delanteros como traseros).

Se puede determinar el valor  $p$  de la presión del siguiente modo:

Ec.

9.35.

$$p = \frac{F_{bomba}}{A_{émbolo}} = \frac{3.937,5}{\pi \cdot 11^2} = 10,35 N/mm^2$$

La presión obtenida en la ecuación 9.35. será constante a lo largo de todo el circuito de freno (cableados y pinzas de freno).

Al igual que los émbolos de las bombas de freno, los de las pinzas de freno tienen un diámetro de 22mm.

Por último, se calcula la fuerza ejercida por cada bombín sobre las pastillas de freno de la siguiente manera:

Ec.9.36.

$$F_{bombin} = p \cdot A_{piston} = 10,35 \cdot \pi \cdot 11^2 = 3.937,5 N$$

Lo que expresado en kgf será:

Ec.9.37.

$$F_{bombin} = \frac{3.937,5}{9,81} = \mathbf{401,37kgf}$$

Esto significa que si las condiciones de adherencia son las descritas en el apartado anterior y aplicando sobre el pedal una fuerza de 350 N las ruedas deslizarían y no se cumplirían las condiciones de deceleración de 5 m/s<sup>2</sup>.

Para calcular la fuerza que debe aplicarse sobre el pedal de freno sin que las ruedas lleguen a deslizar sobre el terreno se realiza el proceso inverso al apartado anterior.

Ec. 9.38.

$$p = \frac{F_{bombin}}{A_{piston}} = \frac{379,33 \cdot 9,81}{\pi \cdot 11^2} = 9,78 N/mm^2$$

Ec. 9.39.

$$F_{bomba} = p \cdot A_{embolo} = 9,78 \cdot \pi \cdot 11^2 = 3.721 N$$

Ec. 9.40.

$$F_{sirga} = \frac{F_{bomba} \cdot 20}{60} = 1240,4 N$$

Ec. 9.41.

$$F_{pedal} = \frac{F_{sirga} \cdot 40}{150} = 330,77 N = \mathbf{33,71 kgf}$$

La fuerza necesaria para frenar sin que se produzca deslizamiento será de **33,71 kgf** sobre el pedal de freno.

Para el caso del freno trasero se había obtenido un resultado de 257,6 kgf sobre cada pastilla de freno para obtener máxima frenada sin deslizamiento.

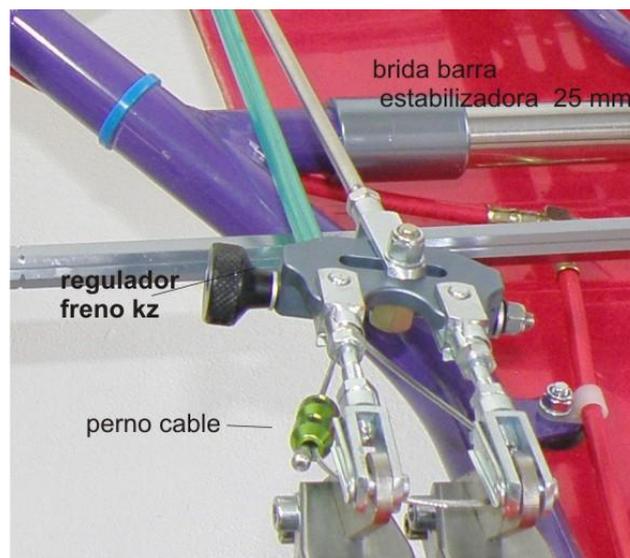
Si no existiese ningún sistema de regulación, cada vez que se aplicasen los 33,71 kgf sobre el pedal, las ruedas traseras deslizarían y por tanto, toda la dinámica de frenada cambiaría.

**AN9.4.2. Regulador/repartidor de frenada.**

El sistema de frenado está gobernado por dos cilindros maestros independientes, el cilindro del sistema delantero y el cilindro del sistema trasero. Como se ha explicado, si la sirga del pedal de freno realizase la misma fuerza sobre los dos cilindros, las ruedas traseras deslizarían.

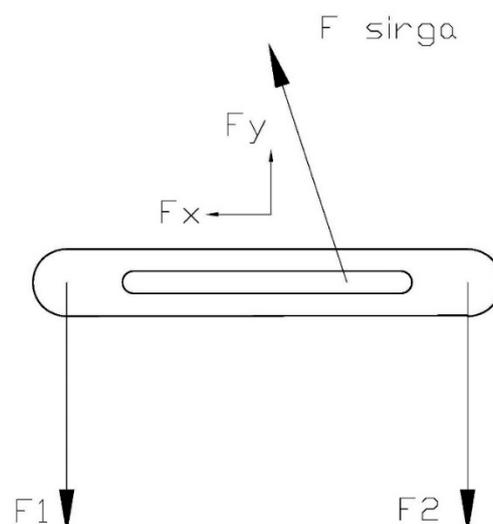
Para evitar deslizamientos se instala un regulador o repartidor de frenada. En el capítulo de elementos de frenada y rodadura se describió este sistema, pero ahora se va a calcular su correcto ajuste.

**Figura 9.5. -Ejemplo de un regulador de frenada.**



El dispositivo regulador consiste en una corredera a la que va enganchada la sirga del pedal de freno. Esta corredera se puede desplazar transversalmente entre los accionadores de los cilindros maestros de tal modo que establece un sistema de reparto de tensiones de las sirgas del siguiente modo:

**Figura 9.6. -Funcionamiento del repartidor.**



El sistema es tal que las fuerzas de los accionadores de los cilindros maestros (F1 y F2) deben ser igual a la resultante Fy de la fuerza de la sirga.

### AN9.4.3. Fuerzas para el freno trasero.

Se sabe que según la ecuación 9.40. F1 debe ser 1240,4 N y que la del pedal será de 330,69 N. Aplicando el mismo procedimiento que en el apartado anterior se va a calcular F2:

Ec. 9.42.

$$p = \frac{F_{bombín}}{A_{pistón}} = \frac{257,6 \cdot 9,81}{\pi \cdot 11^2} = 6,65 N/mm^2$$

Ec. 9.43.

$$F_{bomba} = p \cdot A_{émbolo} = 6,65 \cdot \pi \cdot 11^2 = 2.527,88 N$$

$$F_{sirga} = \frac{F_{bomba} \cdot 20}{60} = 842,62 N$$

Donde  $F_{sirga}$  será la fuerza correspondiente a F2.

Se sabe que la separación entre los puntos de aplicación de F1 y F2 es de 50 mm. Por tanto:

Ec. 9.44.

$$F_1 \cdot x = F_2 \cdot (L - x)$$

Donde:

- $x$  es la distancia de  $F_1$  al punto de aplicación de la fuerza  $F_y$ .
- $L$  es la separación entre las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ .

Ec. 9.45.

$$1240,4 \cdot x = 842,62 \cdot (60 - x)$$

De donde despejando x se obtiene un valor de 24,27mm.

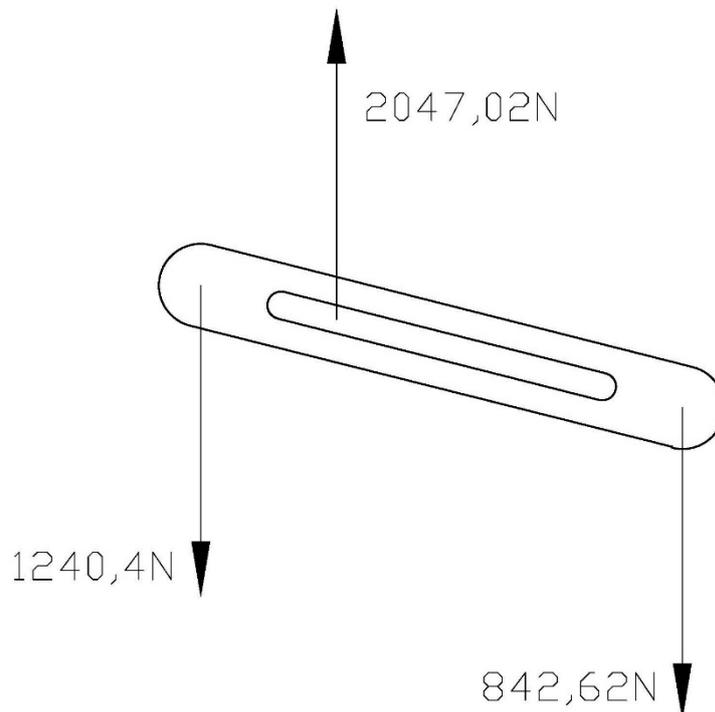
Obviamente, el valor de la fuerza resultante vertical será el resultado de la suma de ambas de tal modo que:

Ec. 9.46.

$$F_{sirga} = 842,62 + 1204,4 = 2047,02 N$$

Si suponemos una alineación perfecta de la sirga con el regulador, el resultado final será parecido a:

Figura 9.7. –Repartidor Accionado.



(\*)Nota: El ángulo de giro podría ser calculado pero no afecta al diseño de los elementos de frenada.

Como se puede intuir, la introducción del sistema de reparto de frenada afecta directamente a la fuerza que tiene que ejercer el piloto sobre el pedal. De modo que según la figura 9.3. se puede escribir de nuevo la ecuación:

Ec. 9.47.

$$F_{pedal} = F_{sirga} \frac{L_{sirga}}{L} = 2047,02 \frac{40}{150} = 545,872 \text{ N}$$

El resultado nos indica que si queremos efectuar la frenada calculada, debemos realizar cambios en el pedal.

El cambio más económico a realizar es disminuir la altura donde se engancha la sirga. De modo que si se supone una fuerza sobre el pedal de 350 N:

Ec. 9.48.

$$L_{sirga} = F_{pedal} \frac{L}{F_{sirga}} = 350 \frac{150}{2047,02} = \mathbf{25,64 \text{ mm.}}$$

Por tanto, si situamos la sujeción de la sirga 25,64 mm por encima del centro de rotación del pedal, el sistema de frenado actuará bajo las especificaciones nombradas en el apartado 9.2.

**AN9.5. Distancia de frenado.**

Para calcular la distancia de frenado se plantea la igualdad entre la variación de la energía cinética del vehículo y el trabajo realizado sobre el vehículo por las fuerzas que se oponen al movimiento.

Con un planteamiento diferencial:

Ec 9.49.

$$-dE_c = dW$$

Se conoce que el trabajo realizado es el producto de la fuerza ejercida por la distancia. Pudiendo replantear la ecuación 9.49. como:

Ec 9.50.

$$-d\left(\frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2\right) = d\left[\left(F + \sum R\right) \cdot s\right]$$

Donde:

- $F$  es la fuerza de frenado [N].
- $\sum R$  es la suma de las fuerzas que se oponen al movimiento.
- $s$  es la distancia recorrida [m].

De la ecuación 9.50. se obtiene que:

Ec. 9.51.

$$ds\left(F + \sum R\right) = -m \cdot v \cdot dv$$

Despejando el ds:

Ec. 9.52.

$$ds = -m \cdot \frac{v \cdot dv}{F + \sum R}$$

Para obtener la distancia  $s$ , se integra entre la velocidad al comienzo del frenado  $v_1$  y la velocidad final de frenado  $v_2$ :

Ec. 9.53.

$$s = -m \int_{v_1}^{v_2} \frac{v \cdot dv}{F + \sum R}$$

Recordando la ecuación 8.7. del anterior capítulo:

Ec.9.54.

$$\sum R = [0,03695 \cdot V^2 + 175,5 \cdot (0.0125 + n)] \cdot 9,81$$

Por tanto:

Ec. 9.54.

$$s = -m \int_{v_1}^{v_2} \frac{v \cdot dv}{F + [0,03695 \cdot V^2 + 175,5 \cdot (0.0125 + n)] \cdot 9,81}$$

Cuya solución es:

Ec. 9.55.

$$s = m \cdot \frac{1}{2 \cdot 0.03695 \cdot 9,81} \cdot \ln \left( \frac{F + 9,81 \cdot [0,03695 \cdot v_1^2 + 175,5 \cdot (0.0125 + n)]}{F + 9,81 \cdot [0,03695 \cdot v_2^2 + 175,5 \cdot (0.0125 + n)]} \right)$$

Conocida la fuerza de frenada:

Ec. 9.56.

$$F = 175,5 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 860,82 \text{ N}$$

Se dan valores en la ecuación 9.55. tomando como velocidad final nula y pendiente cero:

Ec. 9.57.

$$s = 242,08 \cdot \ln \left( \frac{860,82 + 0,36247 \cdot v_1^2 + 21,51}{882,34} \right)$$

La ecuación 9.57. ha sido implementada en un software de resolución de ecuaciones para obtener resultados para diferentes velocidades iniciales.

A continuación la tabla de resultados de distancia recorrida desde que se circula a una determinada velocidad hasta que se detiene completamente el kart.

**Tabla 9.1. –Distancias de frenado.**

Velocidad Inicial [m/s]	Velocidad Inicial [km/h]	Distancia recorrida [m]
10	36	9,69
13	46,8	16,20
16	57,6	24,15
19	68,4	33,43
22	79,2	43,85
25	90	55,28
28	100,8	67,55
31	111,6	80,51
34	122,4	94,03
37	133,2	107,98
40	144	122,26
43	154,8	136,76

**AN9.6. Tiempo de frenado.**

Para obtener los tiempos de frenado se plantea el mismo problema que en el caso anterior (ecuación 9.50.).

La diferencia con el caso anterior es que ahora se planteará la expresión del tiempo mediante la sustitución de la velocidad  $v$  por su expresión diferencial,  $\frac{ds}{dt}$ .

Por tanto:

Ec. 9.58.

$$ds = -m \cdot \frac{\frac{ds}{dt} \cdot dv}{F + \sum R}$$

Si se despeja el diferencial de tiempo:

Ec. 9.59.

$$dt = -m \cdot \frac{dv}{F + \sum R}$$

Integrando la expresión 9.59.:

Ec. 9.60.

$$t = -m \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{F + \sum R}$$

Llegados a este punto se observa que si se tiene en cuenta la resistencia aerodinámica, la resolución de esta ecuación integral se complica en exceso. Para poder dar valores de tiempo se elimina la resistencia aerodinámica lo que se traduce en cometer un pequeño error, resultando la expresión final:

Ec. 9.61.

$$t = m \cdot \frac{v_1 - v_2}{F + 175,5 \cdot (0.0125 + n)}$$

Si se elimina la pendiente, se toma velocidad final nula y damos valores:

Ec. 9.62.

$$t = 175,5 \cdot \frac{v_1}{882,34}$$

Y añadiendo la columna de tiempo a la tabla anterior se obtiene:

Tabla 9.2. –Frenada completa.

Velocidad [m/s]	Inicial	Velocidad [km/h]	Inicial	Distancia recorrida [m]	Tiempo de frenada [s]
10		36		9,69	1,99
13		46,8		16,20	2,59
16		57,6		24,15	3,18
19		68,4		33,43	3,78
22		79,2		43,85	4,38
25		90		55,28	4,97
28		100,8		67,55	5,57
31		111,6		80,51	6,17
34		122,4		94,03	6,76
37		133,2		107,98	7,36
40		144		122,26	7,96
43		154,8		136,76	8,55

### AN9.7. Cálculos de comprobación.

Los datos obtenidos en los apartados anteriores para tiempos y distancias de frenado han sido resultados de formulaciones integrales.

Para contrastar resultados, se van a calcular tiempos y distancias de frenado mediante la teoría del movimiento lineal:

Ec. 9.63.

$$v_1 = v_2 - \gamma \cdot t$$

Despejando el tiempo y para una deceleración de  $5 \text{ m/s}^2$  con velocidad final nula:

Ec. 9.64.

$$t = \frac{0 - v_1}{-5} [\text{s}]$$

Y la ecuación para la distancia recorrida:

Ec. 9.65.

$$s = s_1 + v_1 \cdot t - \delta \cdot \frac{t^2}{2}$$

Finalmente, se construye una tabla con los resultados para ambos modelos de análisis:

Tabla 9.3. –Comparación de modelos.

Velocidad Inicial [m/s]	Velocidad Inicial [km/h]	Distancia recorrida (Formulación diferencial) [m]	Tiempo frenada (Formulación diferencial) [s]	de [s]	Tiempo de frenada [s]	Distancia recorrida [m]
10	36	9,69	1,99		2	10
13	46,8	16,20	2,59		2,6	16,9
16	57,6	24,15	3,18		3,2	25,6
19	68,4	33,43	3,78		3,8	36,1
22	79,2	43,85	4,38		4,4	48,4
25	90	55,28	4,97		5	62,5
28	100,8	67,55	5,57		5,6	78,4
31	111,6	80,51	6,17		6,2	96,1
34	122,4	94,03	6,76		6,8	115,6
37	133,2	107,98	7,36		7,4	136,9
40	144	122,26	7,96		8	160
43	154,8	136,76	8,55		8,6	184,9

Queda claro que en cuanto a las distancias recorridas, la formulación diferencial obtiene resultados más precisos ya que considera todo tipo de resistencias al avance del vehículo.

### AN9.8. Calor evacuado por los frenos.

Como ya se ha comentado, los frenos disipan energía cinética en forma de calor. Para poder disipar el calor, el fabricante ofrece los valores de la potencia calorífica que son capaces de evacuar los forros de los discos de freno comprendida entre 1,2 y 1,3 kW/cm<sup>2</sup>.

La energía cinética del vehículo suponiendo que circula a su velocidad máxima 43,64 m/s será:

Ec. 9.66.

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = 162.249 \text{ kp} \cdot \text{m}.$$

Se sabe que los momentos de frenada son:

- Eje delantero:  $3,46 \cdot 2 = 6,92 \text{ kp} \cdot \text{m}$
- Eje trasero:  $4,69 \text{ kp} \cdot \text{m}$
- Total:  $11,61 \text{ kp} \cdot \text{m}$

La energía cinética se repartirá proporcionalmente en ambos ejes, de modo que la energía a convertir en calor será:

- Para el eje delantero:

Ec. 9.67.

$$E_{Delantero} = \frac{162.249 \cdot 6,92}{11,61} = 96.706 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

- Para el eje trasero:

Ec. 9.68.

$$E_{Trasero} = \frac{162.249 \cdot 4,69}{11,61} = 65.542 \text{ kp} \cdot \text{m}$$

Si son conocidos el tiempo de frenado y la energía disipada, es posible calcular la potencia disipada.

Para calcular esta potencia disipada se parte de la mayor frenada posible, desde velocidad máxima a parado, lo que implica un tiempo de frenada de 8,55 s.

- Para el eje delantero:

Hay que tener en cuenta que existen dos frenos. La potencia disipada será:

Ec. 9.69.

$$P_{Delantero} = \frac{97.706 \cdot 9.81}{2 \cdot 8,55 \cdot 1000} = 56 \text{ kW}$$

Por tanto, podemos tener una superficie de disco de freno mínima para disipar el calor:

Ec. 9.70.

$$S = \frac{56 \text{ kW}}{1,25 \text{ kW/cm}^2} = 44,8 \text{ cm}^2$$

Y conocidos las dimensiones de los discos delanteros:

- Radio exterior: 7,5 cm.
- Radio interior: 4,775 cm.

Ec. 9.71.

$$Sup_{\cdot Delantero} = \pi \cdot (7,5^2 - 4,775^2) = 105 \text{ cm}^2.$$

Lo que implica que el freno delantero disipa perfectamente el calor.

- Repitiendo el proceso para el eje trasero:

Ec. 9.72.

$$P_{trasero} = \frac{65.542 \cdot 9.81}{8,55 \cdot 1000} = 75,2 \text{ kW}$$

Ec. 9.73.

$$S = \frac{75,2 \text{ kW}}{1,25 \text{ kW/cm}^2} = 60,16 \text{ cm}^2$$

Y conocidos las dimensiones de los discos traseros:

- Radio exterior: 9 cm.
- Radio interior: 6,3 cm.

Ec. 9.71.

$$Sup.Trasero = \pi \cdot (9^2 - 6,3^2) = 129,77 \text{ cm}^2.$$

Lo que implica que el freno trasero disipa perfectamente el calor.

# ANEXO 10- DIRECCIÓN Y DINÁMICA

## LATERAL

### AN10.1. Principios teóricos.

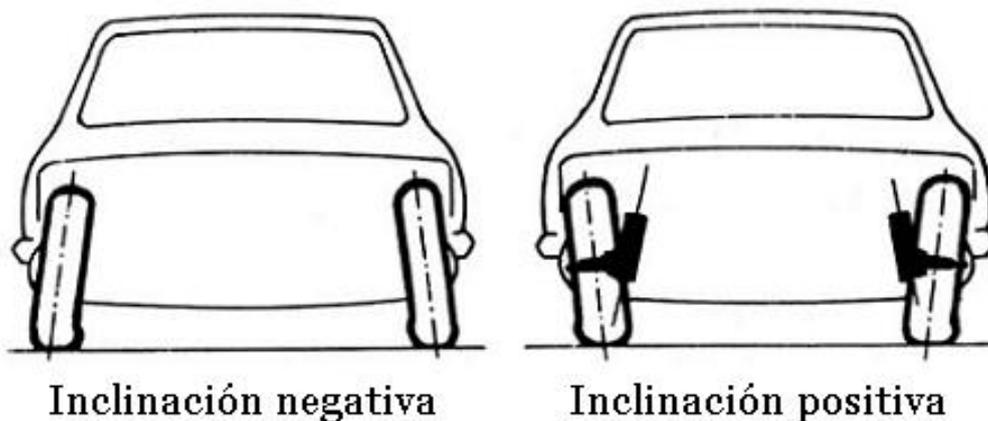
#### AN10.1.1. Ángulo de caída.

Se refiere a la inclinación que forman las ruedas respecto a la vertical. Cuando la rueda está más separada de la parte superior, se habla de caída positiva mientras que, por el contrario si la inclinación es hacia dentro la caída es negativa.

Un ángulo de caída cero es el que alarga más la vida de los neumáticos. Se trata de dar una caída inicial al vehículo sin piloto ligeramente hacia afuera, de este modo, cuando el piloto se sienta las deformaciones producidas en el chasis colocan las ruedas completamente verticales.

Normalmente, se designa mediante la letra  $\gamma$  y el valor para los neumáticos delanteros suele estar comprendido entre medio y un grado.

**Figura 10.1. –Ángulo de caída.**

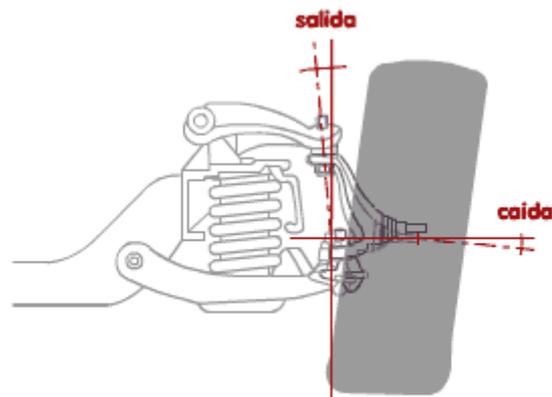


#### AN10.1.2. Ángulo de salida.

Es la magnitud del ángulo hacia dentro que forma el eje de las rótulas respecto de la vertical. Esta inclinación favorece la estabilidad de la dirección, reduce el esfuerzo de dirección y el desgaste de los neumáticos.

Normalmente el ángulo de salida se designa con la letra  $\delta$  y toma valores entre  $6^\circ$  y  $7^\circ$ .

Figura 10.2. –Ángulos de salida y caída.

**AN10.1.3. Ángulo combinado.**

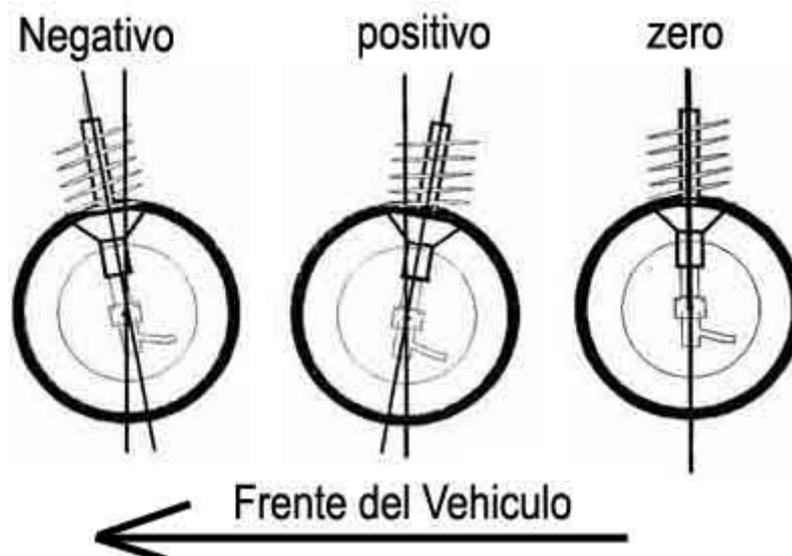
Es el ángulo de caída más el ángulo de salida. Determina el punto de intersección entre la rueda y el eje del pivote de la dirección. Con este dato podemos determinar si la rueda tiende a la convergencia o bien a la divergencia descritos más adelante.

**AN10.1.4. Ángulo de avance.**

Además de estar inclinado hacia el centro del coche, el eje de dirección también puede estar inclinado hacia delante o hacia atrás según la vertical. La inclinación hacia atrás se denomina avance positivo. Este avance favorece la estabilidad de la dirección ya que contribuye a mantener las ruedas orientadas hacia delante en línea recta.

El ángulo de avance se suele representar con la letra  $\epsilon$  y toma valores entre  $0^\circ$  y  $4^\circ$ .

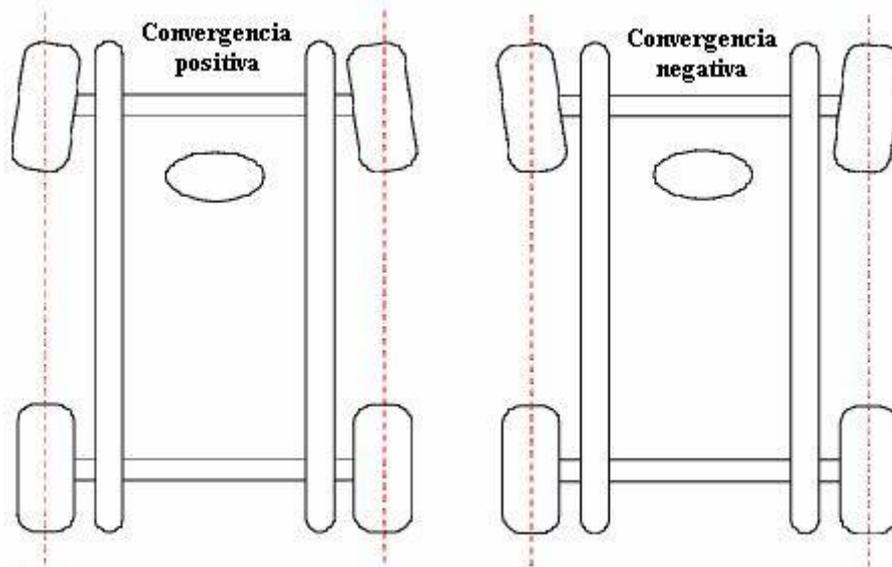
Figura 10.3. –Ángulo de avance.



**AN10.1.5. Convergencia y divergencia.**

Es la desviación hacia dentro hacia fuera con que se montan las ruedas delanteras. Normalmente la convergencia suele estar entre 1 y 2 mm. Su función es estabilizar la dirección y evitar el patinaje lateral así como el excesivo desgaste de neumáticos durante la marcha.

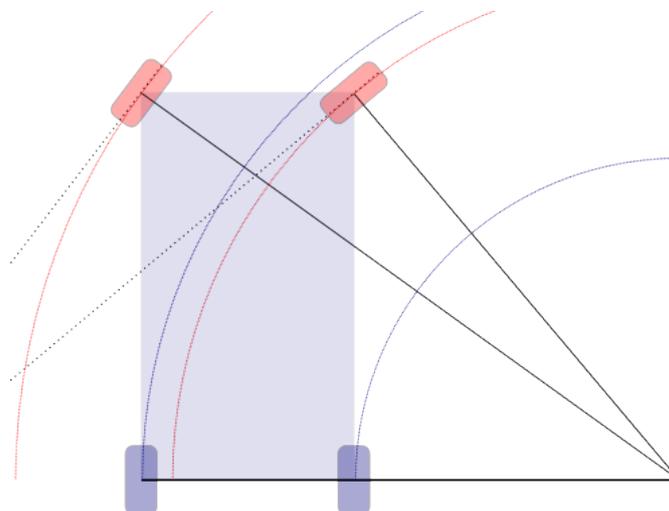
**Figura 10.4. –Convergencia y divergencia**

**AN10.1.6. Divergencia en los virajes.**

Es la diferencia de los ángulos formados por las ruedas delanteras con el bastidor en los virajes.

Por geometría, la rueda interior gira siguiendo un arco de radio más pequeño que la exterior cuando el vehículo pasa por una curva. El eje de la rueda exterior debe formar un ángulo más agudo con el bastidor del coche es decir, divergir un poco más.

**Figura 10.5. Divergencia en viraje.**



**AN10.1.7. Varillaje de la dirección.**

Son los elementos que conectan las manguetas con la columna de dirección. Deben de estar provistos de elementos que permitan ajustar la longitud de las barras de manera que se pueda obtener la correcta alineación de las ruedas delanteras.

La alineación de las ruedas delanteras tiene una ligera convergencia cuando el vehículo esta parado. A continuación, cuando el vehículo empieza a moverse, esta convergencia prácticamente desaparece, así como todo el juego o en el sistema de dirección.

**AN10.2. Comportamiento de los neumáticos frente acciones laterales.**

Antes de pasar a la formulación referente a la dinámica lateral, es importante dedicar un apartado al comportamiento de los neumáticos. Los neumáticos influyen directamente sobre el comportamiento en curva de cualquier vehículo, tratándose de un elemento primordial al que se le debe tener muy en cuenta.

En este apartado se va a analizar la relación existente entre fuerzas laterales y ángulo de deriva, además se analizarán conceptos tan importantes como la sensibilidad de carga de un neumático o el momento alienante

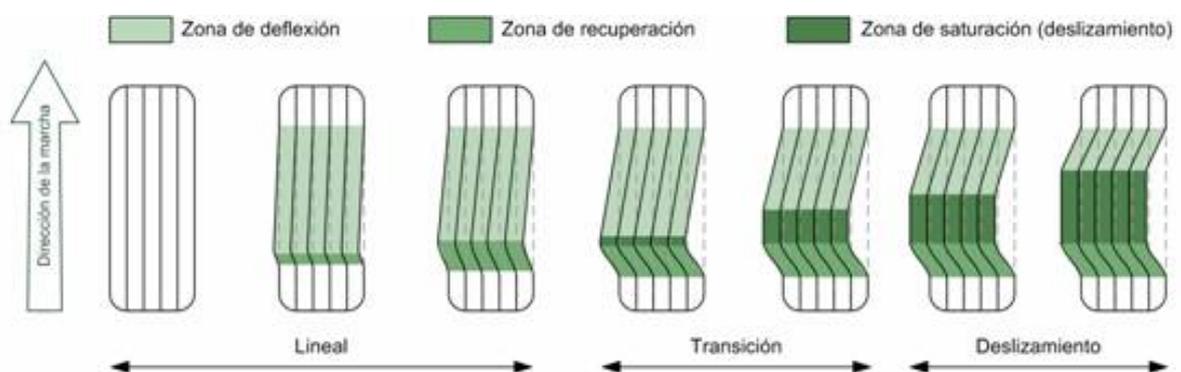
**AN10.2.1. Relación entre ángulo de deriva, coeficiente de fricción y fuerza lateral.**

El ángulo de deriva lateral es el que forma el sentido de avance del vehículo y el sentido de avance que debería tener el vehículo si siguiese la dirección impuesta por la rueda (es decir, la impuesta por el conductor).

Un ejemplo extremo sería la conducción sobre una superficie helada. Debido a la baja adherencia, el vehículo sigue recto a pesar de que el conductor quiera imponer un giro. Esto ocurre en menor medida cada vez que se toma una curva.

Como consecuencia de este efecto se produce la fuerza de deriva lateral y un momento de auto-alineamiento.

**Figura 10.6 –Efecto de deriva en un neumático.**

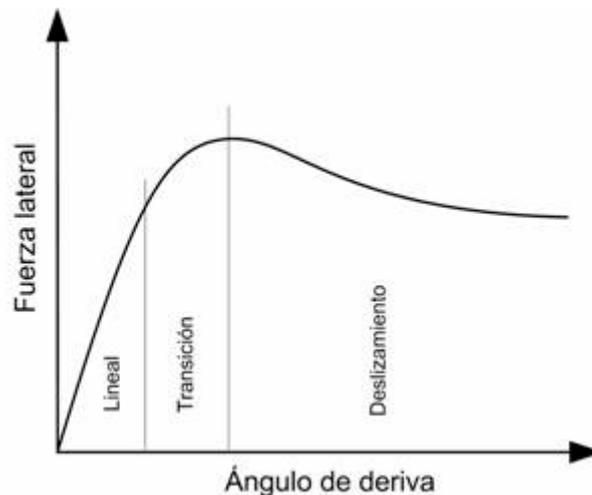


Para el caso de un neumático de competición, el ángulo de deriva puede llegar a ser de hasta  $7^\circ$  si llegado a este punto se siguiese ejerciendo fuerza lateral sobre el neumático, se produciría deslizamiento.

Existen tres reacciones diferenciadas en el comportamiento de los neumáticos frente a fuerzas laterales:

- Para ángulos cuyo valor es entre  $0$  y  $3^\circ$ , la relación entre la fuerza lateral  $F_y$  y el ángulo de deriva es prácticamente lineal, es decir, son directamente proporcionales.
- Una segunda zona comprendida en valores de ángulo de deriva entre  $3$  y  $7^\circ$  denominada zona transicional en la que la fuerza lateral y el ángulo de deriva no son proporcionales ya que en un aumento de la fuerza lateral se produce un aumento del ángulo de deriva mucho mayor que en la zona lineal.
- Finalmente, una tercera región denominada zona friccional, en la que se produce una disminución significativa del valor de la fuerza lateral a medida que el ángulo de deriva supera los  $7^\circ$ .

**Figura 10.7. –Fuerza lateral frente a ángulo de deriva.**



Como puede observarse, la fuerza lateral toma su valor máximo para un ángulo comprendido entre  $6$  y  $7^\circ$ , por tanto, el punto en el que la fuerza lateral es máxima representa el punto en el que la fuerza de giro que el neumático es capaz de generar es máxima. Esto es importante ya que la forma de la curva en las proximidades del valor máximo determina en gran medida la controlabilidad de un vehículo sometido a altas fuerzas laterales.

La deformación que sufre la parte de la banda de rodadura que se encuentra en contacto con el asfalto va aumentando con un ritmo constante a lo largo de la zona elástica. Sin embargo, a medida que se acerca el valor máximo de la curva, el neumático comienza a llegar al máximo de su capacidad elástica. Cuando esto sucede, el neumático ya comienza a deslizar. En esta situación intermedia, que corresponde a ángulos de deriva de la zona transicional, el neumático está sometido a una combinación entre fricción elástica y fricción de deslizamiento en la zona de contacto entre la banda de rodadura inferior y el asfalto. Si se aumenta aún más el ángulo de deriva, la proporción de la zona del neumático en contacto con el asfalto que ha comenzado a deslizar va aumentando, mientras que la porción de la banda de rodadura que esta friccionando en modo elástico va disminuyendo, y así sucesivamente.

En la siguiente figura se puede apreciar el fenómeno de deriva en un neumático probado en un Renault Scenic.

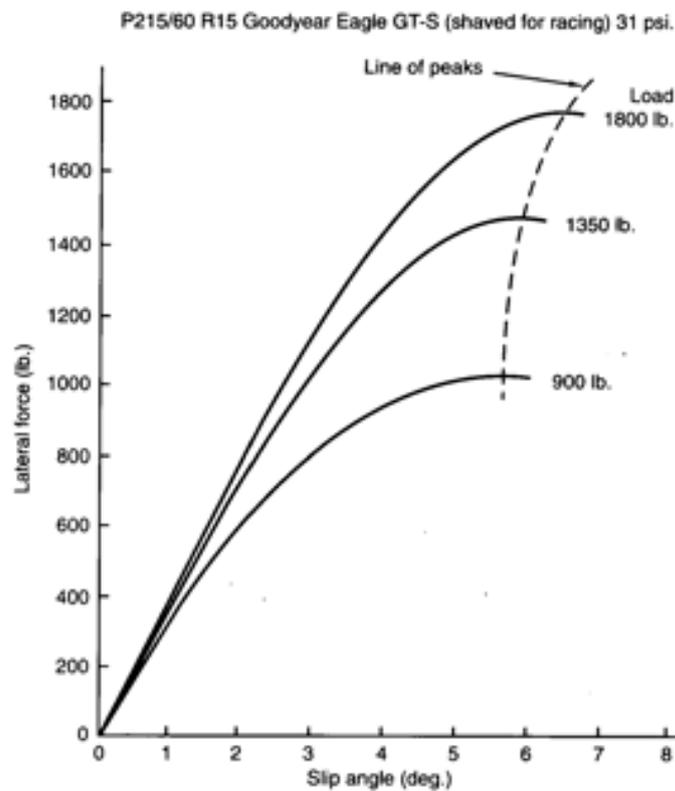
**Figura 10.8. –Deriva real.**



#### AN10.2.2. Sensibilidad de la carga del neumático.

En todo momento, la fuerza de fricción o la fuerza lateral que soporta el neumático depende del valor de la carga a la que está sometido el neumático.

**Figura 10.8. –Carga lateral-Deriva.**



El neumático del que se ha extraído la información de la figura 10.8. es un GOODYEAR de la serie GT ,es decir, pensado para condiciones similares a las deportivas.

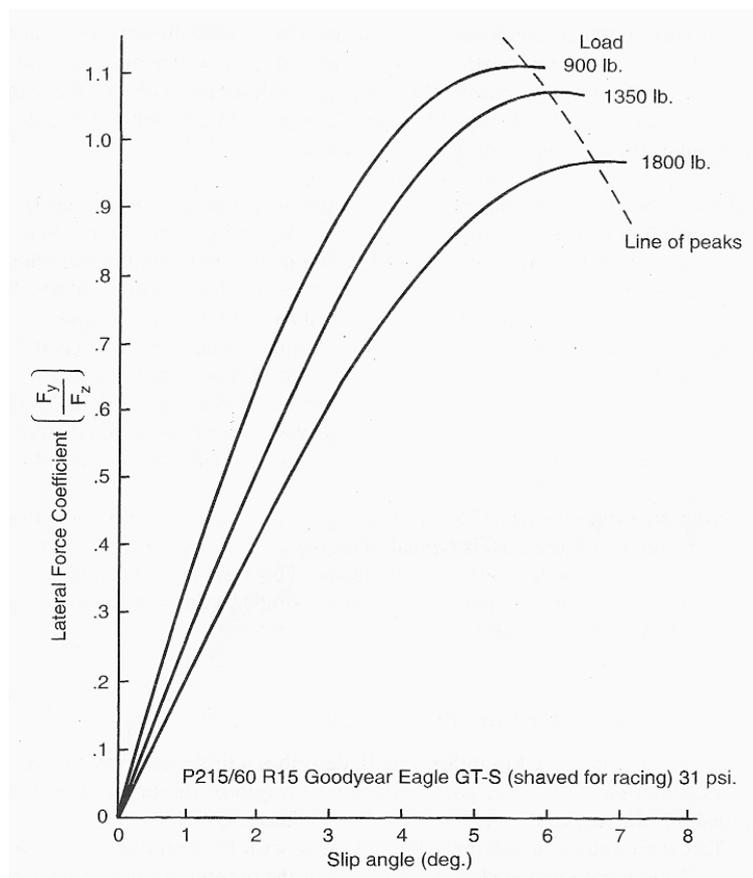
El gráfico de la figura 10.8. representa la fuerza generada por el neumático para cada ángulo de deriva para diferentes cargas, se observa que el máximo ronda los 7° como se había mencionado.

Del gráfico se pueden extraer tres conclusiones:

- A medida que la carga soportada por el neumático aumenta, para todos los valores de los ángulos de deriva analizados, el neumático es capaz de generar mayor fuerza lateral lo que en principio, permitirá tomar las curvas a mayor velocidad. Otra cuestión muy diferente será si un aumento de la carga que soporte cada neumático será adecuada o no para la conservación de los neumáticos.
- Se produce un aumento de la zona elástica de trabajo del neumático a medida que la carga aumenta es decir, ésta se extiende hacia mayores valores de ángulos de deriva.
- El valor de la fuerza máxima lateral generada casi se hace el doble cuando se multiplica por dos la carga soportada por el neumático.

La representación anterior sugiere que en principio puede ser posible adimensionalizar la fuerza lateral frente al ángulo de deriva sin más que definir el coeficiente de fuerza lateral de modo similar a como se define en física el coeficiente de fricción. Para ello simplemente se divide la fuerza lateral por la fuerza de carga a la que está sometido el neumático ( $F_y/F_z$ ).

**Figura 10.9. -( $F_y/F_z$ ) frente al ángulo de deriva.**



Como se puede observar, todas las curvas, para diferentes valores de la carga, se muestran más agrupadas que las correspondientes presentadas en la figura 10.8. Una de las características más llamativas quizá es el hecho de que el coeficiente de la fuerza lateral, a diferencia de lo que ocurre en la fricción entre cuerpos indeformables, depende de la carga. Además, en general, el valor máximo del coeficiente de fuerza lateral es normalmente más alto para cargas más ligeras. A este fenómeno se le denomina sensibilidad de la carga del neumático.

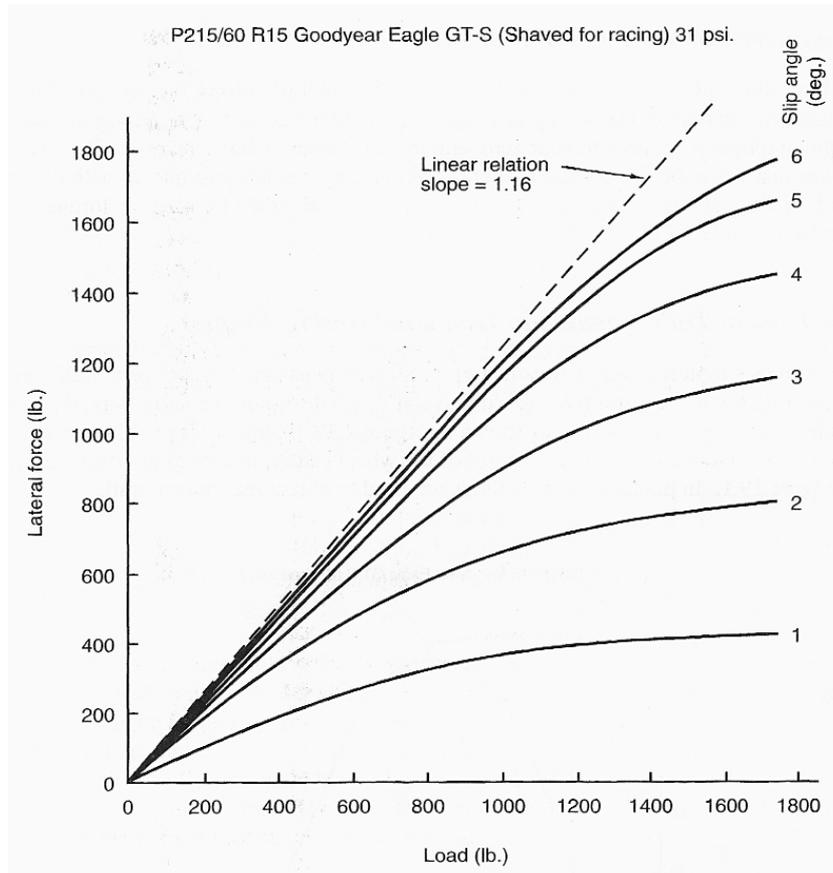
El concepto de la sensibilidad del neumático es esencial cuando se analiza el comportamiento de un kart de competición.

Es importante resaltar que:

- El coeficiente de fricción lateral es prácticamente independiente de la velocidad a la que se desplaza el vehículo.
- Siempre es posible aumentar la capacidad de generar adherencia (hasta un cierto límite) seleccionando cuidadosamente los compuestos con los que se va a fabricar el neumático o incluso cambiando las condiciones termodinámicas de trabajo.

Para finalizar el apartado, se muestra como varía la fuerza lateral que es capaz de generar un neumático en función de la carga que soporta para determinados valores de ángulo de deriva.

**Figura 10.10. –Efecto del ángulo de deriva sobre la carga lateral vs la carga del neumático.**



Como se puede observar, para un determinado valor del ángulo de deriva, la fuerza lateral generada aumenta a medida que aumenta la carga. Este comportamiento es fácil de entender si se tiene en cuenta que al someter al neumático a mayores valores de la carga, este se deforma más (para un ángulo de deriva constante) generando más fricción elástica. A medida que el ángulo de deriva aumenta, las curvas tienen un comportamiento cualitativamente similar, aunque es obvio que el rango de valores de fuerza lateral generada aumenta considerablemente. De nuevo la explicación es clara: mayor ángulo de deriva comporta mayor deformación, que obviamente permite aprovechar mejor la fricción elástica generada por el elastómero.

Obviamente, a medida que la carga y/o el ángulo de deriva aumentan, el incremento de fuerza lateral es cada vez menor, hasta que se alcanza un límite asintótico. Esto se debe a que la elasticidad que posee el neumático es finita, y por tanto, la fuerza lateral que es capaz de generar.

### **AN10.3. Formulación dinámica lateral.**

En este apartado se van a analizar las ecuaciones que modelan el comportamiento del vehículo en pasos por curva una vez establecidas una serie de hipótesis.

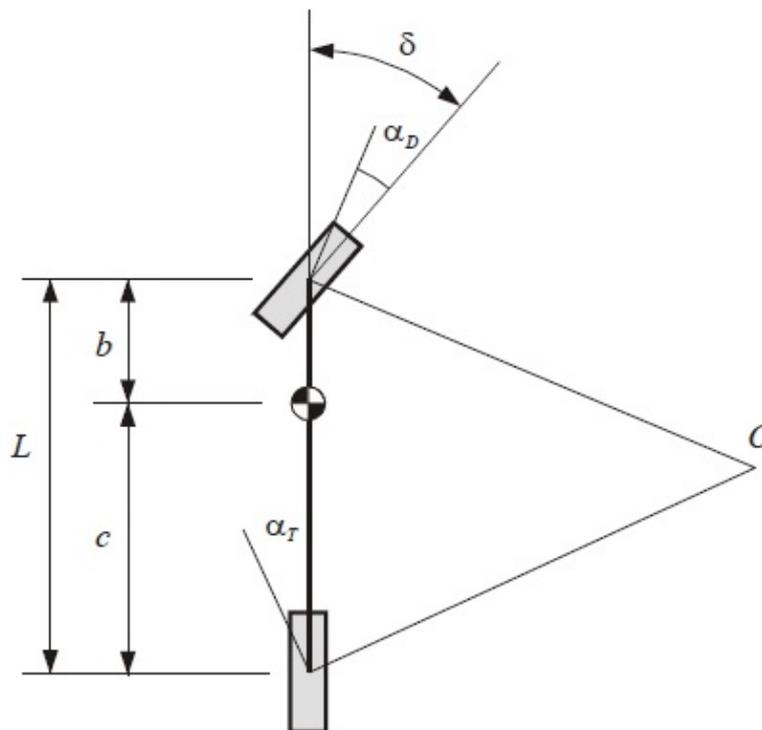
#### **AN10.3.1. Modelo de vehículo.**

Se utiliza un modelo de vehículo simplificado que posee las siguientes características:

- No existe transferencia de cargas entre las ruedas interiores y exteriores del vehículo. Además, el vehículo carece de suspensión y su geometría de dirección no sufre deformación alguna. Como consecuencia, los únicos parámetros que afectan al control del vehículo son el ángulo de guiado y los ángulos de deriva.
- El vehículo describe trayectorias curvas amplias, con radios de giro de magnitud muy superior al ancho de vía del vehículo y a su batalla, por lo que se puede considerar que las dos ruedas de un tren están superpuestas ocupando el espacio de una única rueda y con su centro situado en el plano xz del vehículo.
- Como consecuencia de describir el vehículo trayectorias curvas con radio de gran magnitud, el ángulo descrito por la dirección ( $\delta$ ), es tan pequeño que el valor de su tangente puede sustituirse por el valor del propio ángulo. La misma aproximación podrá hacerse con cualquier ángulo de valor inferior al ángulo de dirección ( $\delta$ ).
- Se supondrá que el comportamiento a deriva de los neumáticos es lineal, manteniendo el ángulo de deriva experimentado por los neumáticos un valor directamente proporcional a la fuerza lateral a la que está sometidos.

Los ángulos de deriva delantero y trasero están representado como  $\alpha_D$  y  $\alpha_T$  respectivamente. Siendo "O" el centro de giro del vehículo, L su batalla y "c" y "b" las longitudes desde el centro de masas a los ejes trasero y delantero respectivamente.

Figura 10.11. –Modelo de vehículo.



### AN10.3.2. Comportamiento a baja velocidad.

Para situaciones en las que el vehículo circula a baja velocidad por curva, las fuerzas laterales son muy bajas, casi inapreciables. Esto implica que no aparecen ángulos de deriva y que el vehículo mantiene su ángulo de guiado  $\delta$  en torno del punto O.

Se cumple que:

Ec. 10.1.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{L}{R}$$

Y que aplicando las simplificaciones nombradas:

Ec. 10.2.

$$\delta = \frac{L}{R}$$

Por tanto, cuando la velocidad del vehículo es baja, los parámetros que gobiernan su comportamiento son el ángulo de guiada y su batalla.

### AN10.3.3. Comportamiento en régimen normal (en circuito).

Cuando los valores de la aceleración lateral son significativos, empiezan a aparecer ángulos de deriva. La aparición de ángulos de deriva implica el desplazamiento del centro instantáneo de rotación del vehículo y en función de si se aleja o acerca a él, el vehículo adopta un carácter sobrevirador o subvirador.

Si el vehículo describe radios de giro inferiores al ángulo de guiado, se dice que tiene un carácter sobrevirador, mientras que, de lo contrario, el vehículo describe radios de giro mayores al radio de guiado. Este último efecto se conoce como subviraje.

Considerando como se ha explicado un comportamiento a deriva linealmente dependiente de la fuerza lateral experimentada por el vehículo:

Ec. 10.3.

$$F_{yD} = 2 \cdot C_{\alpha D} \cdot \alpha_D$$

Ec. 10.4.

$$F_{yT} = 2 \cdot C_{\alpha T} \cdot \alpha_T$$

Donde:

- $C_{\alpha D}$  y  $C_{\alpha T}$  son la rigidez a deriva de los neumáticos delanteros y traseros [N/rad]
- El 2 multiplica el valor de la fuerza ya que existen 2 ruedas por cada eje.

Haciendo un sumatorio de fuerzas en y (eje de dirección de las fuerzas laterales):

Ec. 10.5.

$$F_y = F_{yD} + F_{yT}$$

Ahora, se pueden escribir las fuerzas como:

Ec. 10.6.

$$F_{yD} = \frac{P_D}{g} \cdot a_n = m_D \cdot a_n$$

Ec. 10.7.

$$F_{yT} = \frac{P_T}{g} \cdot a_n = m_T \cdot a_n$$

Siendo:

Ec. 10.8.

$$a_n = \frac{v^2}{r}$$

Con los resultados obtenidos, se puede escribir:

Ec. 10.9.

$$F_{yD} = 2 \cdot C_{\alpha D} \cdot \alpha_D = m_D \cdot a_n$$

Ec. 10.10.

$$F_{yT} = 2 \cdot C_{\alpha T} \cdot \alpha_T = m_T \cdot a_n$$

Despejando la aceleración normal de las expresiones obtenidas:

Ec. 10.11.

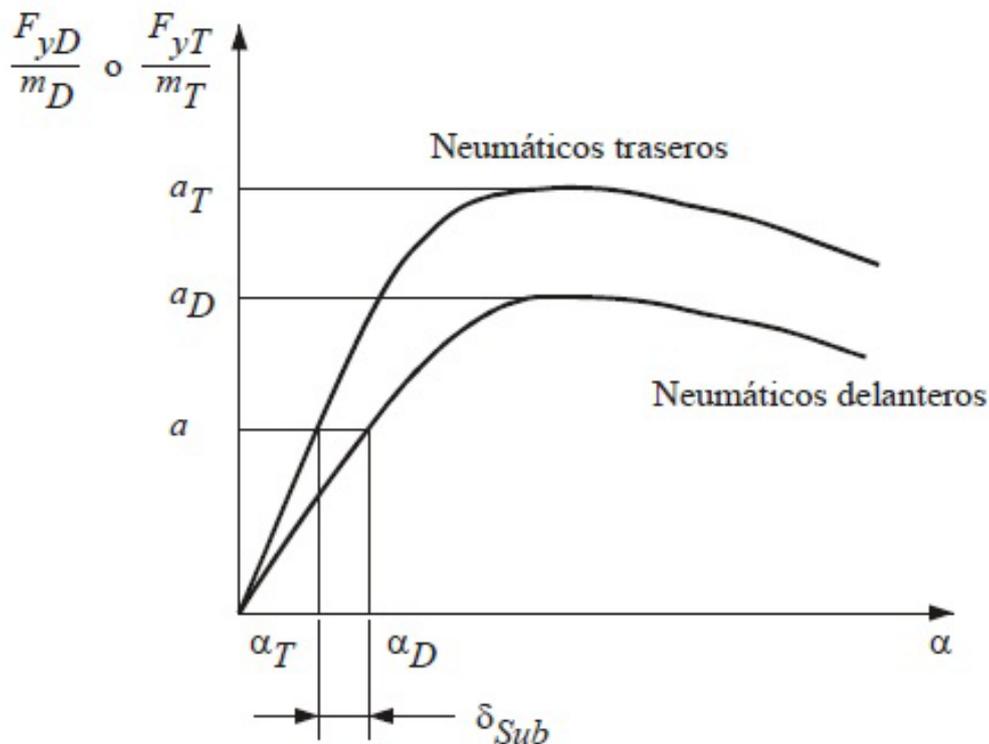
$$a_n = \frac{F_{yD}}{m_D} = \frac{2 \cdot C_{\alpha D}}{m_D} \cdot \alpha_D = Cte_1 \cdot \alpha_D$$

Ec. 10.12.

$$a_n = \frac{F_{yT}}{m_T} = \frac{2 \cdot C_{\alpha T}}{m_T} \cdot \alpha_T = Cte_2 \cdot \alpha_T$$

En la siguiente figura se representa la aceleración normal requerida para generar ángulos de deriva en los neumáticos delanteros y traseros:

**Figura 10.12. –Aceleración normal y ángulos de deriva.**



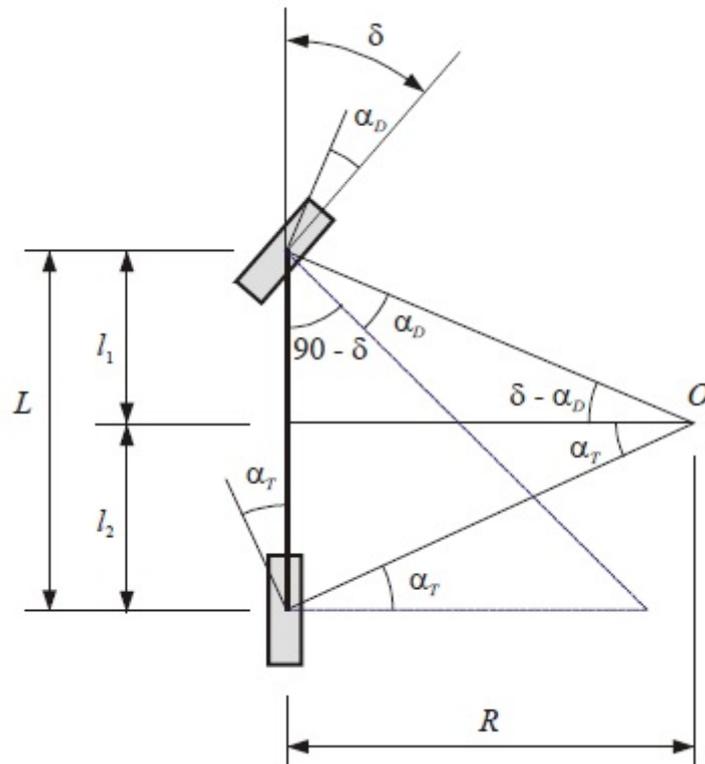
Como se aprecia en la figura, el ángulo de subviraje  $\delta_{sub}$ , representa la diferencia entre el valor de deriva originado en los neumáticos delanteros y el originado en los neumáticos traseros.

Ec. 10.13.

$$\delta_{sub} = \alpha_D - \alpha_T$$

Si se considera la existencia de deriva tanto en los neumáticos del eje trasero como en el eje delantero, se puede modelar teniendo en cuenta todas las hipótesis nombradas el modelo de vehículo como en la figura 10.13.

**Figura 10.13. –Vehículo con deriva.**



El vehículo mantendrá un ángulo de guiado neto de valor  $\delta - \alpha_D$  y se establecen las siguientes relaciones geométricas:

Ec. 10.14.

$$td(\delta - \alpha_D) \cong \delta - \alpha_D = \frac{L_1}{R}$$

Ec. 10.15.

$$td(\alpha_T) \cong \alpha_T = \frac{L_2}{R}$$

De donde se obtiene:

Ec. 10.16.

$$\delta - \alpha_D + \alpha_T = \frac{l_1}{R} + \frac{l_2}{R} = \frac{L}{R}$$

Y recordando el valor del ángulo de subviraje se puede expresar de la manera:

Ec. 10.17.

$$\delta = \frac{L}{R} + \delta_{sub}$$

**AN10.3.4. Teoría lineal.**

Como se ha nombrado antes, la teoría lineal supone la existencia de una linealidad entre el ángulo de deriva de los neumáticos y la fuerza lateral experimentada del vehículo.

Dicho esto, implica que existirá una relación entre el ángulo de subviraje y la aceleración lateral siendo la constante que los relaciona el gradiente de subviraje  $k_{sub}$ .

Ec. 10.18.

$$k_{sub} = \frac{\delta_{sub}}{a_n}$$

- Si el gradiente de subviraje es positivo, se dirá que el vehículo es subvirador.
- Si el gradiente de subviraje es negativo, se dirá que el vehículo es sobrevirador.
- Si el gradiente de subviraje es nulo, se dirá que el vehículo es neutro.

Por tanto se puede escribir:

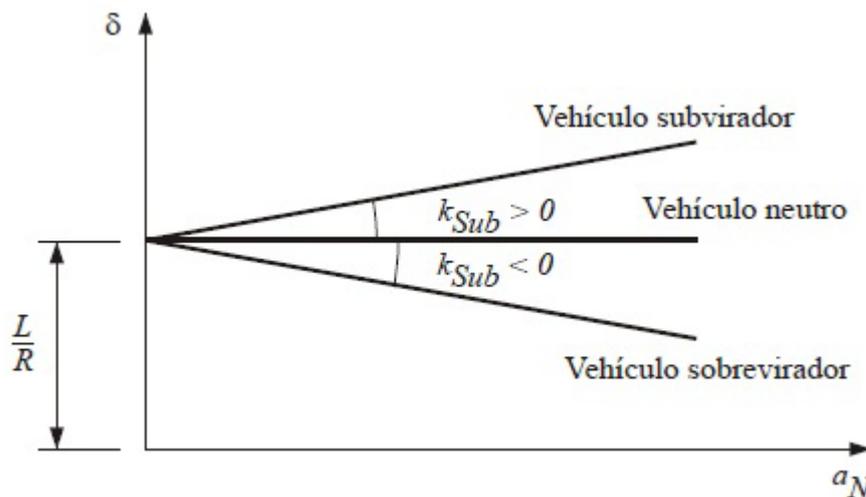
Ec. 10.19.

$$\delta = \frac{L}{R} + k_{sub} \cdot a_n \Rightarrow k_{sub} \cdot a_n = \alpha_D - \alpha_T$$

Ec. 10.20.

$$k_{sub} = \frac{\alpha_D - \alpha_T}{a_n}$$

**Figura 10.14. –Gradientes de subviraje.**



**AN10.3.5. Interpretación del gradiente de subviraje.**

El gradiente de subviraje puede expresarse en función de múltiples parámetros como se va a explicar a continuación:

Si se retoma la formulación del apartado 10.3. se puede llegar a las siguientes conclusiones:

Ec. 10.21.

$$\alpha_D = \frac{m_D \cdot a_n}{2 \cdot C_{\alpha D}} \Rightarrow \alpha_D = \frac{m_D \cdot v^2}{2 \cdot C_{\alpha D} \cdot R}$$

Ec. 10.22.

$$\alpha_T = \frac{m_T \cdot a_n}{2 \cdot C_{\alpha T}} \Rightarrow \alpha_D = \frac{m_T \cdot v^2}{2 \cdot C_{\alpha T} \cdot R}$$

Y ahora se puede reescribir la ecuación 10.20. del siguiente modo:

Ec 10.23.

$$k_{sub} = \frac{\alpha_D - \alpha_T}{a_n} = \frac{1}{a_n} \cdot \left( \frac{m_D \cdot a_n}{2 \cdot C_{\alpha D}} - \frac{m_T \cdot a_n}{2 \cdot C_{\alpha T}} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{m_D}{C_{\alpha D}} - \frac{m_T}{C_{\alpha T}} \right) = k_{sub}$$

Como primera conclusión:

- ❖ Si en un vehículo se aumenta la masa manteniendo constante el reparto de pesos, mayor será el módulo del gradiente de subviraje.

Otro camino para obtener un valor para el gradiente de subviraje es trabajar con la geometría:

Ec. 10.24.

$$P_D = m_D \cdot g = m \cdot g \cdot \frac{c}{L} \Rightarrow m_D = m \cdot \frac{c}{L}$$

Ec. 10.25.

$$P_T = m_T \cdot g = m \cdot g \cdot \frac{b}{L} \Rightarrow m_T = m \cdot \frac{b}{L}$$

Es decir:

Ec. 10.26.

$$k_{sub} = \frac{m}{2 \cdot L} \cdot \left( \frac{c}{C_{\alpha D}} - \frac{b}{C_{\alpha T}} \right)$$

- ❖ Si se aumenta la distancia *c*, es decir, si se acerca el centro de masas al eje delantero del vehículo, el valor del gradiente de subviraje también aumentará.
- ❖ Si se escogen adecuadamente los compuestos de los neumáticos (obteniendo unas determinadas rigideces a deriva) podemos otorgar un carácter más o menos subvirador al vehículo.

**AN10.4. Respuesta direccional del vehículo frente a cambios de velocidad.**

Una vez estudiado el comportamiento de los neumáticos y caracterizado el gradiente de subviraje, se expresa el ángulo de guiado del vehículo en función de la velocidad. Para ello, se transforma la ecuación 10.18. de la siguiente manera:

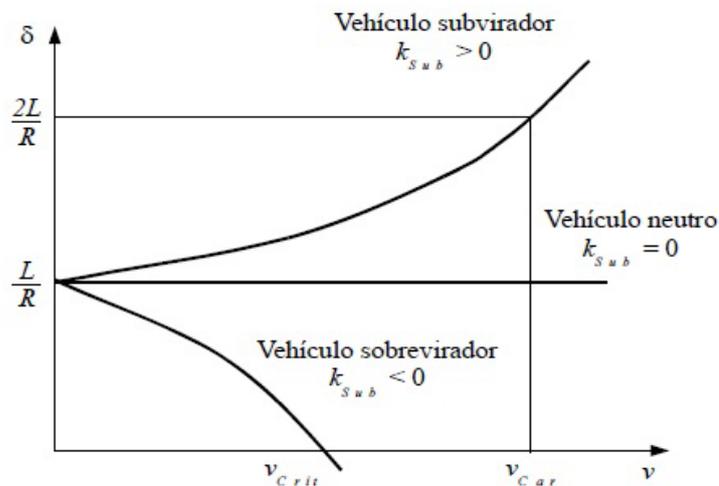
Ec. 10.27.

$$\delta = \frac{L}{R} + k_{sub} \cdot a_n = \frac{L}{R} + k_{sub} \cdot \frac{v^2}{R}$$

Las conclusiones para una curva tomada por un vehículo a diferentes velocidades serán:

- ❖ Si  $k_{sub} = 0$ , el ángulo de guiado será independiente de la velocidad, esto se consigue con un reparto de pesos 50%-50% y misma rigidez en los neumáticos, lo cual es complicado de conseguir en la realidad.
- ❖ Si  $k_{sub} > 0$ , vehículo subvirador. El ángulo de guiado será mayor cuanto mayor sea la velocidad.
- ❖ Si  $k_{sub} < 0$ , vehículo sobrevirador. El ángulo de guiado será menor a mayor velocidad.

**Figura 10.15. –Respuestas frente a cambios de velocidad.**



Como se aprecia en la gráfica, para vehículos sobreviradores existe un punto en que el ángulo se vuelve negativo. Esto implica que se debe realizar una maniobra llamada contravolanteo ya que el vehículo tiene a realizar un “trompo”.

**Figura 10.16. –Sobreviraje con ángulo negativo.**



La velocidad a la que ocurre este fenómeno es conocida como velocidad crítica.

Para determinar el valor de dicha velocidad crítica se iguala a cero la expresión del ángulo de guiado:

Ec. 10.28.

$$\delta = \frac{L}{R} + k_{sub} \cdot \frac{v_{crit}}{R} = 0 \Rightarrow v_{crit} = \sqrt{\frac{-L}{k_{sub}}}$$

**AN10.5. Respuesta direccional frente acciones al volante.**

El segundo tipo de respuesta direccional interesante de analizar para el comportamiento de un kart, es la ganancia de aceleración lateral. La ganancia de aceleración lateral se define como la relación existente entre la aceleración lateral experimentada por el vehículo y el ángulo girado por las ruedas directrices.

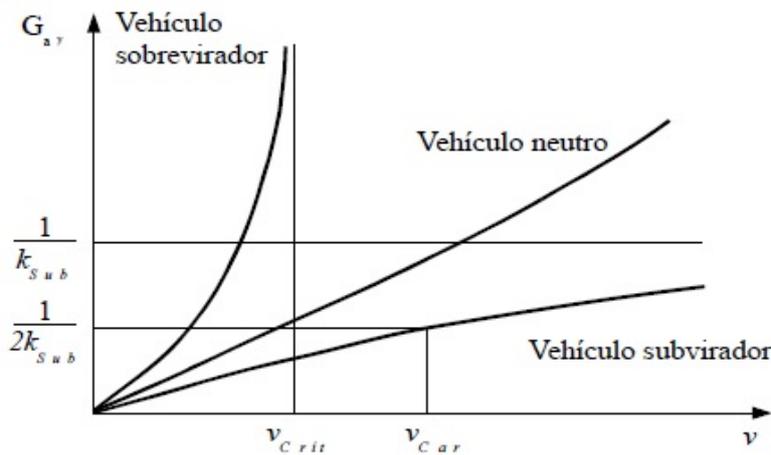
Por tanto, teniendo en cuenta los desarrollos llevados a cabo con anterioridad:

Ec. 10.28.

$$G_{ac.} = \frac{a_n}{\delta} = \frac{\frac{v^2}{R}}{\frac{L}{R} + k_{sub} \cdot \frac{v^2}{R}} = \frac{v^2}{L + k_{sub} \cdot v^2}$$

Cuya representación gráfica se muestra en la siguiente figura:

**Figura 10.17. –Ganancia de aceleración lateral.**



**AN10.6. Aproximación al comportamiento real del vehículo.**

Una vez introducida toda la teoría referente a la dinámica lateral que afecta al diseño del vehículo es momento de proceder a la aplicación. Sin embargo, no es habitual que los fabricantes proporcionen suficientes parámetros como para aplicar la teoría. Por esta razón, se llevan a cabo una serie de ensayos con el vehículo para caracterizar su comportamiento en lo que a dinámica lateral se refiere.

Puesto que en este caso no se dispone de un modelo físico del vehículo y que por tanto no es posible realizar ensayos, se va a realizar a continuación una pequeña estimación de lo que podría ser su comportamiento dinámico en paso por curva.

En primer lugar, se calcula una estimación de la fuerza centrípeta que tienen que soportar los neumáticos en tres diferentes situaciones.

Para calcular esta fuerza, es necesario conocer velocidad y radio de giro. Los circuitos para competiciones internacionales suelen tener radios de sus curvas comprendidos entre 25 y 120 metros siendo en alguna ocasión trazados curvos de hasta 200 metros de radio por los que se puede circular a fondo.

A continuación, se deduce el valor de la fuerza centrípeta a partir de la ecuación 10.8.:

Ec. 10.29.

$$F_{cent} = m_{OM} \cdot a_n = \frac{v^2}{r} \cdot m_{OM}$$

Se calculan tres supuestos valores de fuerza centrípeta:

- Radio de curvatura 25 m y velocidad 40 km/h (11,11 m/s):

$$F_{cent} = \frac{11,11^2}{25} \cdot 175,5 = 866,66 \text{ N} = 88,34 \text{ kgf}$$

- Radio de curvatura 120 m y velocidad 100 km/h (27,77 m/s):

$$F_{cent} = \frac{27,77^2}{120} \cdot 175,5 = 1128,47 \text{ N} = 115,03 \text{ kgf}$$

- Radio de curvatura 200 m y velocidad 157 km/h (43,61 m/s):

$$F_{cent} = \frac{43,61^2}{200} \cdot 175,5 = 1668,94 \text{ N} = 170,12 \text{ kgf}$$

Como se puede ver, a grandes radios de giro y grandes velocidades, el valor de la fuerza centrípeta aumenta.

Puesto que el kart necesita una gran distancia para alcanzar su velocidad máxima, se desestima la posibilidad de tomar una curva a 157 km/h y por lo tanto, se considera factible un valor máximo aproximado de entre 115 y 120 kgf para la fuerza centrífuga.

Simplificaciones a tener en cuenta:

- Debido al posicionamiento del centro de masas del vehículo se estima un reparto de fuerza centrípeta en los neumáticos de 50%-50%.
- Durante el trazado de una curva a 100 km/h se ha estimado que la aceleración del vehículo suponiendo que se acelera "a fondo" es de 3,3 m/s<sup>2</sup> lo que supondría una transferencia de masas al eje trasero y la consecuente descarga del delantero. Si no se considerase esa transferencia de masas, el eje delantero quedaría ligeramente

sobrecargado con respecto a las condiciones reales. No en todas situaciones será posible realizar una aceleración “a fondo” en esas condiciones, por tanto, se considera aceleración nula (velocidad constante).

Con estas condiciones, se realiza el reparto de carga para cada rueda:

Ec. 10.30.

$$Carga_{Rueda} = \frac{175,5}{4} = 43,875 \text{ kgf} = 96 \text{ lb}$$

Y la fuerza centrípeta como:

Ec. 10.31.

$$F_{cent} = \frac{120}{2} = 60 \text{ kgf} = 132 \text{ lb}$$

Como se observa en la figura 10.10, los valores del ángulo de deriva serían muy bajos. Si se tiene en cuenta que el diámetro de los neumáticos del kart es mucho menor que los referentes al estudio de la tabla 10.10 es altamente probable que la rigidez de los neumáticos sea mucho mayor. Gracias a esto se puede concluir que:

- ❖ *El ángulo de deriva generado en los neumáticos de un vehículo tipo kart será muy pequeño.*

Si se recuerda la ecuación 10.26.:

$$k_{sub} = \frac{m}{2 \cdot L} \cdot \left( \frac{c}{C_{\alpha D}} - \frac{b}{C_{\alpha T}} \right)$$

Se sabe que los valores de c y b son de 946,41 y 1.081,59 mm. respectivamente lo que supone un gradiente de subviraje negativo.

- ❖ *El gradiente de subviraje negativo asegura que el kart tendrá un carácter sobrevirador.*
- ❖ *Existirá una velocidad crítica a la que el kart tenderá a hacer “trompos”.*

## AN10.7. Ensayos en pista

Como ya se ha comentado, no se disponen de herramientas suficientes para caracterizar el comportamiento dinámico-lateral del vehículo. Por ello, en este apartado se explican los diferentes ensayos que se pueden realizar en pista y los resultados que se pueden obtener.

### AN10.7.1. Ensayo en trayectoria curva con radio de giro constante.

Este ensayo consiste en hacer circular al vehículo a diferentes velocidades en una curva de radio constante. Se deberá registrar el valor de la velocidad y el ángulo de giro de volante, de esta manera se podrá deducir el ángulo de guiado de las ruedas directrices.

Si se pretende aumentar la velocidad, las acciones del conductor serán las siguientes:

- Aumentar el ángulo de guiado. Esto indica que el vehículo es subvirador.
- No realizar acciones sobre el volante. Esto indica que el vehículo es neutro.
- Reducir el ángulo de guiado. Esto indica que el vehículo es sobrevirador.

Como consecuencia de este tipo de ensayos, es posible que ocurran dos fenómenos.

- El vehículo experimenta distintos resultados en función de la velocidad, lo que se traduce en un gradiente de subviraje variable.
- El vehículo no experimenta cambios en su comportamiento alterando la velocidad, esto quiere decir que su gradiente de subviraje es constante.

#### **AN10.7.2. Ensayo con ángulo de guiado constante.**

Este ensayo consiste en hacer circular al vehículo por una trayectoria curva variando la velocidad y manteniendo constante el ángulo de giro del volante.

Ante estas condiciones pueden darse tres situaciones:

- El radio de giro aumentará si el vehículo es subvirador.
- El radio de giro permanecerá constante si el vehículo es neutro.
- El radio de giro de reducirá si el vehículo es sobrevirador.

#### **AN10.7.3. Ensayo con velocidad constante.**

Consiste en hacer circular al vehículo a velocidad constante por trayectorias curvas de distinto radio. Del mismo modo que para los casos anteriores, se deben registrar los valores de la velocidad y ángulo de giro del volante de modo que se pueda deducir el ángulo de guiado de las ruedas.

Este ensayo es idóneo para determinar si un vehículo posee un gradiente de subviraje variable.

- Es posible que para determinados radios de curvatura el vehículo no altere su ángulo de guiado y consecuentemente no sea necesario realizar acciones sobre el volante.
- Se puede dar una segunda situación en la que se requieran acciones en el volante para corregir el ángulo de guiado y que además, en función del radio de curvatura el vehículo responda de forma subviradora y sobreviradora. Esta es la señal más clara de un gradiente de subviraje variable.
- La última posibilidad a contemplar es que a pesar de la variación de los radios de curvatura, el vehículo siempre requiere el mismo tipo de acción sobre el volante. Puede ser de aumentar el giro o disminuirlo en función de si el vehículo es subvirador o sobrevirador. Por tanto, el gradiente de subviraje será constante en este caso.

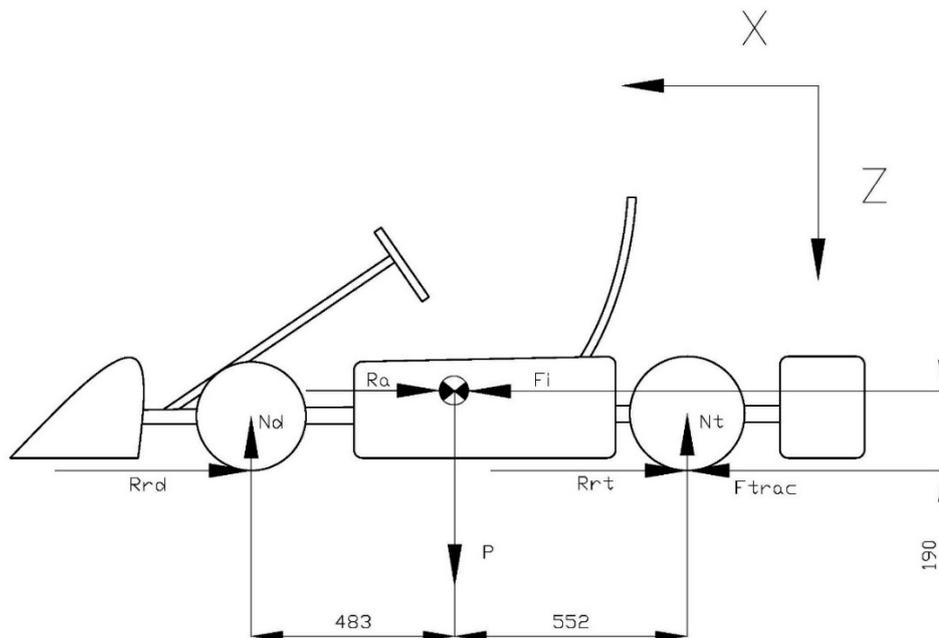
# ANEXO 11- ESTUDIO DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL.

## AN11.1. Modelo a utilizar.

Para la realización de los estudios nombrados se utilizará el modelo que ya se había visto en capítulos anteriores donde:

- $R_a$  = resistencia aerodinámica.
  - $F_i$  = Fuerza de inercia.
  - $R_{ri}$  = resistencia a rodadura del eje  $i$ .
  - $N_i$  = resultante normal al eje  $i$ .
  - $F_{trac}$  = fuerza de tracción.
  - $P$  = peso del vehículo con piloto.
- ❖ Tanto la resistencia aerodinámica como la fuerza de inercia se aplican sobre el centro de gravedad del vehículo.
  - ❖ Los puntos A y B corresponden a los puntos de contacto de las ruedas delantera y trasera respectivamente con el terreno.

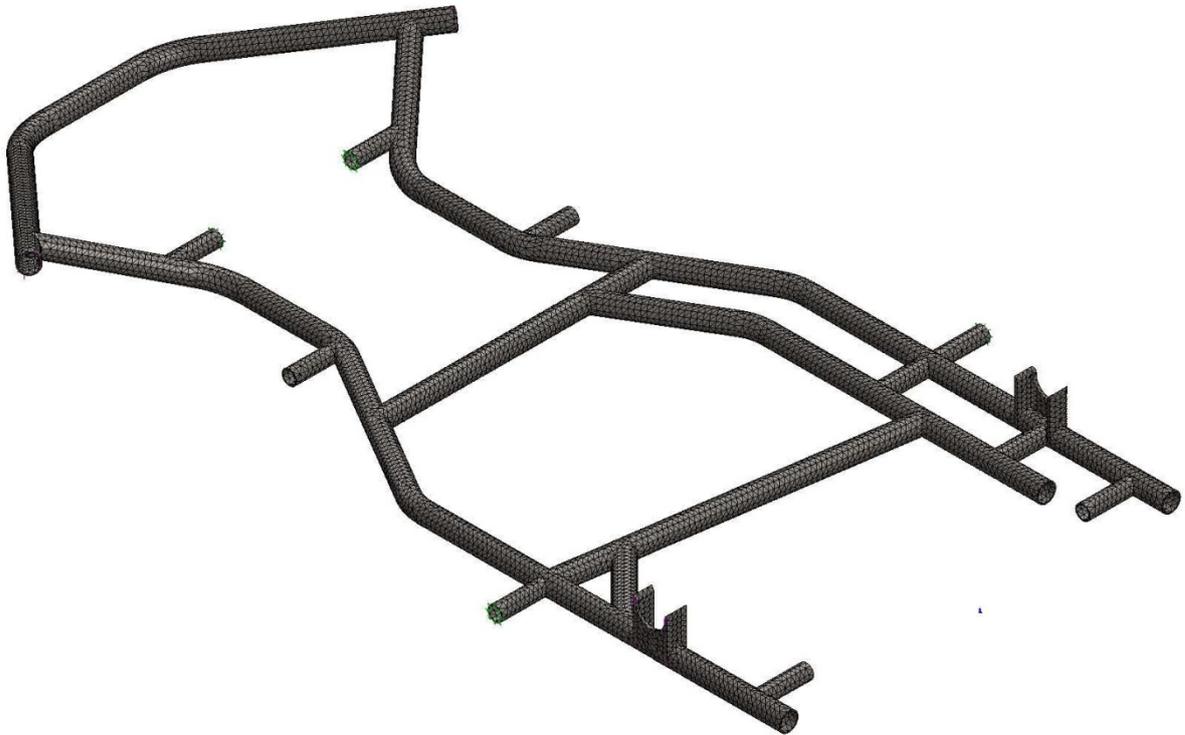
**Figura 11.1. –Modelo de cálculo.**



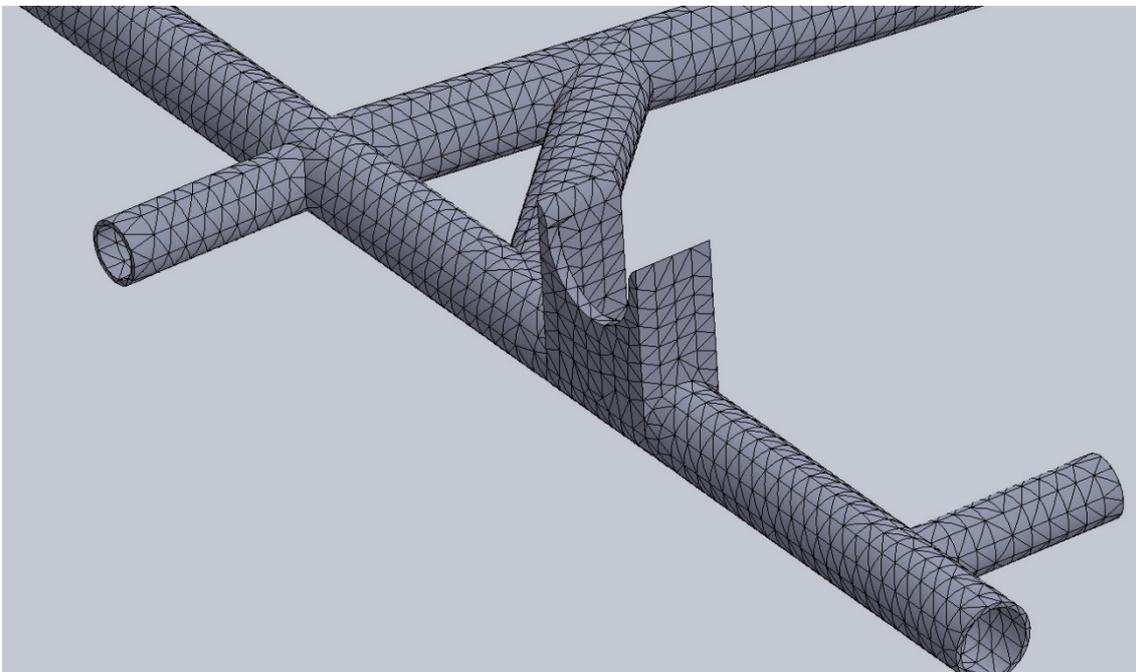
El modelo implementado en SolidWorks es un modelo sólido tridimensional de la estructura del chasis. El mallado se realizó con un tamaño por cada elemento de 8 mm. y una tolerancia

de 0.4 mm. Se obtienen un total de 115.258 nodos y 58.329 elementos. En las siguientes figuras se aprecia el aspecto del chasis modelo mallado y un detalle de dicha malla.

**Figura 11.2. –Mallado completo.**



**Figura 11.3. –Detalle de la malla.**



En la realización de los planos de anteriores capítulos se había utilizado un modelo de dibujo mediante elementos estructurales. La diferencia con el modelo actual es que el modelo por elementos estructurales únicamente permite un estudio unidimensional. Dado que un

elemento tridimensional proporciona información más completa, el modelo por el que se ha optado es tridimensional.

El material utilizado es como se había indicado en capítulos anteriores un acero 4130 870C cuyas propiedades son:

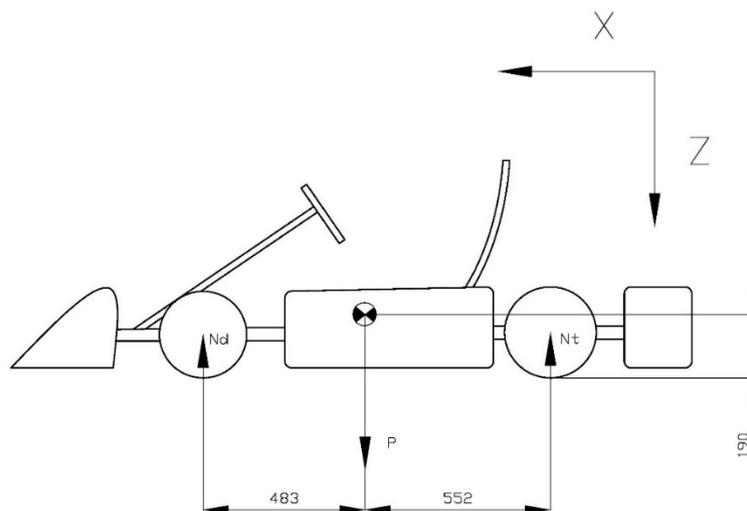
**Tabla 11.1. –Propiedades del material.**

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo Elástico	2.05e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo Cortante	8,00E+10	N/m <sup>2</sup>
Densidad de masa	7850	kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	73100000	N/m <sup>2</sup>
Límite de compresión	---	N/m <sup>2</sup>
Límite elástico	460000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansión térmica	---	/K
Conductividad térmica	42.7	W/(m·K)
Calor específico	477	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material	---	N/D

**AN11.2. Cálculo estático.**

Para este primer cálculo se calculan los esfuerzos, tensiones y deformaciones que sufre el chasis en parado. Para ello, tanto las resistencias a rodadura, resistencia aerodinámica, fuerza de tracción y fuerza de inercia son consideradas nulas resultando el modelo de la siguiente forma:

**Figura 11.4. –Modelo estático.**



Estableciendo los siguiente sumatorios, se pueden calcular las reacciones sobre los ejes:

Ec. 11.1.

$$\sum F_z = 0 = P - N_d - N_t$$

Ec. 11.2.

$$\sum M_A = 0 = -P \cdot 483 + N_t \cdot 1.035$$

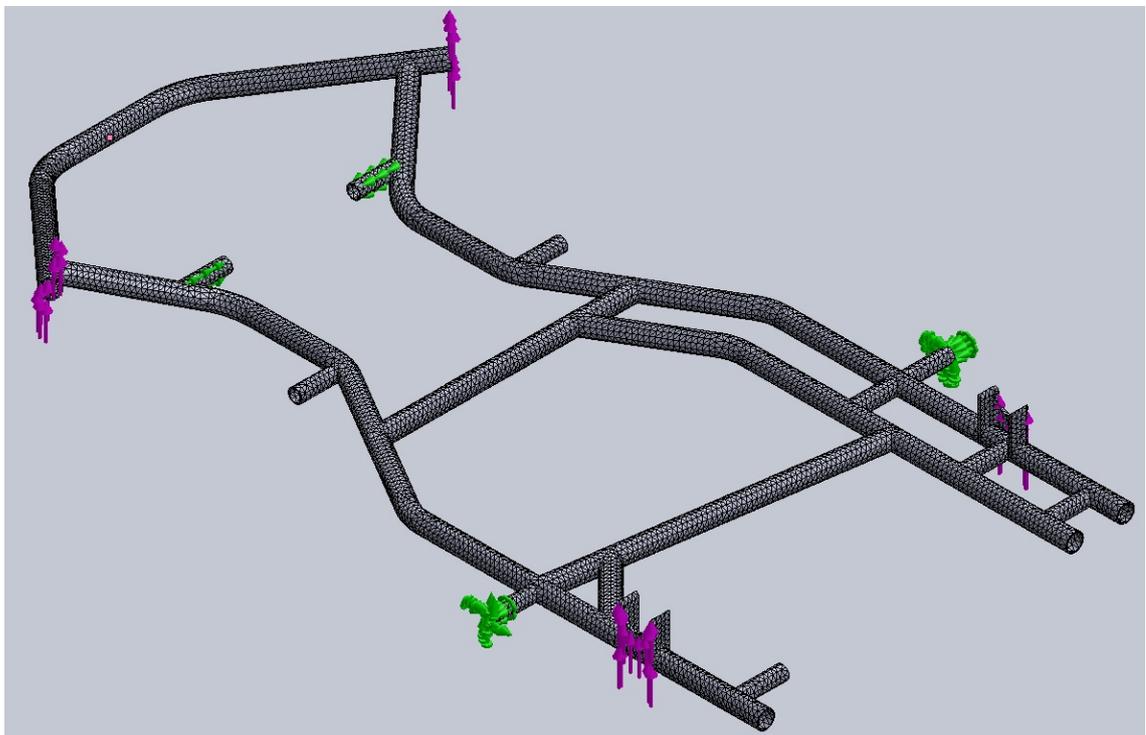
Conocido el peso:  $175,5 \text{ kgf} \cdot 9,81 = 1.721,65 \text{ N}$ , se despeja en las ecuaciones el valor de las normales delantera y trasera:

- $N_d = 918,21 \text{ N}$
- $N_t = 803,44 \text{ N}$

A la hora de implementar el modelo en SolidWorks Simulation, se presenta el problema de asignar restricciones de desplazamiento (condiciones de contorno). Puesto que una vez se ensamble el kart completamente, la estructura de los pontones laterales y el anclaje de la columna de dirección servirán como refuerzo, es posible establecer restricciones de movimiento en los anclajes que resultarán bastante representativas con la realidad. De este modo, los resultados del estudio serán aproximaciones válidas de lo que ocurre en la realidad.

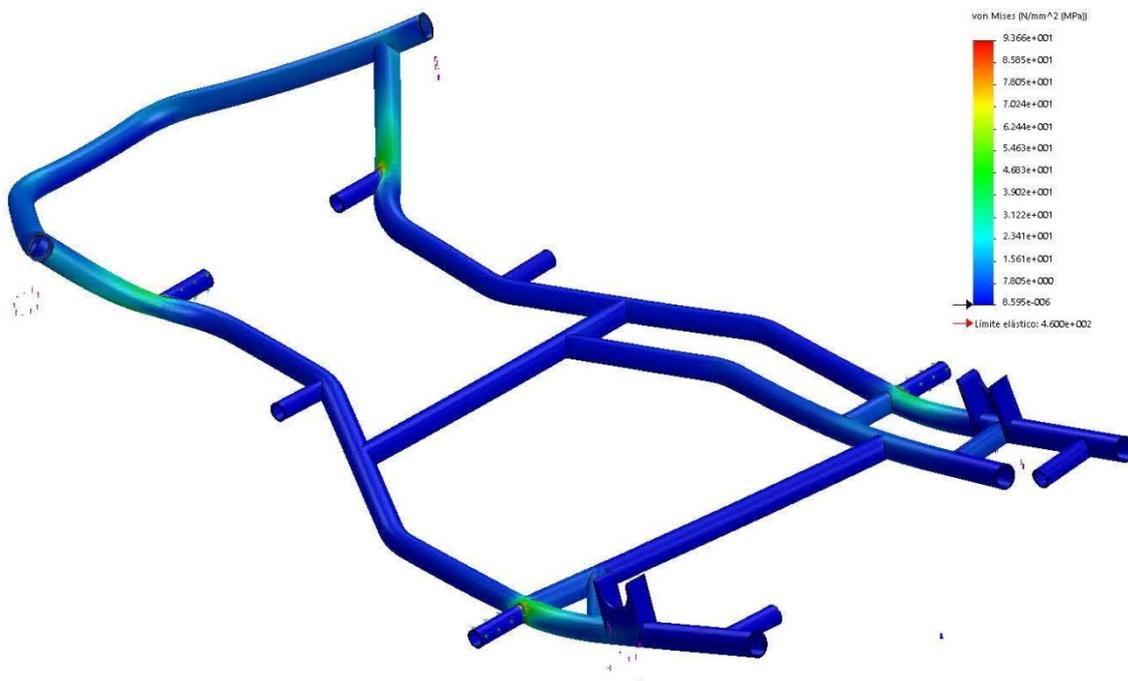
*(\*)Nota: Las flechas de color morado son las correspondientes a las fuerzas normales.*

**Figura 11.5. –Condiciones de contorno.**

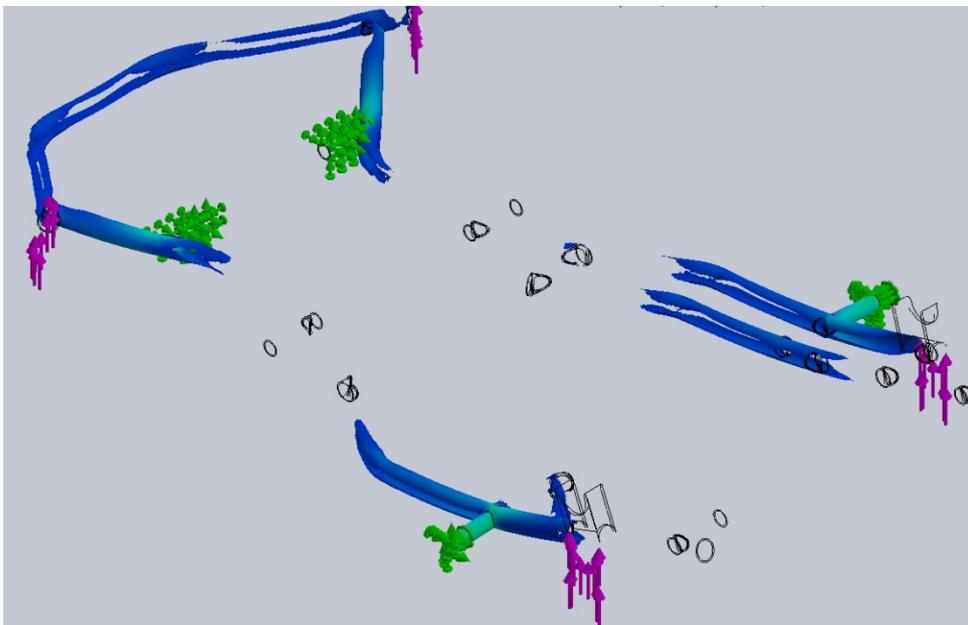


Para la aplicación de las fuerzas calculadas previamente, se ha aplicado a cada rueda la mitad del valor correspondiente a su eje.

Finalmente, los resultados para tensiones son los siguientes:

**Figura 11.6. –Tensiones para el caso estático.**

Se observa que en las zonas próximas a los soportes de las ruedas se producen las mayores tensiones, siendo estas bastante bajas (resultado esperado para el caso estático). Los valores de dicha tensión rondan los 10 MPa y están localizados en las siguientes zonas:

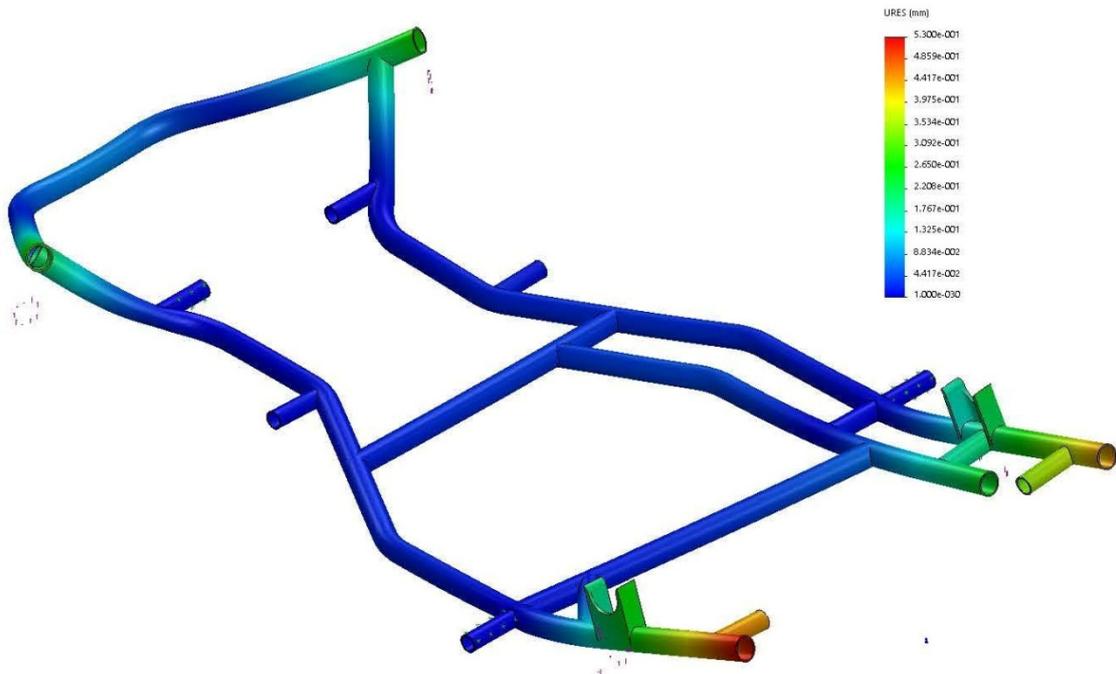
**Figura 11.7. –Localización de las mayores tensiones para el caso estático.**

La figura anterior es un ejemplo de una de las posibilidades que tiene SolidWorks Simulation que es poder analizar lo que ocurre en el interior de las secciones, por este motivo se ha escogido un modelo sólido para el análisis.

En cuanto a las deformaciones, el resultado obtenido era el esperado ya que las mayores deformaciones se concentran en las zonas cercanas a los ejes de las ruedas, asiento del piloto y especialmente en el voladizo trasero (zona especialmente delicada en cuanto a desplazamientos se refiere).

El resultado obtenido es el siguiente:

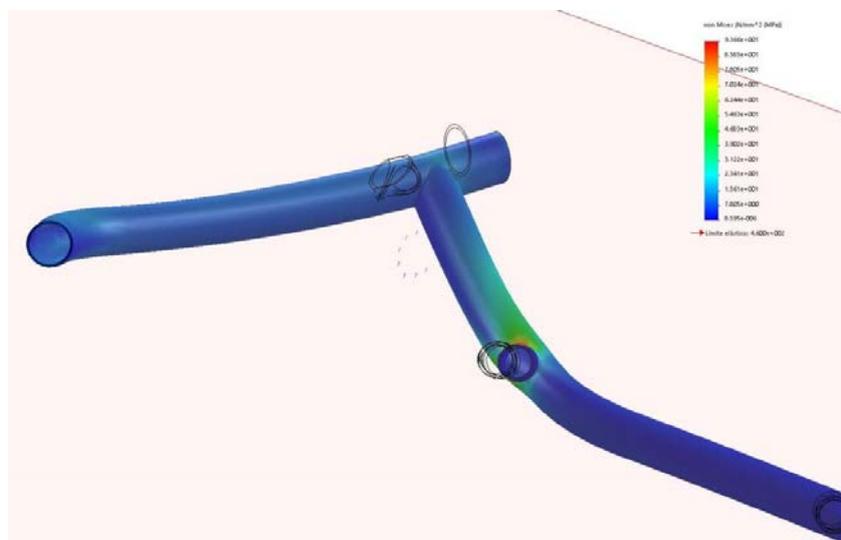
**Figura 11.8. –Desplazamientos para el caso estático.**



El mayor valor de desplazamiento obtenido para el caso del voladizo trasero es de 0,53 mm. En cuanto a los soportes del eje delantero, los valores de desplazamiento rondan los 0,3mm.

Otra de las posibilidades que ofrece SolidWorks Simulation es la de efectuar cortes y ver qué ocurre en el centro de la sección. A continuación se adjunta un ejemplo:

**Figura 11.9. –Ejemplo de corte en sección.**



El límite elástico del material se encuentra en 460 Mpa por lo tanto las tensiones sufridas en este caso se encuentran muy por debajo de él y en la zona elástica de modo que el chasis recuperará perfectamente su geometría original cuando se baje el piloto.

### AN11.3. Cálculo para aceleración máxima.

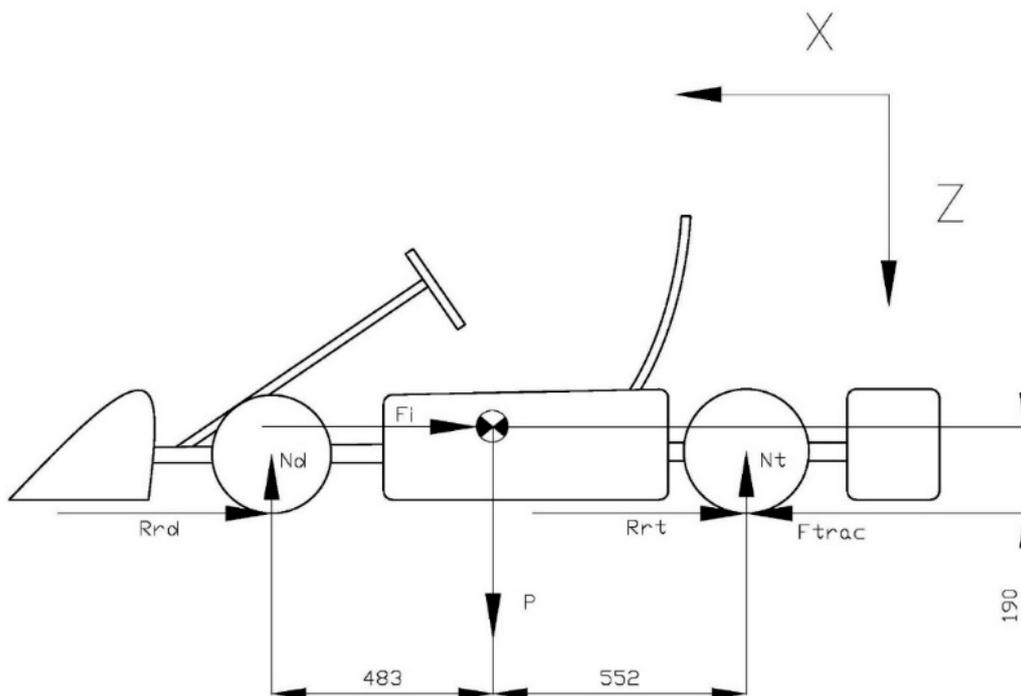
Del mismo modo que se ha explicado en el ANEXO 9- de frenada, si se tiene en cuenta la adherencia, la máxima aceleración posible será de  $5 \text{ m/s}^2$ .

El primer paso, es establecer un sumatorio que permita obtener las normales en los ejes del mismo modo que para el caso anterior.

El supuesto caso trata del instante siguiente al primer desplazamiento del vehículo desde parado, momento en el que el motor es capaz de aplicar la máxima aceleración al vehículo.

El modelo para calcular las normales se diferencia del caso anterior en que las resistencias a rodadura son consideradas mientras que, la resistencia aerodinámica sigue sin serlo ya que la velocidad es prácticamente nula.

**Figura 11.10. –Modelo para aceleración máxima.**



Se establece el siguiente sumatorio:

Ec. 11.3.

$$\sum F_z = 0 = P - N_d - N_t$$

Ec. 11.4.

$$\sum M_A = 0 = N_t \cdot 1.035 - P \cdot 483 - F_i \cdot 190$$

Sabiendo que la fuerza de inercia será:

Ec. 11.5.

$$F_i = m \cdot a = 175,5 \cdot 5 = 877,5 \text{ N}$$

Si se sustituye en la ecuación 11.4.:

$$\sum M_A = 0 = N_t \cdot 1.035 - 175,5 \cdot 9,81 \cdot 483 - 877,6 \cdot 190$$

De donde se obtiene un valor de  $N_t = 964,54 \text{ N}$ .

Y finalmente de la ecuación 11.3. se despeja el valor de la normal delantera siendo este:  $N_d = 757,11 \text{ N}$ .

Se observa una importante transferencia de masa al eje trasero.

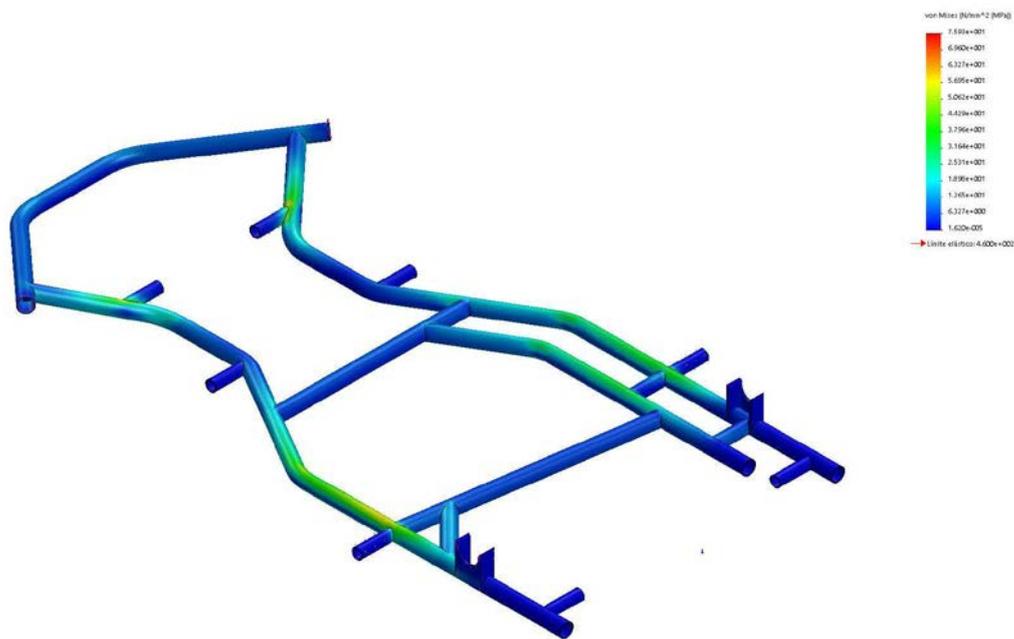
En cuanto a la implementación del modelo en SolidWorks, el mayor inconveniente es seleccionar unas condiciones de contorno adecuadas que permitan representar de manera más aproximada posible lo que ocurre en el caso real.

Para implementar las condiciones de contorno se tiene en cuenta que; se observa una gran transferencia de masas al eje trasero, esto implica que los movimientos en el mismo se van a ver restringidos. En cuanto al eje delantero, lo único que se pretende es que no se produzca separación del suelo en las ruedas delanteras, para ello se limita el desplazamiento en el eje vertical.

En la siguiente figura (11.10.) se observa el resultado para las tensiones en el caso de aceleración máxima.

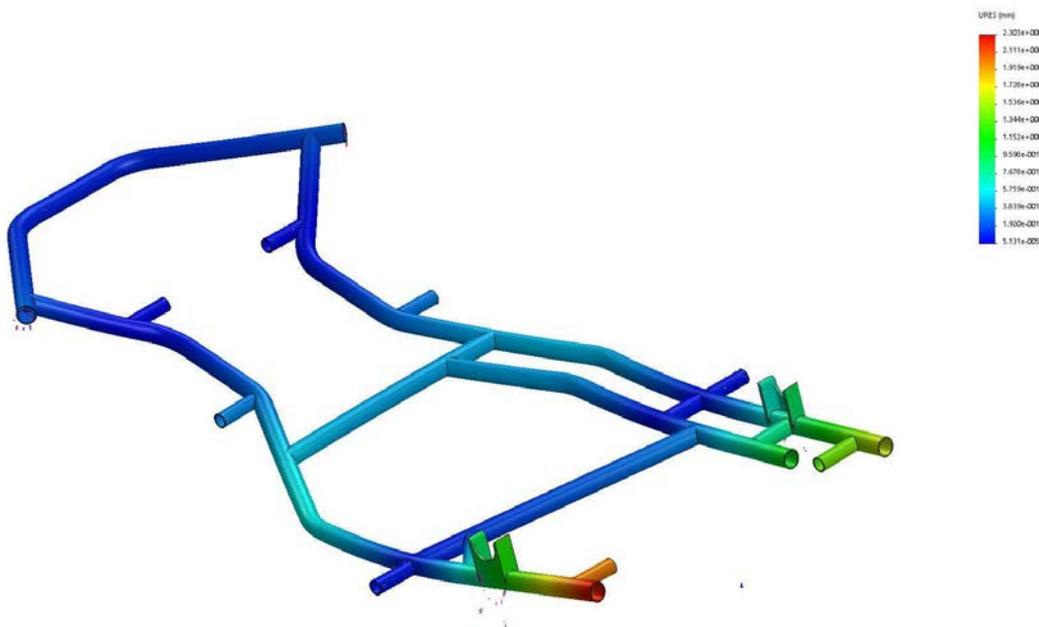
Los valores obtenidos para las tensiones máximas se localizan en las dos barras laterales como puede apreciarse en la figura (color verde). Los valores para dichas tensiones máximas son de 37,6 MPa. Estos valores se encuentran muy alejados del límite elástico del material, por tanto la situación de aceleración máxima no pone en compromiso la resistencia de la estructura principal.

**Figura 11.11 –Tensiones para aceleración máxima.**



En cuanto a los desplazamientos, SolidWorks ha calculado valores de 0,3 mm. en las zonas donde las tensiones son máximas. Los valores máximos se concentran en la zona trasera de la estructura y en el voladizo del lateral izquierdo. Debido a que este lateral presenta el “voladizo” más largo de la estructura, los desplazamientos en este punto alcanzan los 2,03 mm. de valor.

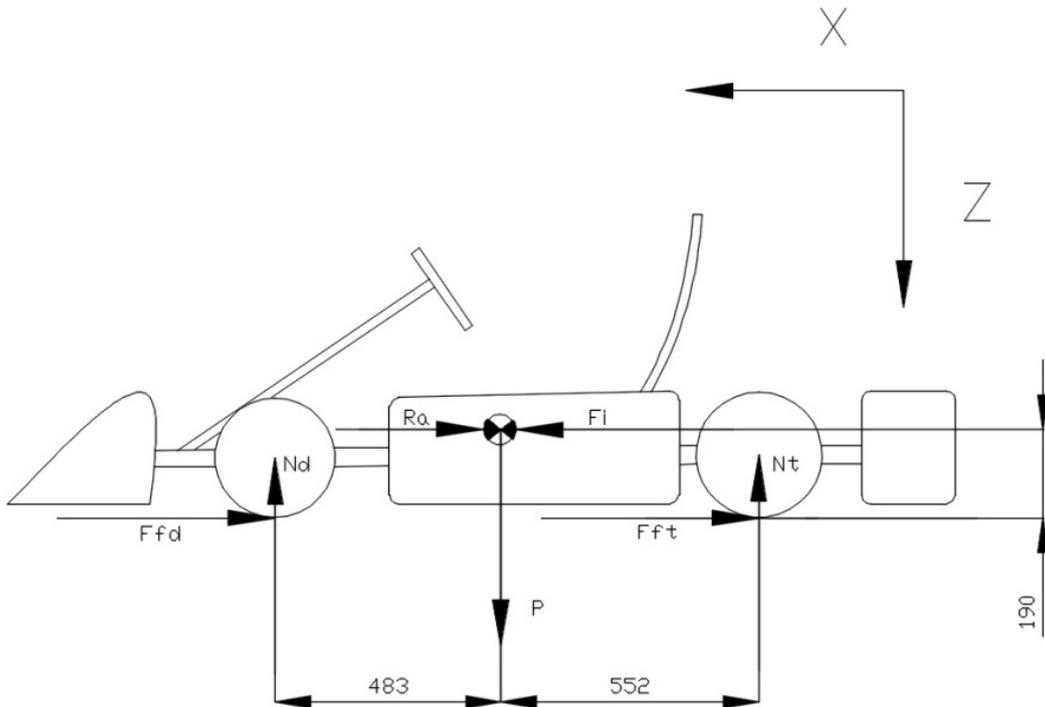
**Figura 11.12. –Desplazamientos para aceleración máxima.**



**AN11.4. Cálculo para deceleración máxima.**

Del mismo modo que se ha hecho para el caso de aceleración máxima, se plantea un modelo para el caso deceleración (frenada máxima).

**Figura 11.13. –Modelo para deceleración máxima.**



En este caso se supone que se realiza una frenada máxima (valor de  $5 \text{ m/s}^2$ ) circulando a velocidad máxima (157 km/h o 43,6 m/s). Por tanto la resistencia aerodinámica debe tenerse en cuenta en el momento de pisar el freno.

Como se había calculado en la ecuación 8.8. el valor de dicha resistencia será de:

Ec. 11.16.

$$R_a = 0,03695 \cdot v^2 \cdot 9,81 = 0,03695 \cdot 43,6^2 \cdot 9,81 = 689,05N$$

Se establece el siguiente sumatorio:

Ec. 11.17.

$$\sum F_z = 0 = P - N_d - N_t$$

Ec. 11.18.

$$\sum M_A = 0 = N_t \cdot 1.035 - P \cdot 483 + F_i \cdot 190 - R_a \cdot 190$$

Sabiendo que la fuerza de inercia será:

Ec. 11.19.

$$F_i = m \cdot a = 175,5 \cdot 5 = 877,5 \text{ N}$$

Si se sustituye en la ecuación 11.18.:

$$\sum M_A = 0 = N_t \cdot 1.035 - 175,5 \cdot 9,81 \cdot 483 + 877,6 \cdot 190 - 689,05 \cdot 190$$

De donde se obtiene un valor de  $N_t = 768,82 \text{ N}$ .

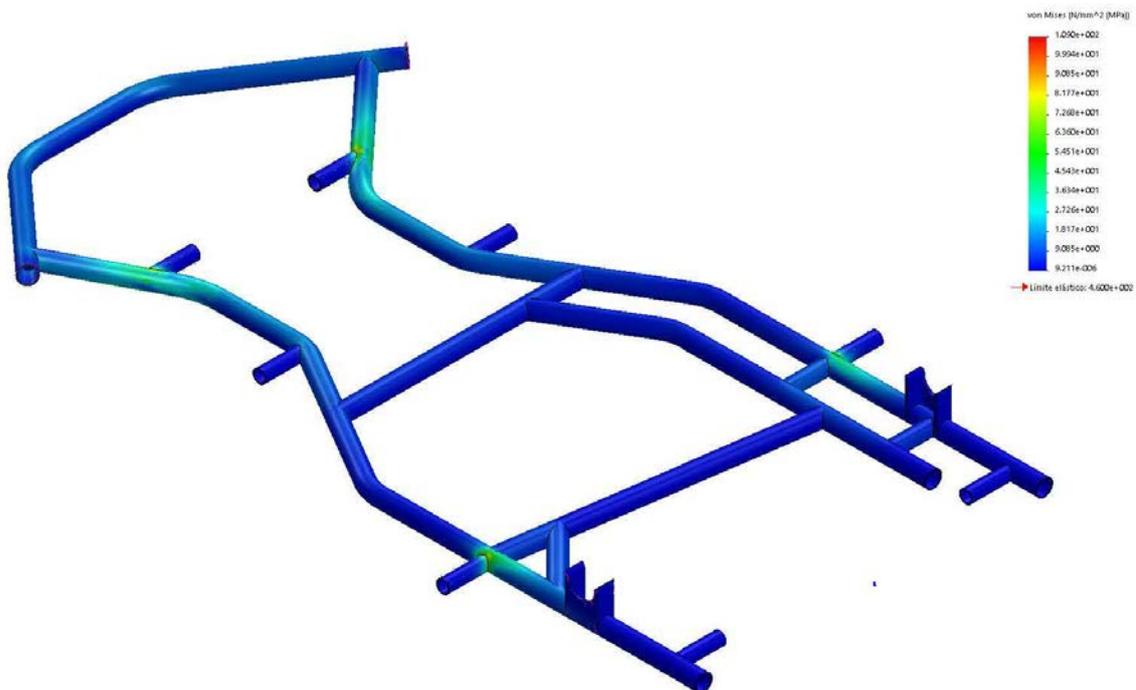
Y finalmente de la ecuación 11.17. se despeja el valor de la normal delantera siendo este:  $N_d = 952,82 \text{ N}$ .

En este caso se observa que a pesar de la actuación de la resistencia aerodinámica, existe transferencia de masa al eje delantero.

A la hora de introducir dichos resultados en SolidWorks se plantea el mismo inconveniente que en el caso previo. Las condiciones de contorno disponibles no son reproducciones fieles de lo que ocurrirá en la realidad, pero si son lo suficientemente representativas como para dar por buena la aproximación de los resultados obtenidos en la simulación.

Para este caso, puesto que la transferencia de masas es al eje delantero se restringen los desplazamientos en un punto cercano al mismo. Para el caso del eje trasero únicamente se restringen desplazamientos en dirección vertical para evitar que las ruedas dejen de tener contacto con el suelo.

**Figura 11.14. –Tensiones máximas para deceleración máxima.**

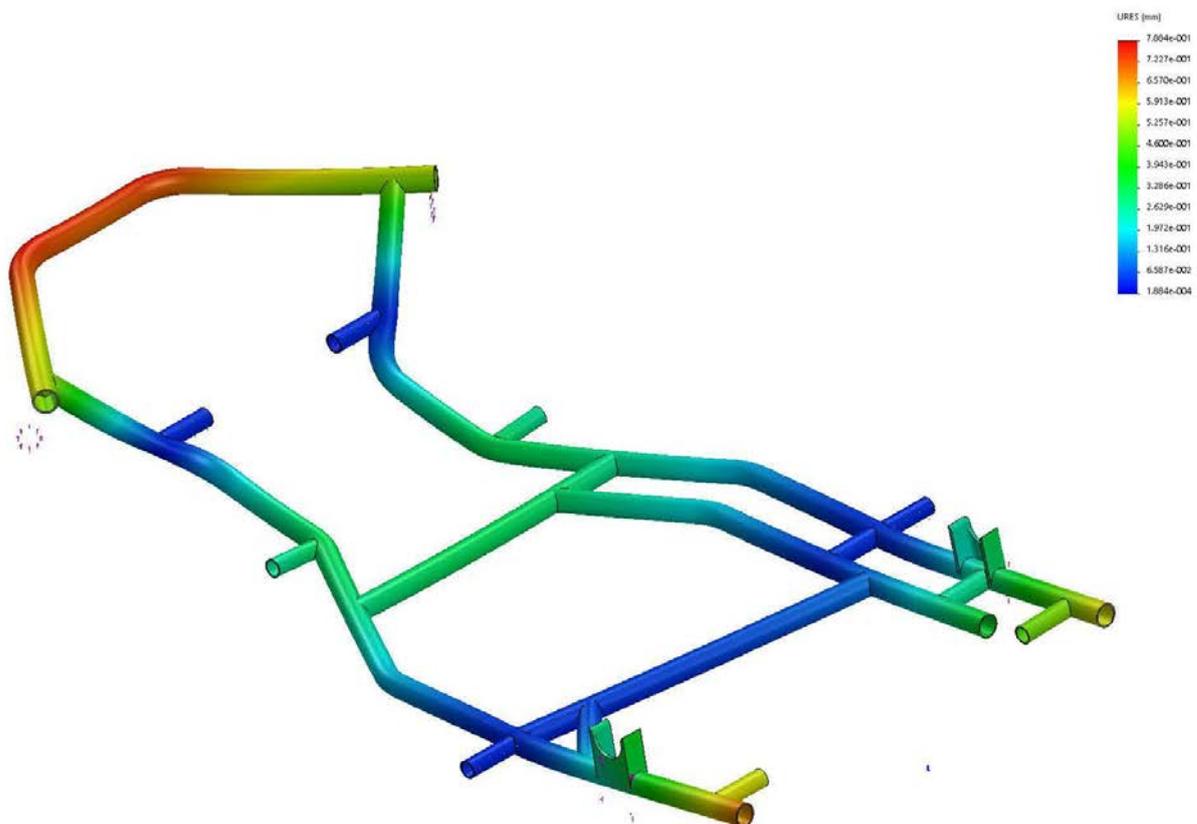


En este caso, los valores máximos para las tensiones se han obtenido en las zonas próximas al eje delantero (color verde claro en la imagen). Dichos valores máximos alcanzan los 45 MPa justamente en las uniones entre tubos de la parte frontal. Los tramos de tubo coloreados en verde rondan valores de aproximadamente 25 MPa.

Del mismo modo que en el caso anterior, los valores de las tensiones se encuentran muy alejados del límite elástico del material.

En cuanto a los valores de los desplazamientos, los de mayor valor se producen en la zona frontal de la estructura (color rojo) alcanzando valores de 0,7 mm. En la parte central de la estructura aparecen desplazamientos (color verde) con valores en torno a los 0,3 mm. En la zona del voladizo trasero, los valores son de 0,6 mm. en las zonas de máximo desplazamiento.

**Figura 11.15. –Desplazamientos para frenada máxima.**



En este caso se han generado mayores tensiones que en el caso anterior. Debido a que la transferencia de masas ha sido hacia el eje delantero, los desplazamientos han sido mucho menores ya que la zona más susceptible de experimentar los mayores desplazamientos es el voladizo trasero, por tanto, cada vez que se transfiera masa al eje trasero las deformaciones van a ser mucho más significativas que para el caso de la transferencia al eje delantero.

### **AN11.5. Cálculo de aceleración lateral izquierda.**

Otro estudio necesario es el de aceleración lateral. Se ha tratado la estructura para los casos en los que sufre las dos aceleraciones longitudinales posibles, pero en circuito la estructura sufrirá aceleraciones laterales en los pasos por curva.

En primer lugar, es necesario establecer un valor de aceleración lateral para poder implementar el modelo correctamente en SolidWorks y obtener resultados correctos.

En el capítulo 10.6. se habían calculado unos valores máximos de fuerzas centrífugas de 170,12 kgf con lo que podemos calcular la aceleración correspondiente del siguiente modo:

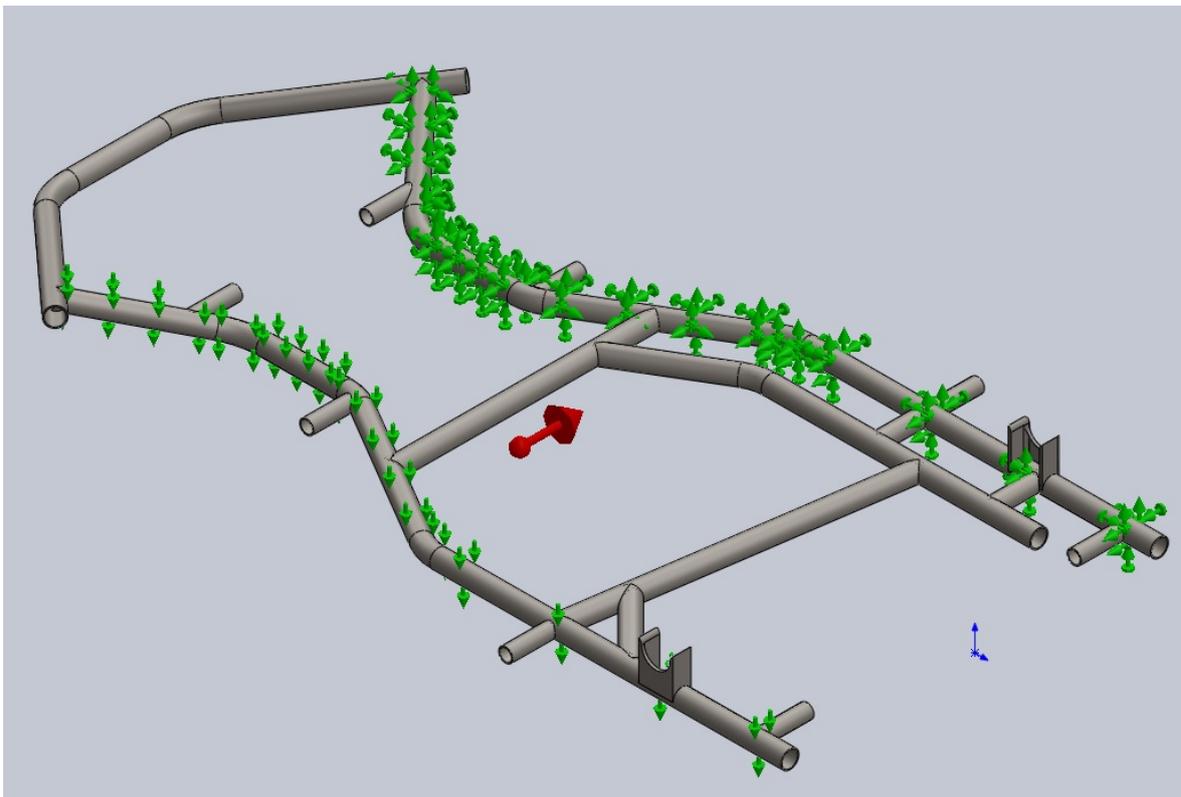
Ec. 11.19.

$$F = m \cdot a \Rightarrow a = \frac{F}{m} = \frac{170,12 \cdot 9,81}{175,5} = 9,5 \text{ m/s}^2$$

El valor obtenido es prácticamente 1G por tanto, en SolidWorks se implementará una aceleración de 1G.

En cuanto a las condiciones de contorno, se restringirán los desplazamientos en el lado derecho del coche. En el lado izquierdo únicamente se restringirán los desplazamientos verticales para mantener el contacto del vehículo con el suelo.

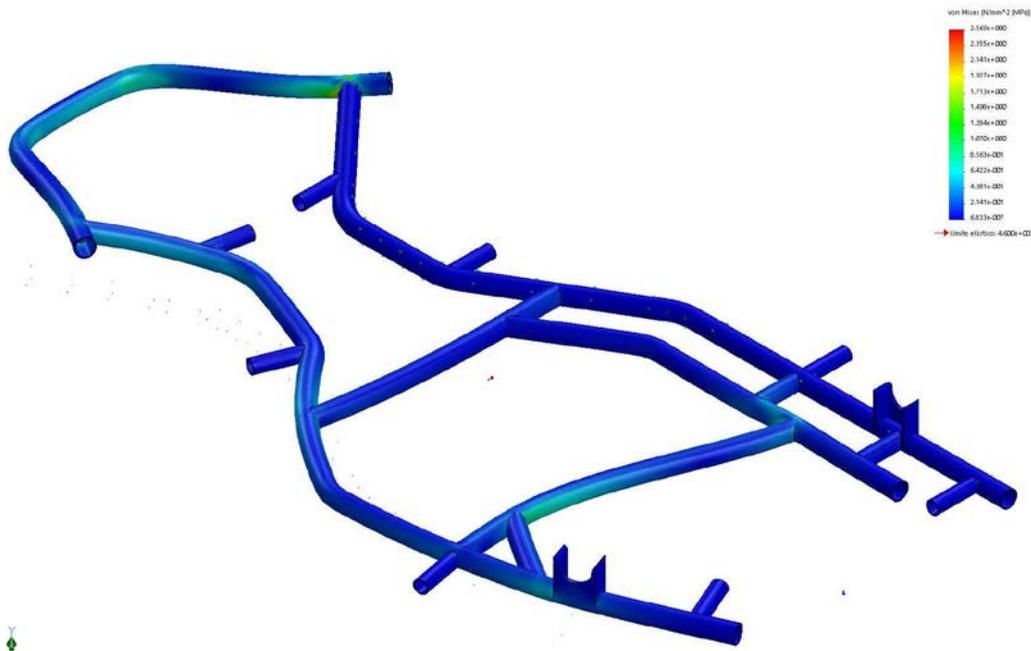
**Figura 11.16. –Condiciones de contorno para aceleración lateral.**



Una vez establecidas las condiciones de contorno se ejecuta la simulación. En la figura 11.16. se muestran los resultados para tensiones.

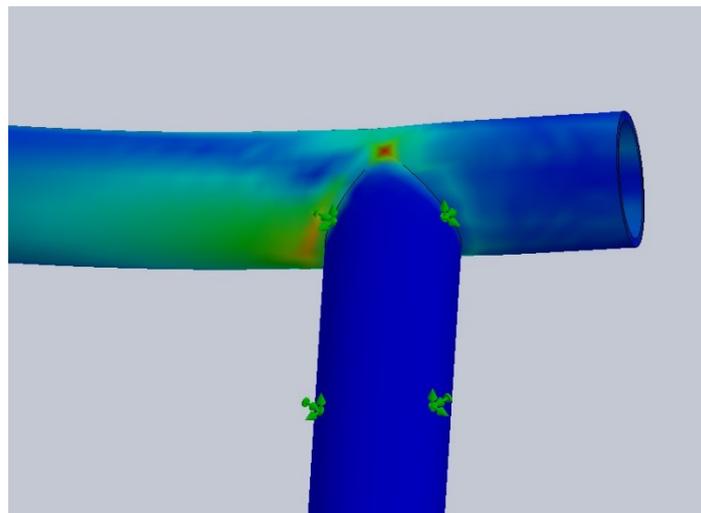
Los resultados obtenidos en tensiones son muy bajos. Las mayores tensiones se localizan en la zona frontal de la estructura con valores de aproximadamente 1,5 MPa. En cuanto a las uniones entre tubos los valores para las tensiones alcanzan los 2,5 MPa.

**Figura 11.17. –Tensiones para aceleración lateral izquierda.**



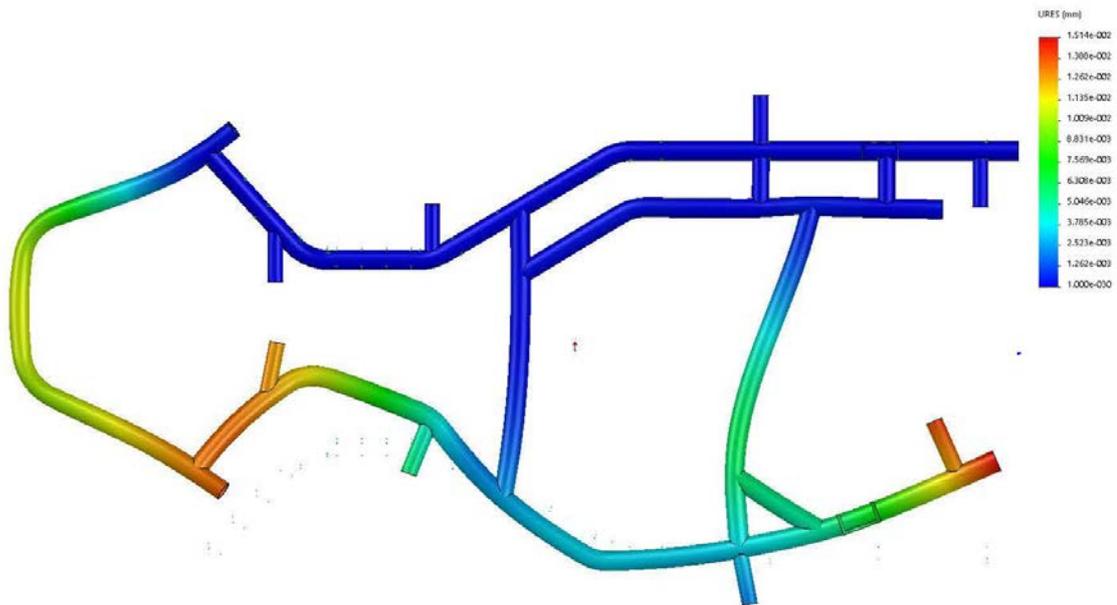
En la siguiente figura, un detalle de una unión entre tubos para la simulación en tensiones.

**Figura 11.18. –Detalle de unión entre tubos.**



En cuanto a los desplazamientos, obviamente se concentran en el lateral izquierdo de la estructura. Sus valores alcanzan máximos de 0,015 mm. en el voladizo trasero y 0,01 mm. en la parte frontal. Estas zonas aparecen en color rojo y anaranjado en la figura. El resto de desplazamientos son prácticamente cero. Aunque en la figura se observe una gran deformación, es debido a un factor escala muy elevado que permite observar cómo se deformará la estructura. La imagen adjuntada es una vista en planta ya que permite apreciar de mejor manera dichos desplazamientos.

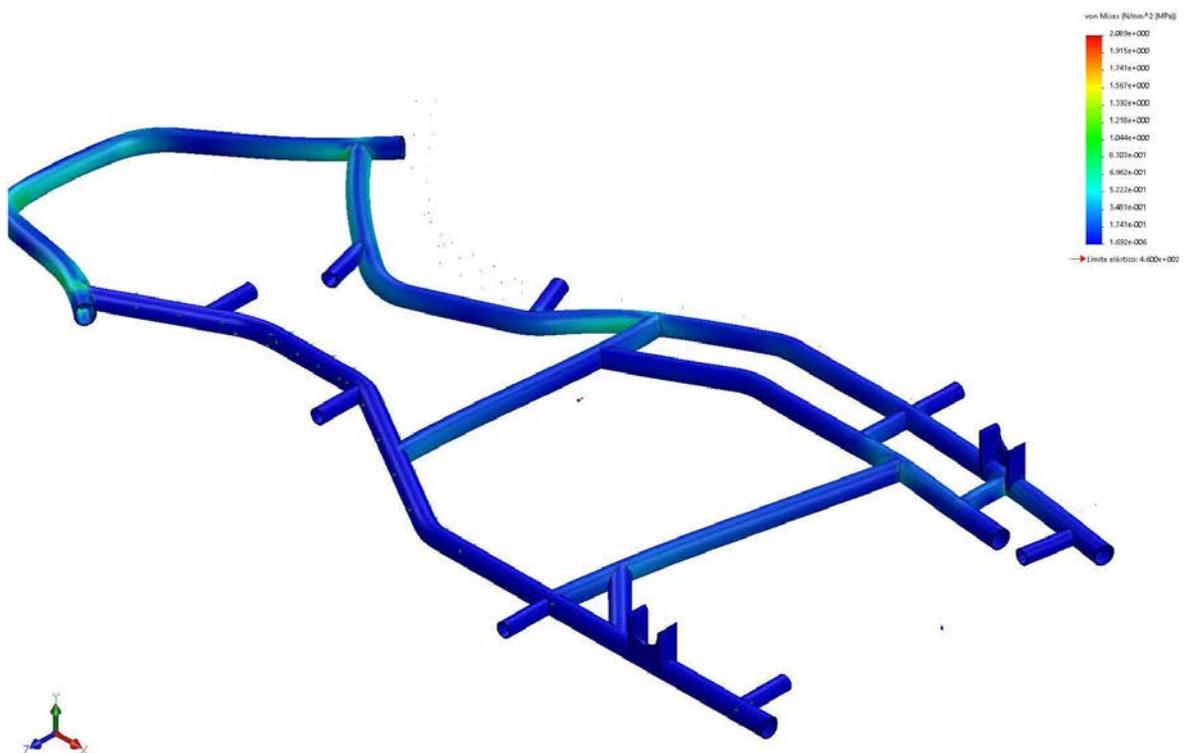
**Figura 11.19. –Desplazamientos para aceleración lateral izquierda.**



**AN11.6. Cálculo de aceleración lateral derecha.**

Para este caso, el procedimiento es exactamente igual que para el caso anterior. La diferencia es que la aceleración en este caso es por la derecha. Además, las condiciones de contorno también cambian. Esta vez, será el lateral izquierdo el que quede restringido de desplazamientos y el lateral derecho el que quede restringido de desplazamientos verticales.

**Figura 11.20. –Tensiones para aceleración lateral derecha.**

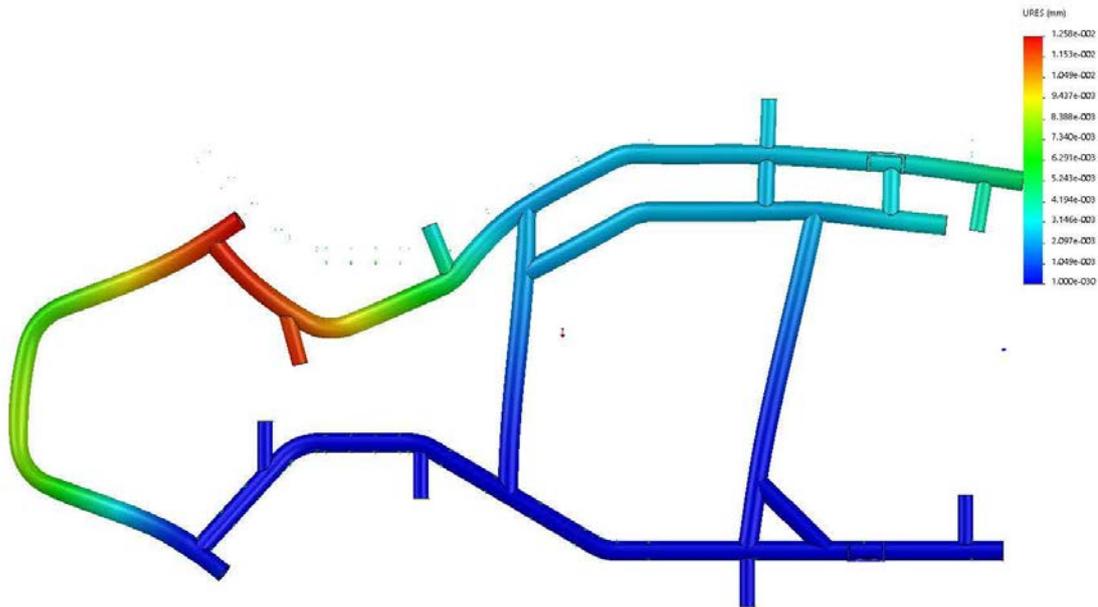


Para este estudio, los resultados son muy similares al anterior. Las tensiones máximas obtenidas continúan siendo muy bajas y ligeramente inferiores al caso anterior. Se obtienen

máximos en intersecciones entre tubos de 2 MPa y valores en la parte frontal y barra lateral entre 0,6 y 0,8 MPa. Estos valores desvelan que la estructura no sufre daño alguno en el paso por curva.

En cuanto a los valores de los desplazamientos, se obtienen resultados máximos en la parte frontal (color rojo en la figura) por valor de 0,0128 mm. Nuevamente, estos valores siguen siendo muy bajos, prácticamente inapreciables.

**Figura 11.21. –Desplazamientos para aceleración lateral derecha.**



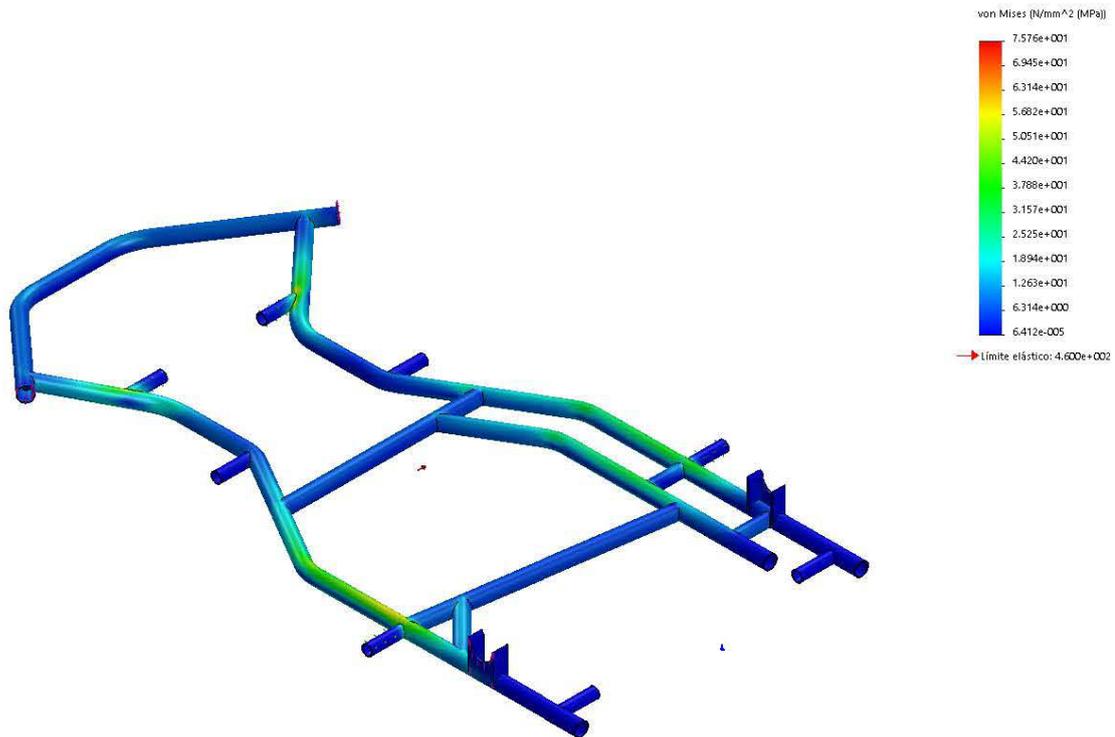
### AN11.7. Cálculo mixto.

En condiciones de circulación, el vehículo no siempre estará sometido a esfuerzos dinámicos puramente longitudinales o laterales. En el paso por curva se ha de dar la situación más desfavorable, el vehículo comienza a superar la curva y se pisa el acelerador. En este momento el vehículo sigue sometido a aceleración lateral y también a una aceleración longitudinal.

Suponiendo el peor de los casos, se va a realizar un último estudio en el que se combinan las condiciones de aceleración máxima y aceleración lateral. En la realidad no se cumple exactamente esta condición ya que el caso de aceleración máxima ha sido estudiado para aceleración desde parado. Puesto que no conocemos la velocidad a la que circula el vehículo y no sabemos la curvatura del giro descrito, se aplica esta situación sumamente desfavorable para la estructura, aceleración desde parado y aceleración lateral izquierda por valor de 1G.

Los resultados para tensiones son los siguientes.

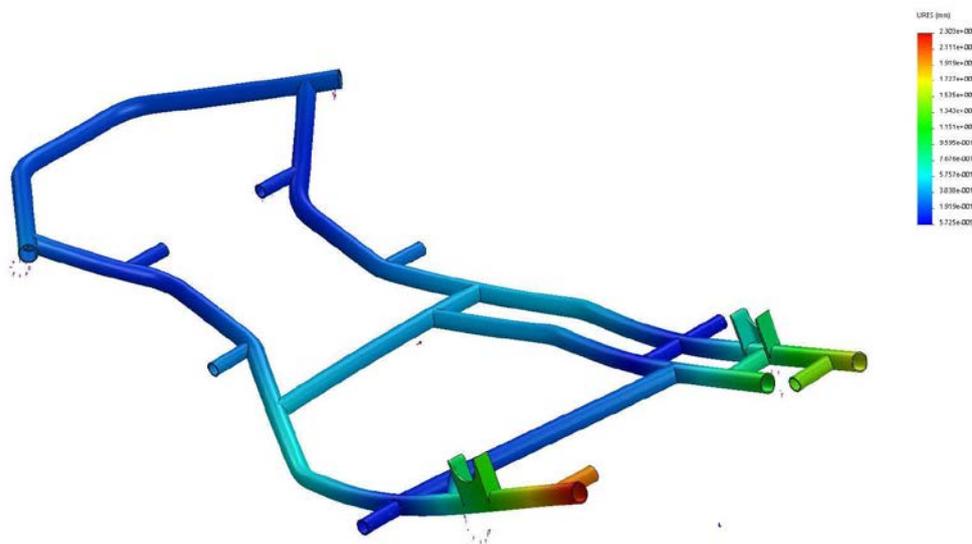
**Figura 11.22. –Tensiones para el caso mixto.**



Para este estudio se obtienen tensiones máximas en los tubos laterales, especialmente en el izquierdo de 51 MPa (color amarillo). Esto quiere decir que combinando las acciones más desfavorables, no se obtienen tensiones que pongan en riesgo a la estructura principal.

En cuanto a los desplazamientos, los resultados son muy similares al caso de aceleración máxima. Los valores máximos se encuentran en el voladizo trasero alcanzando los 2 mm. de valor. En la parte central de la estructura también se producen importantes desplazamientos con valore entre 0,5 y 0,9 mm. (color azul turquesa y verde).

**Figura 11.23. –Desplazamientos para el caso mixto.**



Con los resultados obtenidos en este último caso, se puede decir que las aceleraciones laterales son mucho menos importantes que las longitudinales en cuanto a tensiones y desplazamientos sobre la estructura principal se refiere.

# ANEXO 12- FICHAS DE HOMOLOGACIÓN

**AN12.1. Ficha de homologación del motor.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**23/M/21**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**MOTEUR / ENGINE  
KZ1 / KZ2**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>TM RACING S.P.A.</b>
Marque	<i>Make</i>	<b>TM RACING</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>KZ10B</b>
Type d'admission	<i>Inlet type</i>	<b>REED VALVE</b>
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	<b>9 ans / 9 years</b>
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	<b>9</b>

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du moteur au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Constructeur a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le Règlement CIK-FIA en vigueur. La hauteur du moteur complet sur les photos doit être de 7cm minimum.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the engine at the moment of the CIK-FIA homologation. The Manufacturer may modify them, but only within the limits fixed by the CIK-FIA Regulations in force. The height of complete engines on all photos must be minimum 7cm.*



PHOTO DU MOTEUR CÔTÉ PIGNON  
PHOTO OF DRIVE SIDE OF ENGINE

PHOTO DU MOTEUR CÔTÉ OPPOSÉ  
PHOTO OF OPPOSITE SIDE OF ENGINE

Signature et tampon de l'ASN  
*Signature and stamp of the ASN*

Signature et tampon de la CIK-FIA  
*Signature and stamp of the CIK-FIA*



*[Handwritten signature]*

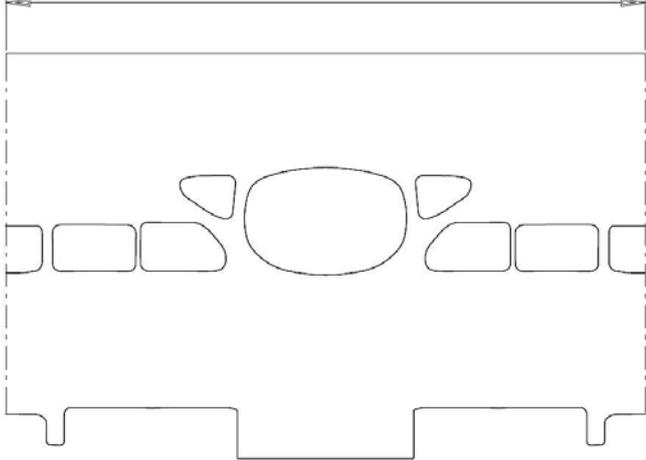
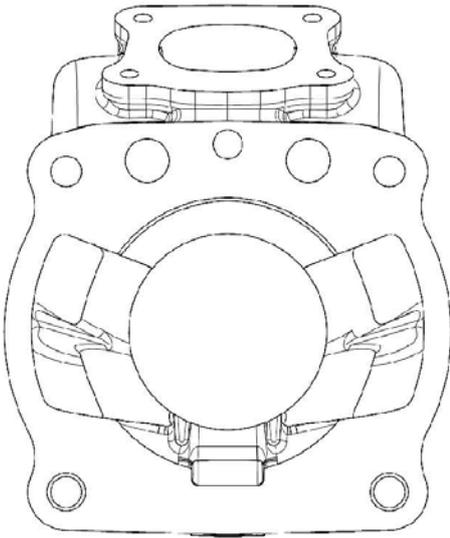
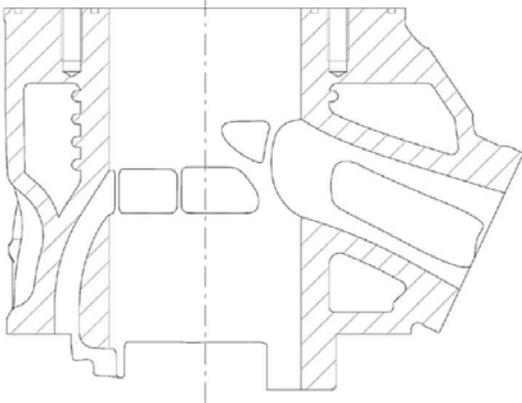


*[Handwritten signature]*

INFORMATIONS TECHNIQUES		TECHNICAL INFORMATION	
A	CARACTÉRISTIQUES	A	CHARACTERISTICS
			Tolérances
Volume du cylindre	<i>Volume of cylinder</i>	<b>124.66 CM3</b>	<b>&lt; 125cm<sup>3</sup></b>
Alésage d'origine	<i>Original Bore</i>	<b>54 MM</b>	
Alésage théorique maximum	<i>Theoretical maximum bore</i>	<b>54.07 MM</b>	
Course	<i>Stroke</i>	<b>54.43 MM</b>	
Système de refroidissement	<i>Cooling system</i>	<b>WATER</b>	
Nombre de systèmes de carburation	<i>Number of carburation systems</i>	<b>1 CARBURATOR</b>	
Nombre de canaux de transfert, cylindre/carter	<i>Number of transfer ducts, cylinder/sump</i>	<b>5/3</b>	
Nombre de lumières / canaux d'échappement	<i>Number of exhaust ports / ducts</i>	<b>3</b>	
Forme de la chambre de combustion	<i>Shape of the combustion chamber</i>	<b>SPHERIC WITH VARIABLE RADIUS+SQUISH</b>	
Matériau de la paroi du cylindre	<i>Cylinder wall material</i>	<b>ALLUMINIUM+WEAR-RESISTANT COATING OR NICASIL</b>	
Longueur (entre-axe) de la bielle	<i>Length between the axes of the connecting rod</i>	<b>109.8</b>	±0.1mm
Volume de la chambre de combustion	<i>Volume of combustion chamber</i>	<b>11 CC</b>	Minimum
Nombre de segments de piston	<i>Number of piston rings</i>	<b>1</b>	
Modifications autorisées selon le Règlement Technique. Seules les dimensions et cotes qui ne peuvent pas être modifiées doivent figurer sur la Fiche d'Homologation. Modification allowed according to the Technical Regulations. Only the dimensions and readings which may not be changed must be mentioned on the Homologation Form.			

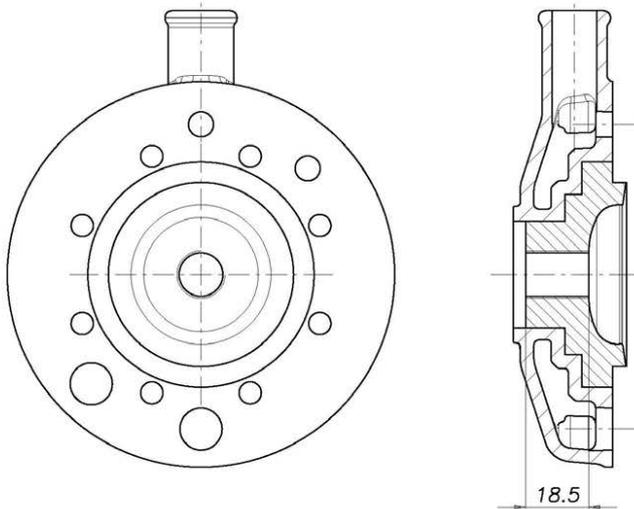
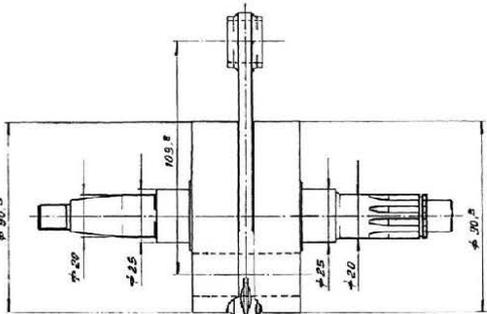
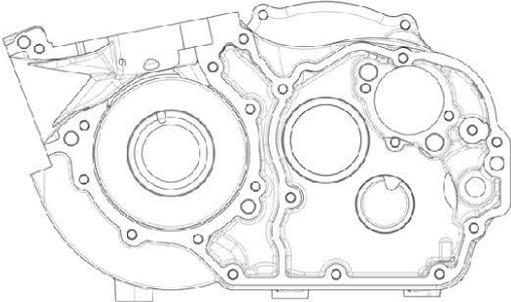
B	ANGLES D'OUVERTURE	B	OPENING ANGLES
De l'échappement	<i>Exhaust</i>	<b>199°</b>	Max

C	MATÉRIAU	C	MATERIAL
Cylindre	<i>Cylinder</i>		<b>ALLUMINIUM+NICASIL</b>
Culasse	<i>Cylinder head</i>		<b>ALLUMINIUM</b>
Carter	<i>Sump</i>		<b>ALLUMINIUM</b>
Bielle	<i>Connecting rod</i>		<b>STEEL</b>

DESSIN DU DÉVELOPPEMENT DU CYLINDRE		DRAWING OF THE CYLINDER DEVELOPMENT	
<p><math>\phi 54 \times \pi</math> SVILUPPO CANNA</p> 			
DESSIN DU PIED DU CYLINDRE	DRAWING OF THE CYLINDER BASE	VUE EN SECTION DU CYLINDRE	SECTION VIEW OF CYLINDER
			

Homologation N°

**23/M/21**

DESSIN DE LA CULASSE ET DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION		DRAWING OF THE CYLINDER HEAD AND OF THE COMBUSTION CHAMBER	
			
DESSIN DU VILEBREQUIN	DRAWING OF THE CRANKSHAFT	DESSIN INTÉRIEUR DU CARTER	DRAWING OF THE INSIDE OF SUMP
			

Homologation N°

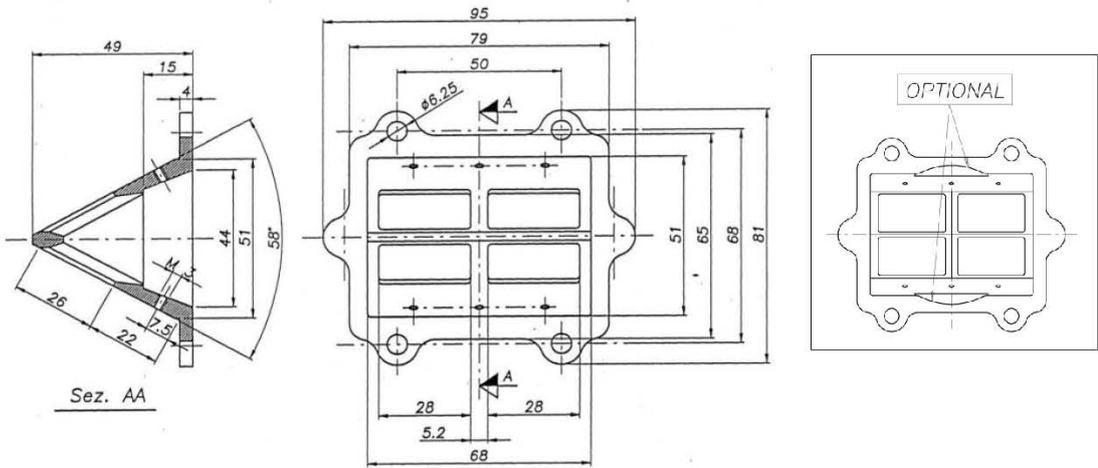
**23/M/21**

PHOTO DE L'ARRIÈRE DU MOTEUR	PHOTO OF THE BACK OF THE ENGINE	PHOTO DE L'AVANT DU MOTEUR	PHOTO OF THE FRONT OF ENGINE
			
PHOTO DU MOTEUR PARTIE SUPÉRIEURE	PHOTO OF THE ENGINE TAKEN FROM ABOVE	PHOTO DU MOTEUR PARTIE INFÉRIEURE	PHOTO OF THE ENGINE TAKEN FROM BELOW
			

PHOTO DU PIED DU CYLINDRE	PHOTO OF THE BASE OF THE CYLINDER	PHOTO DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION	PHOTO OF COMBUSTION CHAMBER
			
PHOTO DU CARTER ( CÔTÉ JOINT )	PHOTO OF THE SUMP ( GASKET FACE )	PHOTO D'UNE PARTIE INTÉRIEURE DU CARTER	PHOTO OF AN INTERNAL PART OF THE SUMP
			

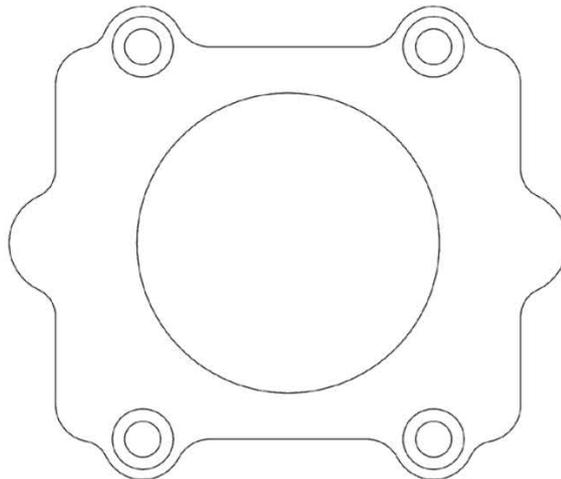
DESSIN DE LA BOÎTE À CLAPETS

DRAWING OF REED VALVE



DESSIN DU COUVERCLE DE LA BOÎTE À CLAPETS

DRAWING OF REED VALVE COVER



Homologation N°

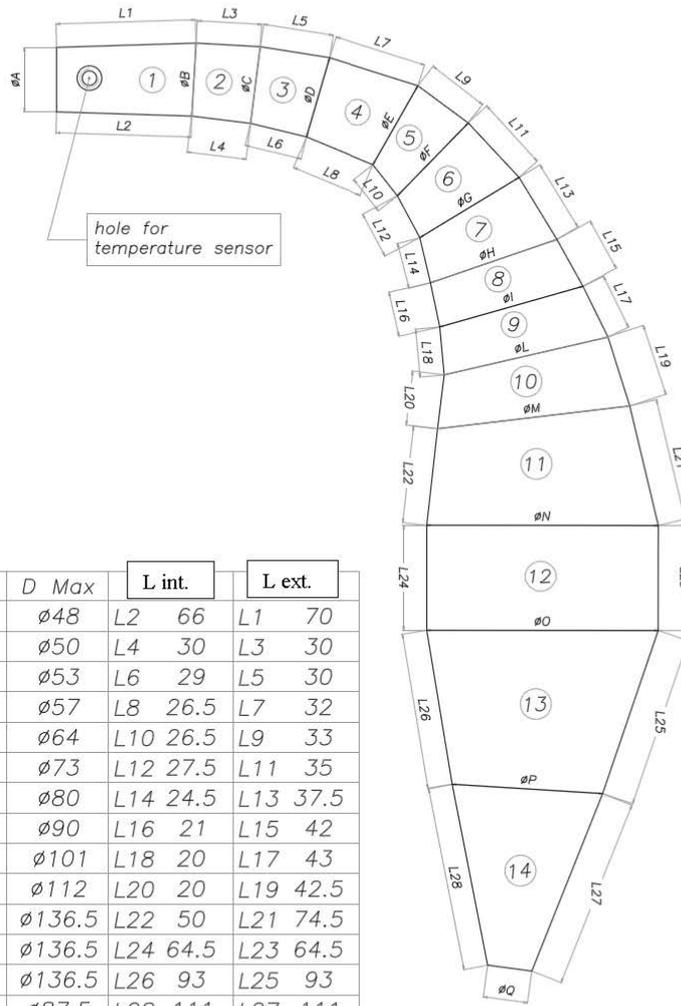
**23/M/21**

BOÎTE DE VITESSES		GEARBOX	
Couple primaire		<i>Primary coupling</i>	
		<b>19/75</b>	
Rapports de boîte de vitesses		<i>Gearbox ratios</i>	
Vitesse	Arbre primaire	Arbre secondaire	Relevé des valeurs obtenues après trois tours moteur
<i>Gear</i>	<i>Primary shaft</i>	<i>Secondary shaft</i>	<i>Reading of values obtained after three engine revs</i>
1 <sup>ère</sup> /1 <sup>st</sup>	<b>13</b>	<b>33</b>	<b>107.8°</b>
2 <sup>e</sup> /2 <sup>nd</sup>	<b>16</b>	<b>29</b>	<b>151.0°</b>
3 <sup>e</sup> /3 <sup>rd</sup>	<b>18</b>	<b>27</b>	<b>182.4°</b>
4 <sup>e</sup> /4 <sup>th</sup>	<b>22</b>	<b>27</b>	<b>222.9°</b>
5 <sup>e</sup> /5 <sup>th</sup>	<b>22</b>	<b>23</b>	<b>261.7°</b>
6 <sup>e</sup> /6 <sup>th</sup>	<b>27</b>	<b>25</b>	<b>295.5°</b>

PHOTOS DE L'ÉCHAPPEMENT	PHOTOS OF THE EXHAUST
	

DESCRIPTIONS TECHNIQUES		TECHNICAL DESCRIPTIONS	
Poids en gr		Weight in gr	<b>1109</b>
Volume in cm <sup>3</sup>		Volume in cc	<b>4018</b>
			Minimum
			+/-5 %

DESSINS TECHNIQUES	TECHNICAL DRAWINGS
Contenant toutes les informations permettant de construire cet échappement.	Including all the information necessary to build this exhaust.



PARTE	D min	D Max	L int.		L ext.	
1	ø43.7	ø48	L2	66	L1	70
2	ø48	ø50	L4	30	L3	30
3	ø50	ø53	L6	29	L5	30
4	ø53	ø57	L8	26.5	L7	32
5	ø57	ø64	L10	26.5	L9	33
6	ø64	ø73	L12	27.5	L11	35
7	ø73	ø80	L14	24.5	L13	37.5
8	ø80	ø90	L16	21	L15	42
9	ø90	ø101	L18	20	L17	43
10	ø101	ø112	L20	20	L19	42.5
11	ø112	ø136.5	L22	50	L21	74.5
12	ø136.5	ø136.5	L24	64.5	L23	64.5
13	ø87.5	ø136.5	L26	93	L25	93
14	ø26	ø87.5	L28	111	L27	111

**AN12.2. Ficha de homologación del silencioso de aspiración.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**19/SA/18**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**SILENCIEUX D'ASPIRATION / INTAKE SILENCER**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	Righetti Ridolfi
Marque	<i>Make</i>	Righetti Ridolfi
Modèle	<i>Model</i>	NOX D.30
Catégories	<i>Categories</i>	KZ & SKF
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	9 ans / 9 years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	3

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du silencieux d'aspiration au moment de l'homologation CIK-FIA et du test d'homologation. Le Constructeur a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the intake silencer at the moment of the CIK-FIA homologation and of the homologation test. The Manufacturer may modify them, but only within the limits fixed by the CIK-FIA regulations in force.



PHOTO DE L'AVANT  
PHOTO OF THE FRONT

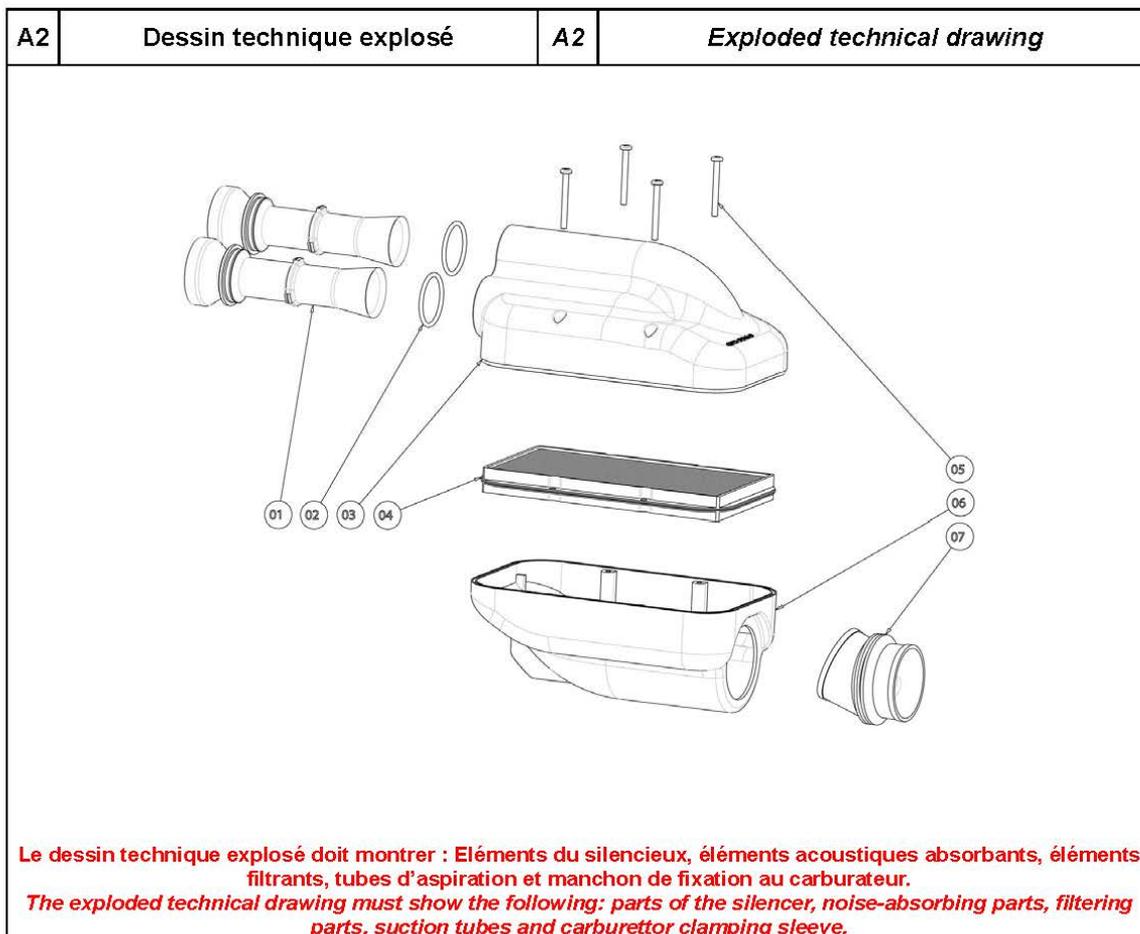


PHOTO DE CÔTÉ  
PHOTO OF THE SIDE

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

A	DESCRIPTIONS TECHNIQUES	A	TECHNICAL DESCRIPTIONS
	Volume en cm <sup>3</sup>	Volume in cc	3922cm <sup>3</sup> +/-2%
	Matériau	Material	POLIPROPILENE
	Nombre d'ouvertures d'admission d'air	Number of air intake openings	2
	Longueur des conduits d'admission	Length of the inlet ducts	100mm +/-2% (≥98mm)
	Diamètre des conduits d'admission	Diameter of the inlet ducts	30mm max.
	Surface de l'élément filtrant intérieur	Surface of the internal filter	255cm <sup>2</sup> +/-2% (≥200cm <sup>2</sup> )
	Épaisseur de l'élément filtrant	Thickness of the internal filter	22mm -10%

A1	Dessin technique [dimensions d'encombrement – diamètre du (des) tube(s) d'admission – diamètre de la fixation au carburateur]	A1	Technical drawing [main external dimensions – diameter of the inlet tube(s) – diameter of the fixation to the carburettor]



N°	DÉSIGNATION	DESIGNATION	Référence catalogue Catalogue reference number
01	Tubes d'Aspiration D.30mm	Suction Tubes D.30mm	KE066
02	O-Ring	O-Ring	KE067
03	Corps filtre supérieur	Upper body filter	ZZKE006
04	Filtre	Filter	KE068
05	Vis M5x50mm	Screw M5x50mm	KVP05050S
06	Corps filtre côté moteur	Engine side body filter	ZZKE007
07	Raccord en caoutchouc	Rubber Connector	K070
L'élément N.03 peut être tourné à 180°			
The element n.3 can be rotated 180°			

COMPLÉMENT À LA FICHE D'HOMOLOGATION  
SUPPLEMENT TO THE HOMOLOGATION FORM

Homologation N°

19/SA/18  
02/01/SUP

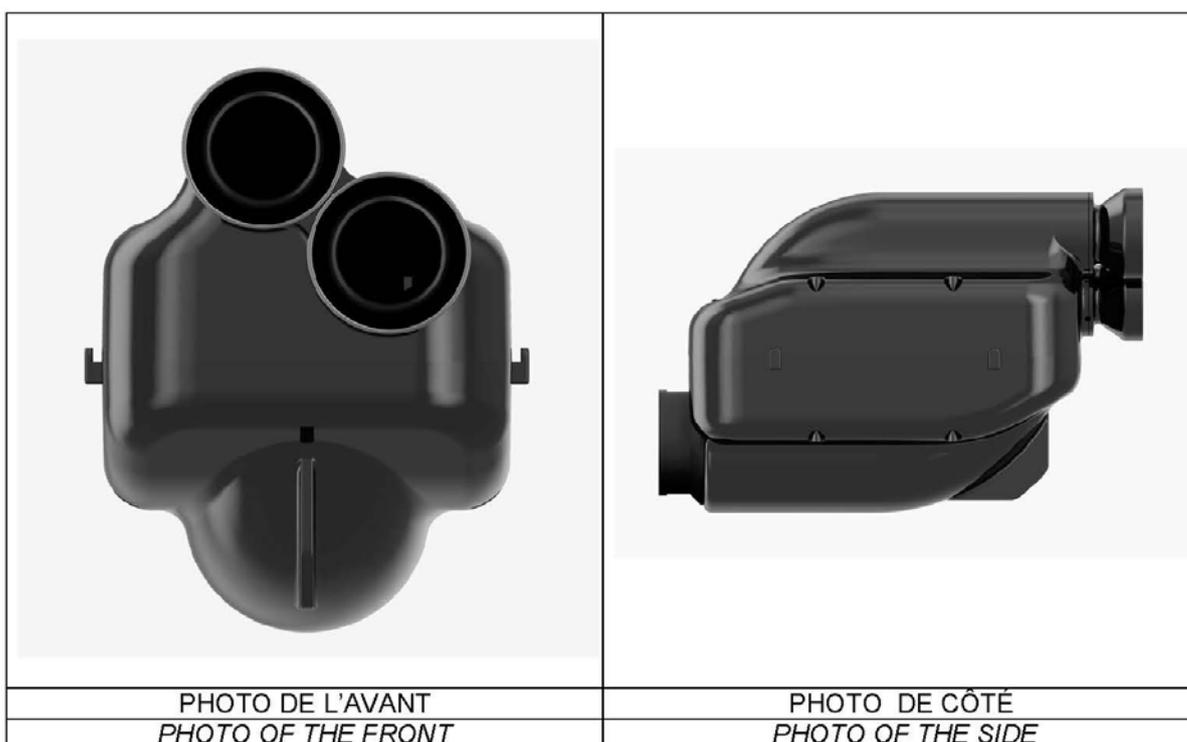


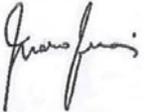
COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING – FIA

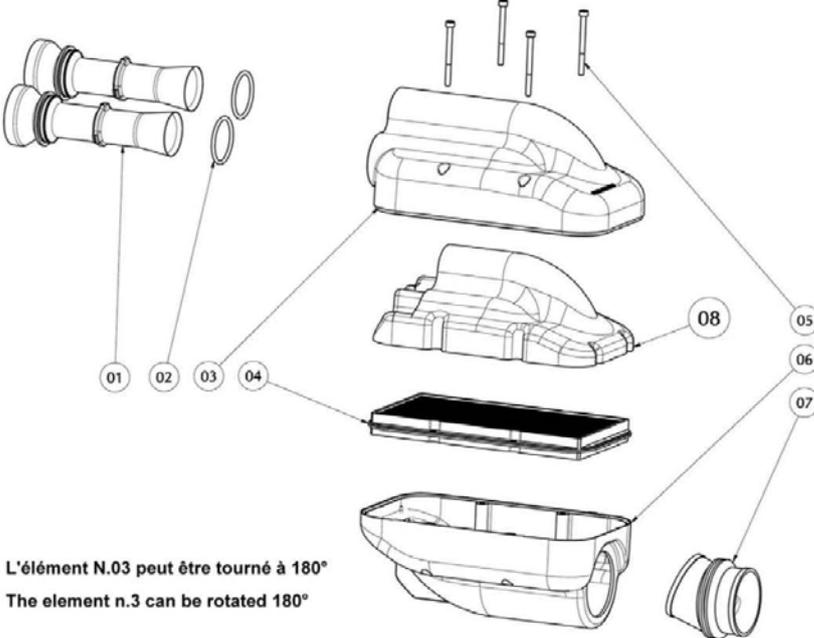


SILENCIEUX D'ASPIRATION / INTAKE SILENCER

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	Righetti Ridolfi S.p.A.
Marque	<i>Make</i>	Righetti Ridolfi
Modèle	<i>Model</i>	NOX D.30
Catégories	<i>Categories</i>	KZ
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	2



Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>
 	 

A2	Dessin technique explosé	A2	Exploded technical drawing
 <p data-bbox="454 1126 778 1182">L'élément N.03 peut être tourné à 180° The element n.3 can be rotated 180°</p>			
<p data-bbox="292 1285 1458 1382"><b>Le dessin technique explosé doit montrer : Eléments du silencieux, éléments acoustiques absorbants, éléments filtrants, tubes d'aspiration et manchon de fixation au carburateur.</b> <b>The exploded technical drawing must show the following: parts of the silencer, noise-absorbing parts, filtering parts, suction tubes and carburettor clamping sleeve.</b></p>			

N°	DÉSIGNATION	DESIGNATION	Référence catalogue Catalogue reference number
01	Tubes d'Aspiration D.30mm	Suction Tubes D.30mm	ZZKE013
02	O-Ring	O-Ring	KE067
03	Corps filtre supérieur	Upper body filter	ZZKE006
04	Filtre	Filter	ZZKE011
05	Vis M5	Screw M5	KVP05050S
06	Corps filtre côté moteur	Engine side body filter	ZZKE007
07	Raccord en caoutchouc	Rubber Connector	K070
08	Eléments acoustiques absorbants	Noise-absorbing parts	KE062

**AN12.3. Ficha de homologación del silencioso de escape.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**3/EX-SI/22**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**SILENCIEUX D'ÉCHAPPEMENT / EXHAUST SILENCER**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>ELTO Racing srl</b>
Marque	<i>Make</i>	<b>ELTO Racing</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>OVS</b>
Catégories	<i>Categories</i>	Boîte de Vitesse/Gearbox

Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	9 ans / 9 years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	3

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du silencieux d'échappement au moment de l'homologation CIK-FIA et du test d'homologation. Le Constructeur a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the exhaust silencer at the moment of the CIK-FIA homologation and of the homologation test. The Manufacturer may modify them, but only within the limits fixed by the CIK-FIA regulations in force.



PHOTO DE L'AVANT  
PHOTO OF THE FRONT



PHOTO DE CÔTÉ  
PHOTO OF THE SIDE

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>
	



A	DESCRIPTIONS TECHNIQUES	A	TECHNICAL DESCRIPTIONS
	Masse totale du silencieux		Total mass of the silencer
	Matériau du corps principal		Material of the body
	Longueur utile du silencieux		Usefull length of the silencer
	Type de matériau absorbant		Type of absorbing material
	Masse de l'élément absorbant		Mass of absorbing element
	Epaisseur de l'élément absorbant		Thickness of absorbing element
	Durée de vie du matériau absorbant		Service life of absorbing material
			<b>2400gr +/-2%</b>
			<b>METALLIC</b>
			<b>500mm +/-2% (e500mm)</b>
			<b>Lana Ecologica</b>
			<b>550gr +/-5%</b>
			<b>30mm +/-5% (&gt;30mm)</b>
			<b>We recommend that you review after 300 liters of mixture</b>

A1	Dessin technique [Contenant toutes les dimensions permettant de construire ce silencieux]	A1	Technical drawing [Including all dimensions necessary to build this silencer]



A2	Dessin technique explosé	A2	Exploded technical drawing
<p><b>Le dessin technique explosé doit montrer tous les éléments du silencieux.</b>  <b>The exploded technical drawing must show all parts of the silencer.</b></p>			

N°	DÉSIGNATION	DESIGNATION	Référence catalogue Catalogue reference number
1	corps principal	main body	001-OVS/14
2	baril perforé	perforated barrel	002-OVS/14
3	cartouche phono absorbant	phono cartridge absorbent	003-OVS/14
4	fond silencieux de côté	bottom entry	004-OVS/14
5	brancher le côté d'échappement	bottom outlet	005-OVS/14
6	rivets de fixation fonds	rivets fastening bottoms	006-OVS/14



**AN12.4. Ficha de homologación del chasis.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°  
**24/CH/17**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**CADRE DU CHÂSSIS / CHASSIS FRAME**

Marque	<i>Make</i>	<b>BIREL</b>
Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>BIREL</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>RY32</b>
Catégorie	<i>Category</i>	<b>KF4 – KF3 – KF2 – KZ2</b>
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	<b>6 ans / years</b>
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	<b>4</b>

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du cadre du châssis au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Constructeur a la possibilité de les modifier par extension, mais seulement dans les limites fixées par le Règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the chassis frame at the moment of the CIK-FIA homologation. The Manufacturer may modify them by Extension, but only within the limits set by the CIK-FIA Regulations in force.*

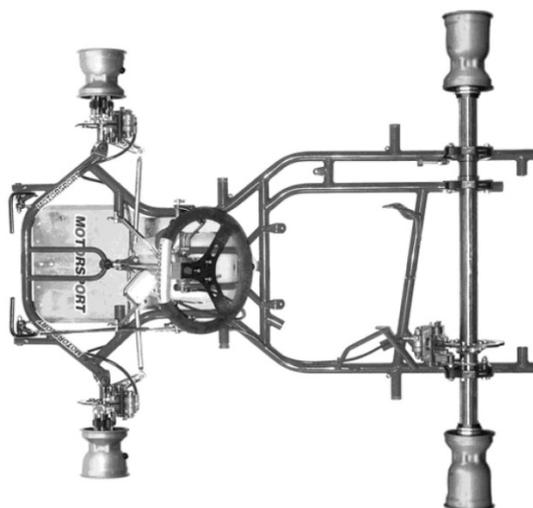
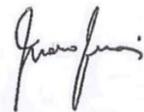


PHOTO VUE DE DESSUS DU CHÂSSIS COMPLET IDENTIQUE À L'UN DES MODÈLES PRÉSENTÉS À L'HOMOLOGATION SANS PARE-CHOC, CARROSSERIE, SIÈGE, NI PNEUMATIQUES

PHOTO FROM ABOVE OF COMPLETE CHASSIS IDENTICAL TO ONE OF THE MODELS SUBMITTED FOR HOMOLOGATION WITHOUT BUMPERS, BODYWORK, SEAT OR TYRES

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>
 	 

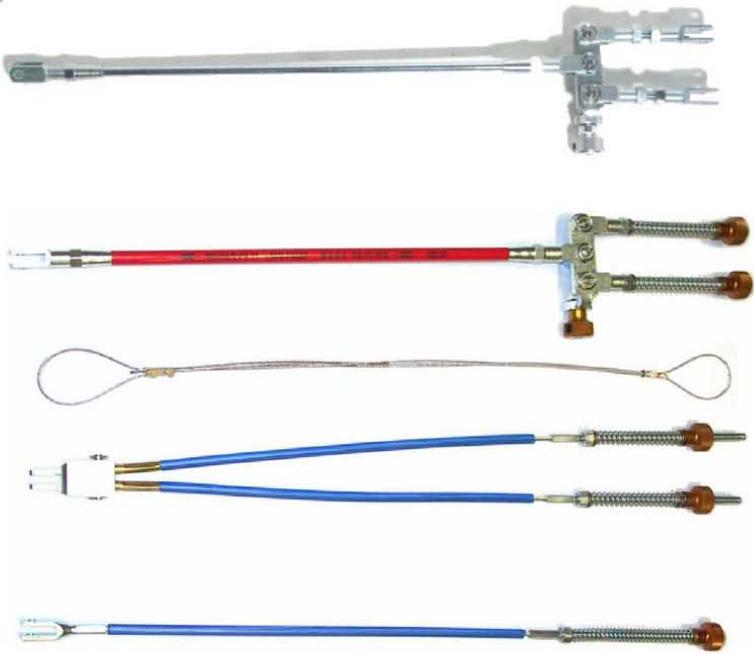
A	A
<p>DESSIN TECHNIQUE DU CADRE - Échelle 1:10</p>	<p>TECHNICAL DRAWING OF FRAME – Scale 1:10</p>
<p>Le dessin technique sert pour identifier la structure et la géométrie principale du cadre. (dimensions et numérotation des tubes selon tableau section B)  <i>The technical drawing is used for the identification of the structure and the main geometry of the frame. (dimensions and tubes numbering according table in section B)</i></p>	
<p>Dans le cas où l'axe de la fusée n'est pas rattaché directement à au moins un point du cadre, la cote hors-tout de la/des pièce(s) principale(s) du châssis doit figurer sur la Fiche d'Homologation.  <i>In the case where the knuckle axle is not directly attached to at least one point of the frame, the overall dimension of the main part(s) of the chassis must be mentioned on the Homologation Form.</i></p>	
<p>Représenter seulement les tubes principaux de la structure et les attaches supportant les fusées et les barres de rigidification nécessitant informations et dimensions à la section B  <i>Only show tubes from the structure and fixations sustaining the stub axles and the stiffening bars that require details and dimensions as featured in section B</i></p>	
<p>VUE DE DESSUS / VIEW FROM ABOVE</p>	
<p>VUE DE CÔTÉ / SIDE VIEW</p>	

B	COTES	B	DIMENSIONS
1. Cadre	1. Frame	Données	Tolérances
		Data	Tolerances
A= Empattement mesures fixes	A= Wheel base fixed measurements	1045	<b>+/- 10mm</b>
B= Tubes principaux de la structure, diamètre minimum 21mm, d'une longueur supérieure à 150mm, à l'exception des tubes d'un diamètre inférieur à 21mm et tous les supports pour les accessoires.	B= Main tubes of the structure, minimum diameter of 21mm, length over 150mm, except tubes with a diameter of less than 21mm and all the supports for the accessories.	1) 32 2) 32 3) 32 4) 32 5) 32 6) 32	+/- 0.5mm +/- 0.5mm +/- 0.5mm +/- 0.5mm +/- 0.5mm +/- 0.5mm +/- 0.5mm
C = Nombre de courbes dans les tubes de Ø supérieur à 21mm	C = Number of bends on the tubes with a diameter greater than 21mm.	9	—
D = Nombre de tubes ayant un Ø supérieur à 21mm	D = Number of tubes with a diameter greater than 21mm	6	—
E = Largeur avant extérieure	E = Outer front width	725	+/- 10mm
F = Largeur arrière extérieure	F = Outer rear width	650	+/- 10mm
<b>G1 = Porte-à-faux arrière des tubes principaux (obligatoire)</b>	<b>G1 = Rear overhang for the main tubes (mandatory)</b>	<b>210</b>	<b>+/- 15mm</b>
<b>G2 = Porte-à-faux avant du tube principal</b>	<b>G2 = Front overhang for the main tube</b>	<b>255</b>	<b>+/- 10mm</b>
<i>Remarque / Remark:</i> Dans les points B, C et D, seuls les tubes principaux d'une longueur supérieure à 150 mm sont à prendre en considération à l'exclusion tous les supports pour accessoires. <i>In points B, C and D, only the main tubes of a length of more than 150 mm are to be taken into consideration, excluding all supports for accessories.</i>			

C	PHOTO DU MARQUAGE DU NUMERO D'HOMOLOGATION	C	PHOTO OF THE HOMOLOGATION NUMBER MARKING
			
<p><b>Le marquage indiqué sur le tube transversal arrière doit rester clairement visible en permanence</b>  <b>The marking located on the rear strut must be clearly visible at all times</b></p>			

Homologation N°

**24/CH/17**

d	PHOTO DE LA COMMANDE DE FREINAGE	d	PHOTO OF BRAKE CONTROL CABLE
			
<p><b>La commande de freinage doit être isolée du châssis et montrer la double commande</b>  <b><i>The brake control must be separated from chassis and show the double linkage</i></b></p>			

**AN12.5. Ficha de homologación de neumáticos para carrera “en seco”.**

FICHE D’HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM

Homologation N°

21/P/16



COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA



**PNEUMATIQUE / TYRE**

Manufacturier	<i>Tyre Manufacturer</i>	VEGA S.p.A.
Marque	<i>Make</i>	VEGA
Modèle	<i>Model</i>	SLICK XM 10x4.60-5
Catégorie	<i>Category</i>	GROUPE 1&2 / GROUP 1&2
Durée de l’homologation	<i>Validity of the homologation</i>	3 ans / 3 years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	4
Nombre de pages annexes	<i>Number of appended pages</i>	

La présente Fiche d’Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l’homologation CIK-FIA. Le Manufacturier a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the time of the CIK-FIA homologation. The TyreManufacturer may modify them, but only within the limits laid down by the CIK-FIA regulations in force.*

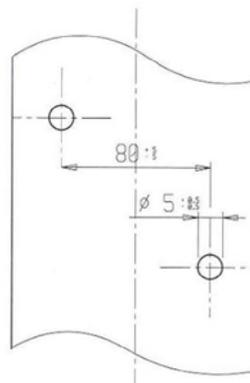


PHOTO DU PNEU MONTÉ SUR LA JANTE  
PHOTO OF THE TYRE FITTED TO THE RIM

DESSIN DE LA BANDE DE ROULEMENT  
TREAD DESIGN DRAWING

Signature et tampon de l’ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

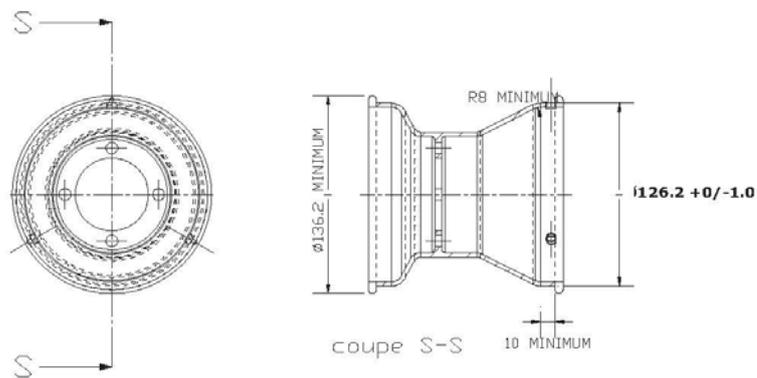
DESCRIPTIONS TECHNIQUES		TECHNICAL DESCRIPTIONS				
Sous une température de 23°C +/- 2°C, avec une humidité de 50% +/-5%		At a temperature of 23°C +/- 2°C and with a humidity of 50% +/-5%				
Pt	Descriptions	Descriptions	Valeurs		Tolérances	
1	Dimensions	Dimensions	10x4.60-5		-	
2	Désignation du mélange	Tread compound designation	XM		-	
3	Pression de service	Service pressure	0,7 bar		+/- 0,3 bar	
4	Pression de gonflage maximum	Maximum inflation pressure	4 bar		Max	
5	Capacité de charge maximum	Maximum load capacity	100 Kg		Max	
6	Vitesse maximale	Maximum speed	200 Km/h		Max	
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg)	Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)	2 – 17		+/- 1 +/- 2	
8	Rigidité latérale et verticale pour SK et ICE (sous charge de 50 kg)	Lateral and vertical stiffness for SK& ICE (under 50 kgload)	-		+/- 1 +/- 2	
9	Profondeur du profil	Depth of tread	3,8 mm		+/- 0,5 mm	
10	Poids en grammes	Weight in grams	1100		+/- 10 %	
11	Nombre de plis	Numbers of plies	2		-	
12	Épaisseur de la bande de roulement	Tread thickness	5 mm		+/- 1,0 mm	
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu	Number of tread wear indicators	6		-	
14	Matériel de la carcasse	Carcass material	Polyestere		-	
15	Angle de tissage de la toile du pneu	Angle of tyre canvass	32°		+/- 3°	
16	Type du fil de tissage (selon ISO)	Canvass thread type (According to ISO)	1670		-	
17	Pneu tubeless	Tubeless tyre	YES		-	
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48/94 – 2 échantillons de 2mm d'épaisseur)	Superficial tread hardness (ISO 48/94 – 2 samples of 2mm thickness)	39		+/- 5 DIDC - IRHD	
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2005 – éprouvette type 3)	Tensile stress-strain (ISO 37:2005 – type 3 sample)	At 100%	At 300%	At 100%	At 300%
			0,9	4,6	+/- 0.5MPa	+/- 0.8MPa
20	Classification (selon ISO 37:2005 – 300%)	Classification (according to ISO 37:2005 – 300%)	PRIME (medium)		OPTION (hard)	

Homologation N°

**21/P/16**

B	DESSIN EN SECTION TRANSVERSALE ET MESURES DU PNEU MONTÉ SUR UNE JANTE	B	DRAWING OF CROSS SECTION AND DIMENSIONS OF TYRE FITTED TO A RIM	
			Tolérances <i>Tolerances</i>	
			mm	mm
			Diam. 126,2	+ 0 - 1
			Diam. 260	+/- 6
			120	+/- 3
			133	+/- 5
			105	+/- 5
Remarques <i>Comments</i>				

**Jante 5" standardisée / Standardised 5" rim**



Copyright © 2010 by SAE International

C	PHOTOS ET INSCRIPTIONS	Seules les inscriptions qui ne changeront pas tout au long de la fabrication sont reportées ci-dessous.		
C	PHOTOS AND INSCRIPTIONS	Only inscriptions which will not change during production are mentioned below.		
Photo du flanc extérieur du pneu Photo of tyre external side wall		Inscriptions sur le flanc extérieur du pneu Inscriptions on tyre external side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA (printed)		
		KART >>	9,5	3
		10x4.60-5	6,5	3
	Max inflation pressure 4 bar	3,8	1	
Photo du flanc intérieur du pneu Photo of tyre internal side wall		Inscriptions sur le flanc intérieur du pneu Inscriptions on tyre internal side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA	13	3 / 8
		10x4.60-5	6,5	3
		XM	9,5	3,5
		CIK F/Z	6,5	2,5
		Prime	4,5	2
		made in Italy	3,8	1
		For racing purpose only	3,8	1
tubeless	3,8	1		

FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM

Homologation N°

22/P/16



COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA



PNEUMATIQUE / TYRE

Manufacturier	<i>Tyre Manufacturer</i>	VEGA S.p.A.
Marque	<i>Make</i>	VEGA
Modèle	<i>Model</i>	SLICK XM 11x7.10-5
Catégorie	<i>Category</i>	GROUPE 1&2 / GROUP 1&2
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	3 ans / 3 years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	4
Nombre de pages annexes	<i>Number of appended pages</i>	

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Manufacturier a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the time of the CIK-FIA homologation. The TyreManufacturer may modify them, but only within the limits laid down by the CIK-FIA regulations in force.*

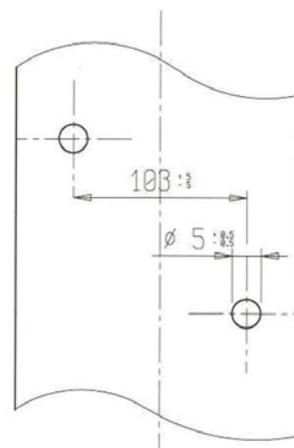
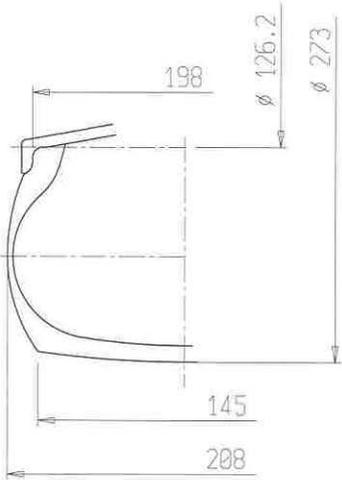


PHOTO DU PNEU MONTÉ SUR LA JANTE <i>PHOTO OF THE TYRE FITTED TO THE RIM</i>	DESSIN DE LA BANDE DE ROULEMENT <i>TREAD DESIGN DRAWING</i>
--------------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------

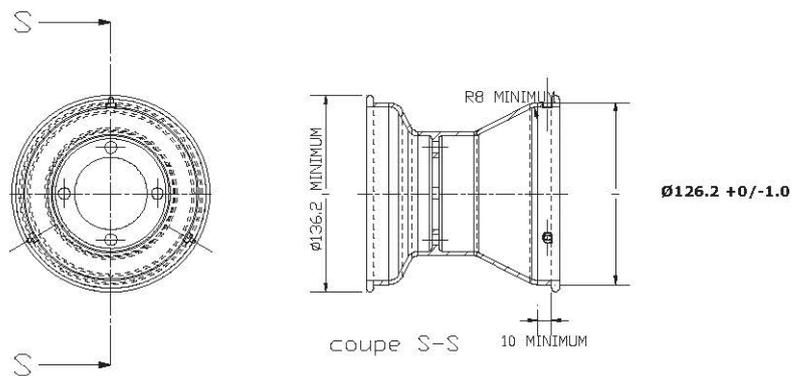
Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>
-----------------------------------------------------------------------	--------------------------------------------------------------------------------

--	--

DESCRIPTIONS TECHNIQUES		TECHNICAL DESCRIPTIONS				
Sous une température de 23°C +/- 2°C, avec une humidité de 50% +/-5%		At a temperature of 23°C +/- 2°C and with a humidity of 50% +/-5%				
Pt	Descriptions	Descriptions	Valeurs		Tolérances	
1	Dimensions	<i>Dimensions</i>	11 x 7.10 - 5		-	
2	Désignation du mélange	<i>Tread compound designation</i>	XM		-	
3	Pression de service	<i>Service pressure</i>	0,7 bar		+/- 0,3 bar	
4	Pression de gonflage maximum	<i>Maximum inflation pressure</i>	4 bar		Max	
5	Capacité de charge maximum	<i>Maximum load capacity</i>	100 Kg		Max	
6	Vitesse maximale	<i>Maximum speed</i>	200 Km/h		Max	
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg)	<i>Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)</i>	1,0 – 19		+/- 1 +/- 2	
8	Rigidité latérale et verticale pour SK et ICE (sous charge de 50 kg)	<i>Lateral and vertical stiffness for SK&amp; ICE (under 50 kgload)</i>	-		+/- 1 +/- 2	
9	Profondeur du profil	<i>Depth of tread</i>	3,8 mm		+/- 0,5 mm	
10	Poids en grammes	<i>Weight in grams</i>	1620		+/- 10 %	
11	Nombre de plis	<i>Numbers of plies</i>	2		-	
12	Épaisseur de la bande de roulement	<i>Tread thickness</i>	4,5 mm		+/- 1,0 mm	
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu	<i>Number of tread wear indicators</i>	6		-	
14	Matériel de la carcasse	<i>Carcass material</i>	Polyestere		-	
15	Angle de tissage de la toile du pneu	<i>Angle of tyre canvass</i>	34°		+/- 3°	
16	Type du fil de tissage (Selon ISO)	<i>Canvass thread type (According to ISO)</i>	1670		-	
17	Pneu tubeless	<i>Tubeless tyre</i>	YES		-	
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48/94 – 2 échantillons de 2mm d'épaisseur)	<i>Superficial tread hardness (ISO 48/94 – 2 samples of 2mm thickness)</i>	38,8		+/- 5 DIDC - IRHD	
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2005 – éprouvette type 3)	<i>Tensile stress-strain (ISO 37:2005 – type 3 sample)</i>	At 100%	At 300%	At 100%	At 300%
			1,0	4,8	+/- 0.5MPa	+/- 0.8MPa
20	Classification (selon ISO 37:2005 – 300%)	<i>Classification (according to ISO 37:2005 – 300%)</i>	PRIME (medium)		OPTION (hard)	

B	DESSIN EN SECTION TRANSVERSALE ET MESURES DU PNEU MONTÉ SUR UNE JANTE	B	DRAWING OF CROSS SECTION AND DIMENSIONS OF TYRE FITTED TO A RIM	
			Tolérances <i>Tolerances</i>	
			mm	mm
			Diam. 126,2	+ 0 - 1
			Diam. 273	+/- 6
			198	+/- 3
			208	+/- 5
			145	+/- 5
Remarques <i>Comments</i>				

**Jante 5" standardisée / Standardised 5" rim**



C	PHOTOS ET INSCRIPTIONS	Seules les inscriptions qui ne changeront pas tout au long de la fabrication sont reportées ci-dessous.		
C	PHOTOS AND INSCRIPTIONS	Only inscriptions which will not change during production are mentioned below.		
Photo du flanc extérieur du pneu Photo of tyre external side wall		Inscriptions sur le flanc extérieur du pneu Inscriptions on tyre external side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA (printed)		
		KART >>	9,5	3
		11x7.10-5	6,5	3
	Max inflation pressure 4 bar	3,8	1	
Photo du flanc intérieur du pneu Photo of tyre internal side wall		Inscriptions sur le flanc intérieur du pneu Inscriptions on tyre internal side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA	13	3 / 8
		11x7.10-5	6,5	3
		XM	9,5	3,5
		CIK F/Z	6,5	2,5
		Prime	4,5	2
		made in Italy	3,8	1
		For racing purpose only	3,8	1
tubeless	3,8	1		

**AN12.6. Ficha de homologación de neumáticos para carrera “en mojado”.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**65 /P/10**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**PNEUMATIQUE / TYRE**

Manufacturier	<i>Tyre Manufacturer</i>	VEGA S.p.A.
Marque	<i>Make</i>	VEGA
Modèle	<i>Model</i>	RAIN W5 10x4.20-5
Catégorie	<i>Category</i>	GROUPE 1&2 / GROUP 1&2
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	3 ANS / YEARS
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	4
Nombre de pages annexes	<i>Number of appended pages</i>	

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Manufacturier a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the time of the CIK-FIA homologation. The Tyre Manufacturer may modify them, but only within the limits laid down by the CIK-FIA regulations in force.*

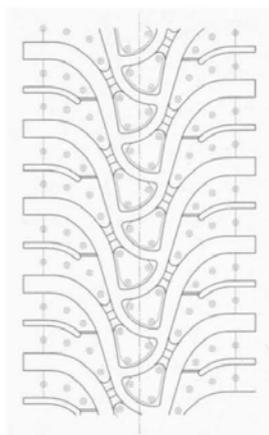


PHOTO DU PNEU MONTÉ SUR LA JANTE  
PHOTO OF THE TYRE FITTED TO THE RIM

DESSIN DE LA BANDE DE ROULEMENT  
TREAD DESIGN DRAWING

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

Homologation N°

**65 /P/10**

DESCRIPTIONS TECHNIQUES		TECHNICAL DESCRIPTIONS				
Sous une température de 23°C +/- 2°C, avec une humidité de 50% +/-5%		At a temperature of 23°C +/- 2°C and with a humidity of 50% +/-5%				
Pt	Descriptions	Descriptions	Valeurs		Tolérances	
1	Dimensions	Dimensions	10x4.20-5		-	
2	Désignation du mélange	Tread compound designation	W5		-	
3	Pression de service	Service pressure	0,9 bar		+/- 0,3 bar	
4	Pression de gonflage maximum	Maximum inflation pressure	4 bar		Max	
5	Capacité de charge maximum	Maximum load capacity	80 Kg		Max	
6	Vitesse maximale	Maximum speed	160 Km/h		Max	
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg)	Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)	1,5 – 16		+/- 1 +/- 2	
8	Rigidité latérale et verticale pour SK et ICE (sous charge de 50 kg)	Lateral and vertical stiffness for SK & ICE (under 50 kg load)	-		+/- 1 +/- 2	
9	Profondeur du profil	Depth of tread	5 mm		+/- 0,5 mm	
10	Poids en grammes	Weight in grams	1.100		+/- 10 %	
11	Nombre de plis	Numbers of plies	2		-	
12	Épaisseur de la bande de roulement	Tread thickness	6 mm		+/- 1,0 mm	
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu	Number of tread wear indicators	-		-	
14	Matériel de la carcasse	Carcass material	Nylon		-	
15	Angle de tissage de la toile du pneu	Angle of tyre canvass	32°		+/- 3°	
16	Type du fil de tissage (Selon ISO)	Canvass thread type (According to ISO)	940		-	
17	Pneu tubeless	Tubeless tyre	YES		-	
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48/94 – 2 échantillons de 2mm d'épaisseur)	Superficial tread hardness (ISO 48/94 – 2 samples of 2mm thickness)	33,5		+/- 5 DIDC - IRHD	
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2005 – éprouvette type 3)	Tensile stress-strain (ISO 37:2005 – type 3 sample)	At 100%	At 300%	At 100%	At 300%
			N/A	N/A	+/- 0.5 MPa	+/- 0.8 MPa
20	Classification (selon ISO 37:2005 – 300%)	Classification (according to ISO 37:2005 – 300%)	SOFT	MEDIUM	HARD	

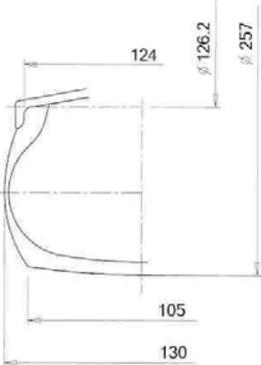
Copyright © 2007 by CIK-FIA. All rights reserved.  
site: homologation 10 105 42 WET.doc

2

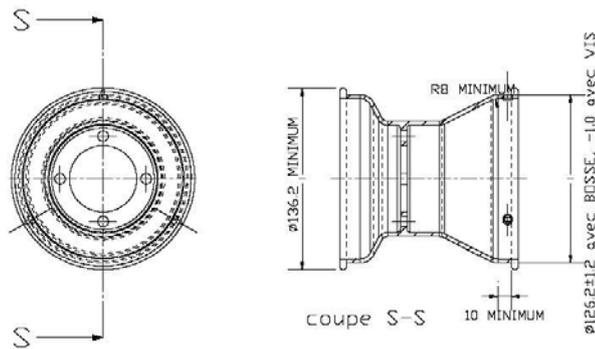
Macintosh HD: Users: gregor.Devilby: Guido...doc.pdf - VEGA 2008(01) GENRADO agreement

Homologation N°

**65 /P/10**

B	DESSIN EN SECTION TRANSVERSALE ET MESURES DU PNEU MONTÉ SUR UNE JANTE	B	DRAWING OF CROSS SECTION AND DIMENSIONS OF TYRE FITTED TO A RIM	
			Tolérances Tolerances	
			Diam. 126,2	+ 0 - 1
			Diam. 257	+/- 6
			124	+/- 2
			130	+/- 5
			105	+/- 5
			Remarques Comments	

**Jante 5" standardisée / Standardised 5" rim**



Copyright ©

©2010-2011



FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM

Homologation N°

19/P/16



COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA



PNEUMATIQUE / TYRE

Manufacturier	<i>Tyre Manufacturer</i>	VEGA S.p.A.
Marque	<i>Make</i>	VEGA
Modèle	<i>Model</i>	RAIN W5 11x6.00-5
Catégorie	<i>Category</i>	GROUPE 1&2 / GROUP 1&2
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	3 ans / 3 years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	4
Nombre de pages annexes	<i>Number of appended pages</i>	

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du pneumatique au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Manufacturier a la possibilité de les modifier seulement dans les limites fixées par le règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the tyre at the time of the CIK-FIA homologation. The TyreManufacturer may modify them, but only within the limits laid down by the CIK-FIA regulations in force.*

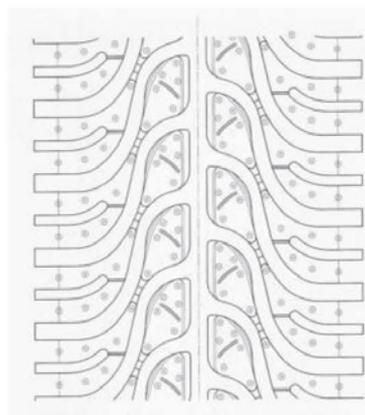


PHOTO DU PNEU MONTÉ SUR LA JANTE  
*PHOTO OF THE TYRE FITTED TO THE RIM*

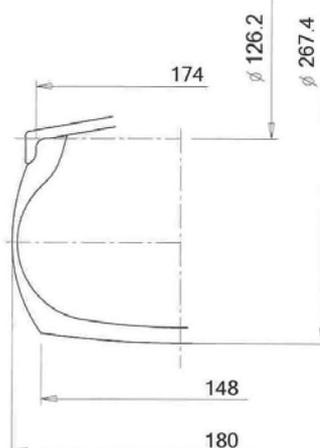
DESSIN DE LA BANDE DE ROULEMENT  
*TREAD DESIGN DRAWING*

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

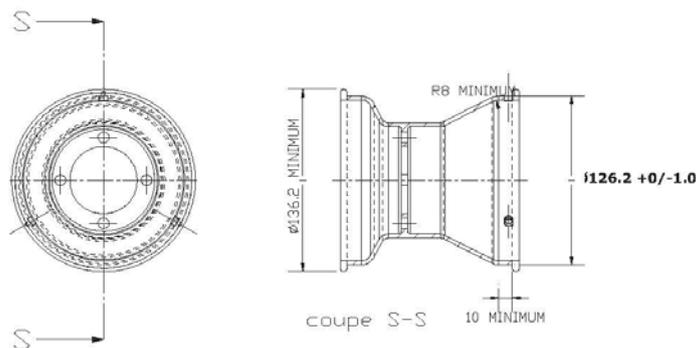
DESCRIPTIONS TECHNIQUES		TECHNICAL DESCRIPTIONS				
Sous une température de 23°C +/- 2°C, avec une humidité de 50% +/-5%		At a temperature of 23°C +/- 2°C and with a humidity of 50% +/-5%				
Pt	Descriptions	Descriptions	Valeurs		Tolérances	
1	Dimensions	Dimensions	11x6.00-5		-	
2	Désignation du mélange	Tread compound designation	W5		-	
3	Pression de service	Service pressure	0,9 bar		+/- 0,3 bar	
4	Pression de gonflage maximum	Maximum inflation pressure	4 bar		Max	
5	Capacité de charge maximum	Maximum load capacity	80 Kg		Max	
6	Vitesse maximale	Maximum speed	160 Km/h		Max	
7	Rigidité latérale et verticale (sous charge de 40 kg)	Lateral and vertical stiffness (under 40 kg load)	1,5 – 14		+/- 1 +/- 2	
8	Rigidité latérale et verticale pour SK et ICE (sous charge de 50 kg)	Lateral and vertical stiffness for SK& ICE (under 50 kgload)	-		+/- 1 +/- 2	
9	Profondeur du profil	Depth of tread	5 mm		+/- 0,5 mm	
10	Poids en grammes	Weight in grams	1360		+/- 10 %	
11	Nombre de plis	Numbers of plies	2		-	
12	Épaisseur de la bande de roulement	Tread thickness	6 mm		+/- 1,0 mm	
13	Nombre d'indicateurs d'usure du pneu	Number of tread wear indicators	-		-	
14	Matériel de la carcasse	Carcass material	Nylon		-	
15	Angle de tissage de la toile du pneu	Angle of tyre canvass	34°		+/- 3°	
16	Type du fil de tissage (Selon ISO)	Canvass thread type (According to ISO)	940		-	
17	Pneu tubeless	Tubeless tyre	YES		-	
18	Dureté superficielle de la bande de roulement (ISO 48/94 – 2 échantillons de 2mm d'épaisseur)	Superficial tread hardness (ISO 48/94 – 2 samples of 2mm thickness)	26,1		+/- 5 DIDC - IRHD	
19	Contrainte-déformation en traction (ISO 37:2005 – éprouvette type 3)	Tensile stress-strain (ISO 37:2005 – type 3 sample)	At 100%	At 300%	At 100%	At 300%
			N/A	N/A	+/- 0.5MPa	+/- 0.8MPa
20	Classification (selon ISO 37:2005 – 300%)	Classification (according to ISO 37:2005 – 300%)	PRIME (medium)		OPTION (hard)	

Homologation N°

**19/P/16**

B	DESSIN EN SECTION TRANSVERSALE ET MESURES DU PNEU MONTÉ SUR UNE JANTE	B	DRAWING OF CROSS SECTION AND DIMENSIONS OF TYRE FITTED TO A RIM
		Tolérances Tolerances	
		Diam. 126,2	+ 0 - 1
		Diam. 274	+/- 6
		174	+/- 2
		148	+/- 5
180	+/- 5		
		Remarques Comments	

**Jante 5" standardisée / Standardised 5" rim**



C	PHOTOS ET INSCRIPTIONS	Seules les inscriptions qui ne changeront pas tout au long de la fabrication sont reportées ci-dessous.		
C	PHOTOS AND INSCRIPTIONS	Only inscriptions which will not change during production are mentioned below.		
Photo du flanc extérieur du pneu Photo of tyre external side wall		Inscriptions sur le flanc extérieur du pneu Inscriptions on tyre external side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA (printed)		
		KART >>	9,5	3
		11x6.00-5	6,5	3
Max inflation pressure 4 bar	3,8	1		
Photo du flanc intérieur du pneu Photo of tyre internal side wall		Inscriptions sur le flanc intérieur du pneu Inscriptions on tyre internal side wall		
		Texte Text	Hauteur Height	Trait Stroke
			mm	mm
		VEGA	13	3/8
		11x6.00-5	6,5	3
		W5	9,5	3,5
		CIK	6,5	3
		made in Italy	3,8	1
		For racing purpose only	3,8	1
tubeless	3,8	1		

**AN12.7. Ficha de homologación de sistema de frenos.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**27/FR/17**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING - FIA**



**SYSTÈME DE FREINAGE / BRAKING SYSTEM**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>BIREL S.P.A</b>
Marque	<i>Make</i>	<b>FREE LINE</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>R-125</b>
Catégorie	<i>Category</i>	<b>Toutes / All</b>
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	<b>6 ans / years</b>
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	<b>4</b>

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions du système de freinage au moment de l'homologation CIK-FIA. Le Constructeur a la possibilité de les modifier, mais seulement dans les limites fixées par le Règlement CIK-FIA en vigueur.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions of the brake system at the moment of the CIK-FIA homologation. The Manufacturer may modify them, but only within the limits set by the CIK-FIA Regulations in force.*



**PHOTO VUE DE DESSUS DU SYSTÈME COMPLET ASSEMBLÉ  
PHOTO FROM ABOVE OF COMPLETE ASSEMBLED SYSTEM**

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

A	DESSIN TECHNIQUE DU SYSTÈME DE FREINAGE Dessin technique éclaté	A	TECHNICAL DRAWING OF BRAKING SYSTEM Exploded technical drawing
<p>Le dessin technique doit montrer : Maître-cylindre, régulateur, répartiteur, tuyaux, étriers, plaquettes et disques (numérotation selon table ci-dessous)                      The technical drawing must show the following: Master-cylinder, regulator, distributor, lines, calipers, pads and discs (with numbering according table below)</p>			

N°	DÉSIGNATION (en français)	DESIGNATION (in english)	Référence catalogue Catalogue reference number
1		BRAKE MASTER CYLINDER	10.10640.00
2		BRAKE TUBE	10.10639.00
3		REAR BRAKE CALIPER	10.10429.00
4		BRAKE PAD	10.10425.00
5		REAR BRAKE DISK	10.10492.00/10.10535.00
6		FRONT BRAKE DISK	20.10482.08
7		FRONT BRAKE CALIPER	10.10427.00/10.10428.00
8		BRAKE PAD	10.10425.00
9		BRAKE FRONT TUBE ASSY.	10.10532.00
10		BRAKE MASTER CYLINDER	10.10528.00
11		DISTRIBUTOR	10.10659.00

Homologation N°

**27 /FR/17**

B DESCRIPTION TECHNIQUE DU SYSTÈME DE FREINAGE		B TECHNICAL DESCRIPTION OF BRAKING SYSTEM		
Régulateur de freinage <i>Braking regulator</i>	<input checked="" type="checkbox"/> oui / yes <input type="checkbox"/> non / no	Emplacement <i>Location</i>		
	<b>Avant / Front</b>	<b>Arrière / Rear</b>		
Nombre de maîtres-cylindres <i>Number of master cylinders</i>	<b>1</b>		<b>1</b>	
Alésage Ø <i>Bore Ø</i>	<b>22</b> mm		<b>22</b> mm	
Nombre de pistons <i>Number of pistons</i>	<b>2</b>	Par étrier <i>Per caliper</i>	<b>4</b>	Par étrier <i>Per caliper</i>
Alésage Ø de l'étrier <i>Caliper bore Ø</i>	<b>25</b> mm		<b>25</b> mm	
Nombre de plaquettes <i>Number of pads</i>	<b>2</b>	Par étrier <i>Per caliper</i>	<b>4</b>	Par étrier <i>Per caliper</i>
Nombre d'étriers <i>Number of calipers</i>	<b>2</b>	Par roue <i>Per wheel</i>	<b>1</b>	
Matériau des étriers <i>Caliper material</i>	<b>Alluminium</b>		<b>Alluminium</b>	
Disques ventilés <i>Ventilated discs</i>	<input checked="" type="checkbox"/> oui / yes <input type="checkbox"/> non / no		<input checked="" type="checkbox"/> oui / yes <input type="checkbox"/> non / no	
Épaisseur du disque neuf <i>Thickness of new disc</i>	<b>12</b> mm	<b>+/- 1 mm</b>	<b>16</b> mm	<b>+/- 1 mm</b>
Ø extérieur du disque <i>External Ø of the disc</i>	<b>150</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>	<b>180/190</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>
Ø extérieur de frottement des plaquettes <i>External Ø of pads rubbing surface</i>	<b>146,5</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>	<b>177</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>
Ø intérieur de frottement des plaquettes <i>Internal Ø of pads rubbing surface</i>	<b>95,5</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>	<b>126</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>
Longueur hors-tout des plaquettes <i>Overall length of the pads</i>	<b>40</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>	<b>40</b> mm	<b>+/- 1.5 mm</b>

Photo du frein avant : étriers et disques seulement  
*Photo of front brake: calipers and discs only*

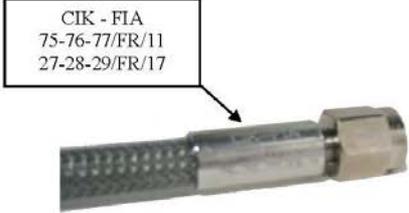


Photo du frein arrière : étrier(s) et disque(s) seulement  
*Photo of rear brake: caliper(s) and disc(s) only*



Homologation N°

**27 /FR/17**

PHOTO DU MARQUAGE DU NUMERO D'HOMOLOGATION PHOTO OF THE HOMOLOGATION NUMBER MARKING	
<b>Le marquage doit rester clairement visible en permanence The marking must be clearly visible at all times</b>	
Maitre-cylindre / Master-cylinder	Tuyaux / Lines
	
Etriers / Calipers	Plaquettes / Pads
	
Disques / Discs	Répartiteur / Distributor and/or Régulateur / Regulator
	

**AN12.8. Ficha de homologación del paragolpes delantero.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**30/CA/14**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING – FIA**



**CARENAGE AVANT / FRONT FAIRING**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>BIREL</b>
Marque	<i>Make</i>	<b>FREE LINE</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>FL09/14 - FAIRING</b>
Catégorie	<i>Category</i>	Toutes / All
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	6 ans / years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	3

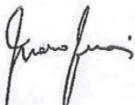
La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions au moment de l'homologation CIK-FIA.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions at the moment of the CIK-FIA homologation.*



PHOTOS VUE DE DEVANT, DE DESSUS ET DE COTÉ, DU CARENAGE AVANT AVEC SUPPORTS

PHOTO FROM FRONT, ABOVE AND SIDE OF FRONT FAIRING WITH SUPPORTS

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>
 	 

Homologation N°

**30/CA/14****CARÉNAGE AVANT AVEC SUPPORTS**

Dessin technique (dimensions d'encombrement – matériau, diamètre et épaisseur des tubes supports)

**FRONT FAIRING WITH SUPPORTS**

Technical drawing (fairing main external dimensions – supports material, diameter and wall thickness)

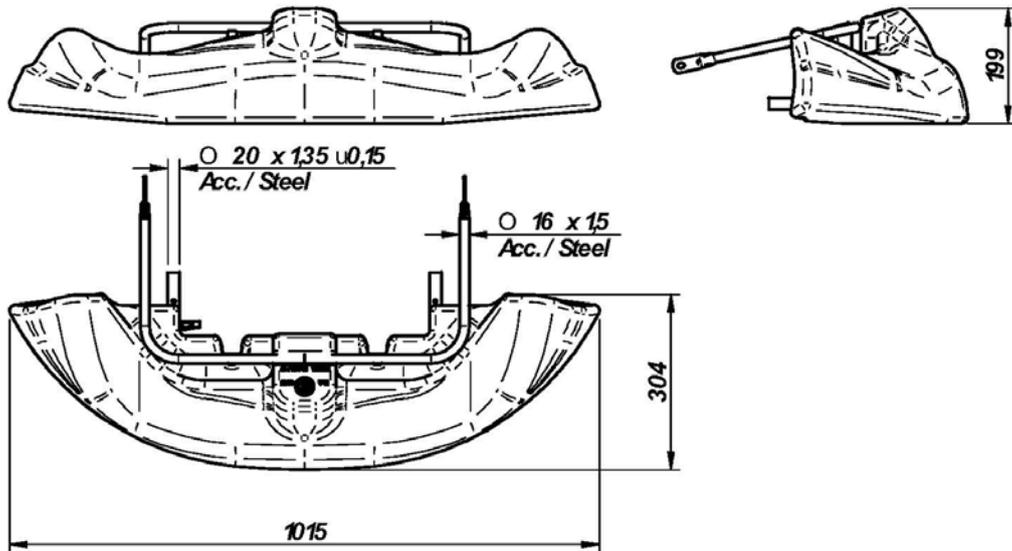
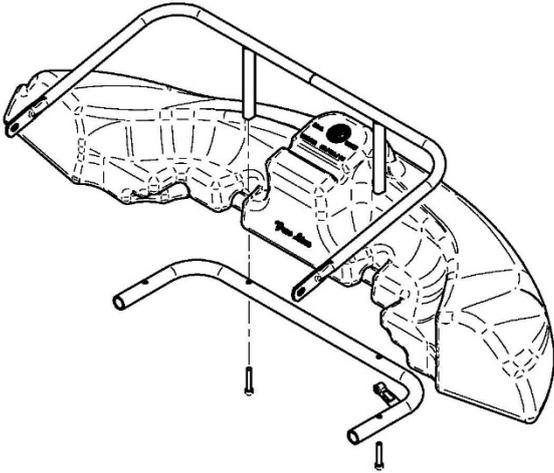


PHOTO (complet avec supports) / (complete with supports)



Homologation N°

**30/CA/14**

<p><b>FIXATION CARÉNAGE AVANT</b> Dessin technique éclaté</p>	<p><b>FRONT FAIRING ATTACHMENT</b> Exploded technical drawing</p>
	
<p>PHOTO DU MARQUAGE DU NUMERO D'HOMOLOGATION (et du logo CIK-FIA sur les éléments plastiques)</p>	<p>PHOTO OF THE HOMOLOGATION NUMBER MARKING (and of the CIK-FIA logo on the plastic parts)</p>
<p><b>Le marquage doit rester clairement visible en permanence</b> <b>The marking must be clearly visible at all times</b></p>	
<div style="display: flex; justify-content: space-around;">   </div>	

**AN12.9. Ficha de homologación del paragolpes trasero.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**33/CA/14**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING – FIA**



**PROTECTION ARRIERE / REAR PROTECTION**

Constructeur	Manufacturer	<b>BIREL</b>
Marque	Make	<b>FREE LINE</b>
Modèle	Model	<b>FL09/15 - REAR</b>
Catégorie	Category	Toutes / All
Durée de l'homologation	Validity of the homologation	6 ans / years
Nombre de pages	Number of pages	4

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions au moment de l'homologation CIK-FIA.

This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions at the moment of the CIK-FIA homologation.



PHOTOS VUE DE DERRIERE, DE DESSUS ET DE COTÉ, DE LA PROTECTION ARRIERE AVEC SES SUPPORTS

PHOTO FROM REAR, ABOVE AND SIDE OF REAR PROTECTION WITH ITS SUPPORTS

Signature et tampon de l'ASN Signature and stamp of the ASN	Signature et tampon de la CIK-FIA Signature and stamp of the CIK-FIA

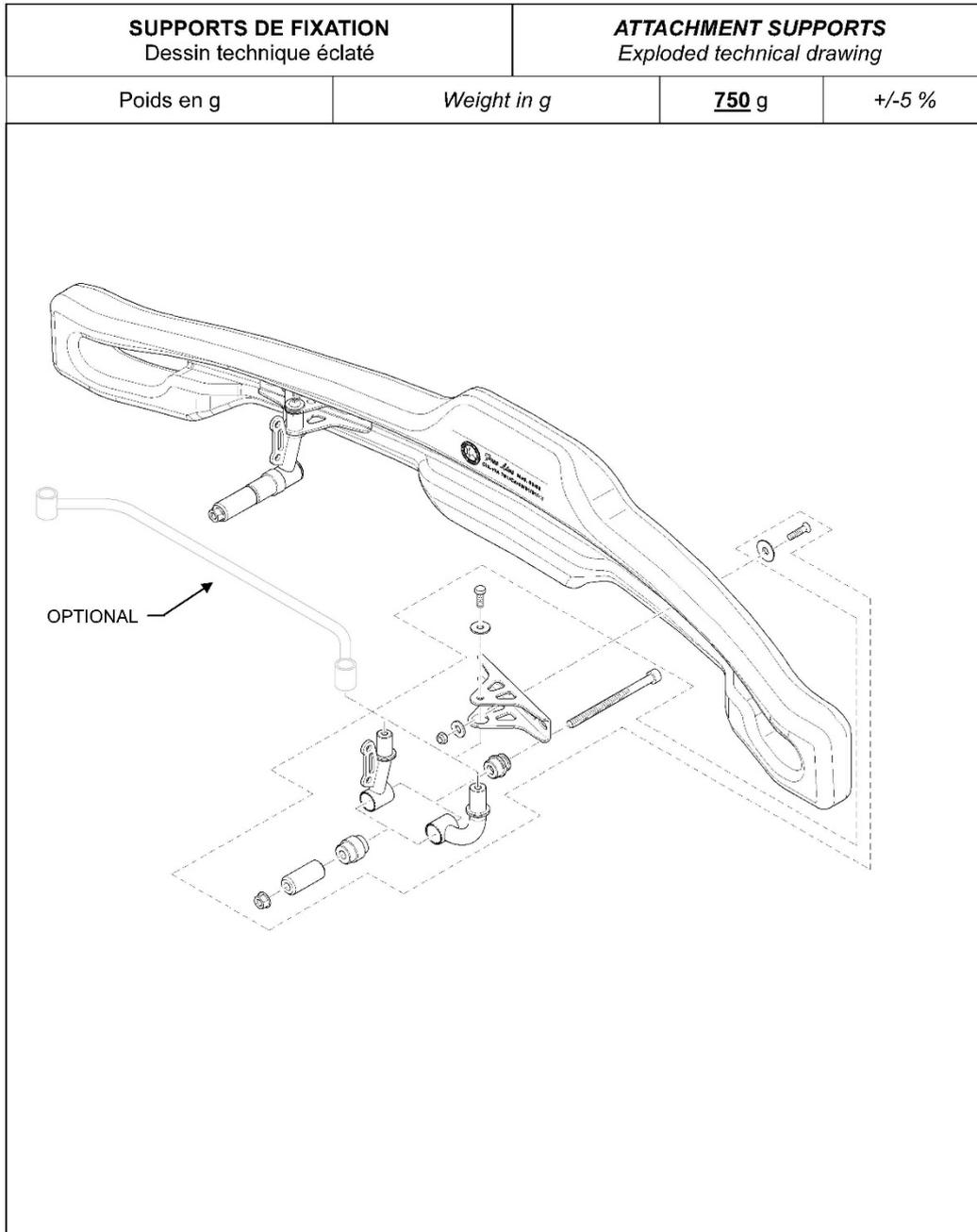
Homologation N°

**33/CA/14**

PROTECTION ARRIERE - CARROSSERIE Dessin technique (dimensions d'encombrement)		REAR PROTECTION - BODYWORK Technical drawing ( main external dimensions)	
Poids en g (carrosserie seule)	Weight in g (bodywork only)	<b>1400 g</b>	+/-10 %
PHOTO (carrosserie seule) / (bodywork only)			

Homologation N°

**33/CA/14**



Copyright © 2008 by CIK-FIA. All rights reserved.

3



**AN12.10. Ficha de homologación de los pontones laterales.**

FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM

Homologation N°

32/CA/14



COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING – FIA



CARROSSERIE LATERALE / SIDE BODYWORK

Constructeur	Manufacturer	<b>BIREL</b>
Marque	Make	<b>FREE LINE</b>
Modèle	Model	<b>FL09/14 - SIDE</b>
Catégorie	Category	Toutes / All
Durée de l'homologation	Validity of the homologation	6 ans / years
Nombre de pages	Number of pages	3

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions au moment de l'homologation CIK-FIA.

This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions at the moment of the CIK-FIA homologation.



PHOTOS VUE DE DEVANT, DE DESSUS ET DE COTÉ, DES ÉLÉMENTS DE CARROSSERIE AVEC LEURS SUPPORTS

PHOTO FROM FRONT, ABOVE AND SIDE OF BODYWORK ELEMENTS WITH THEIR SUPPORTS

Signature et tampon de l'ASN Signature and stamp of the ASN	Signature et tampon de la CIK-FIA Signature and stamp of the CIK-FIA

Homologation N°

**32/CA/14**

**CARROSSERIE LATÉRALE AVEC SUPPORTS**

Dessin technique (dimensions d'encombrement – matériau, diamètre et épaisseur des tubes supports)

**LATERAL BODYWORK WITH SUPPORTS**

Technical drawing (bodywork main external dimensions – supports material, diameter and wall thickness)

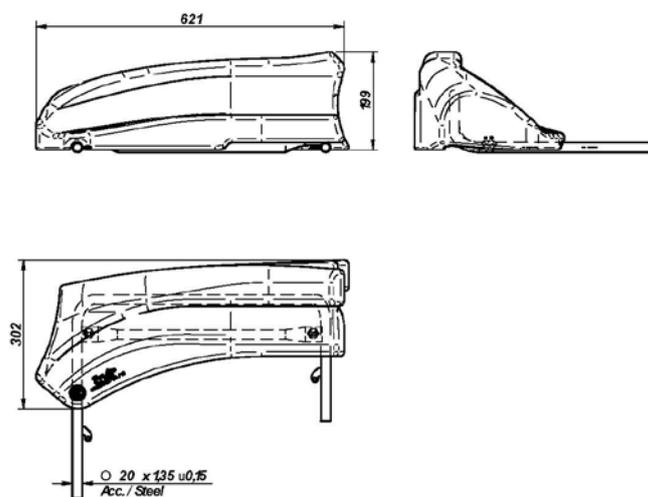


PHOTO AVEC SUPPORT / WITH SUPPORTS



Homologation N°

**32/CA/14**

PHOTO DU MARQUAGE DU NUMERO D'HOMOLOGATION (et du logo CIK-FIA sur les éléments plastiques)	PHOTO OF THE HOMOLOGATION NUMBER MARKING (and of the CIK-FIA logo on the plastic parts)
<p><b>Le marquage doit rester clairement visible en permanence</b>  <b>The marking must be clearly visible at all times</b></p>	
CARROSSERIE LATÉRALE	LATERAL BODYWORK
	
SUPPORTS	SUPPORTS
	

**AN12.11. Ficha de homologación del carenado frontal.**

**FICHE D'HOMOLOGATION  
HOMOLOGATION FORM**

Homologation N°

**31/CA/14**



**COMMISSION INTERNATIONALE  
DE KARTING – FIA**



**PANNEAU FRONTAL / FRONT PANEL**

Constructeur	<i>Manufacturer</i>	<b>BIREL</b>
Marque	<i>Make</i>	<b>FREE LINE</b>
Modèle	<i>Model</i>	<b>FL09/14 - PANEL</b>
Catégorie	<i>Category</i>	Toutes / All
Durée de l'homologation	<i>Validity of the homologation</i>	6 ans / years
Nombre de pages	<i>Number of pages</i>	3

La présente Fiche d'Homologation reproduit descriptions, illustrations et dimensions au moment de l'homologation CIK-FIA.

*This Homologation Form reproduces descriptions, illustrations and dimensions at the moment of the CIK-FIA homologation.*

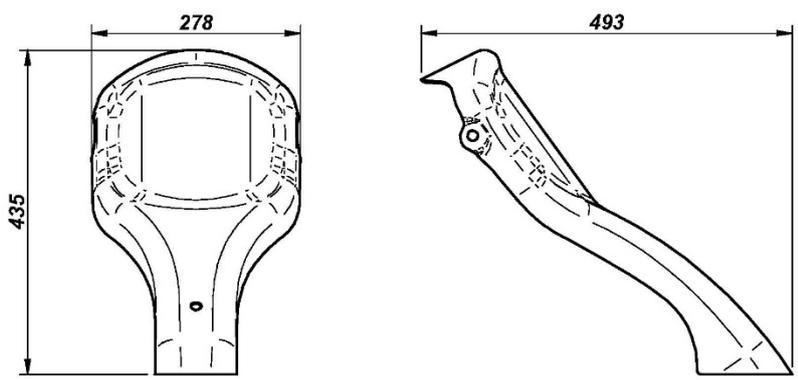


**PHOTOS VUE DE DEVANT, DE DESSUS ET DE COTÉ, DU PANNEAU FRONTAL ET SUPPORTS**  
*PHOTO FROM FRONT, ABOVE AND SIDE OF FRONT PANEL WITH SUPPORTS*

Signature et tampon de l'ASN <i>Signature and stamp of the ASN</i>	Signature et tampon de la CIK-FIA <i>Signature and stamp of the CIK-FIA</i>

Homologation N°

31/CA/14

<b>PANNEAU FRONTAL</b> Dessin technique (dimensions d'encombrement)	<b>FRONT PANEL</b> Technical drawing (main external dimensions)
	
PHOTO	
	

Homologation N°

**31/CA/14**

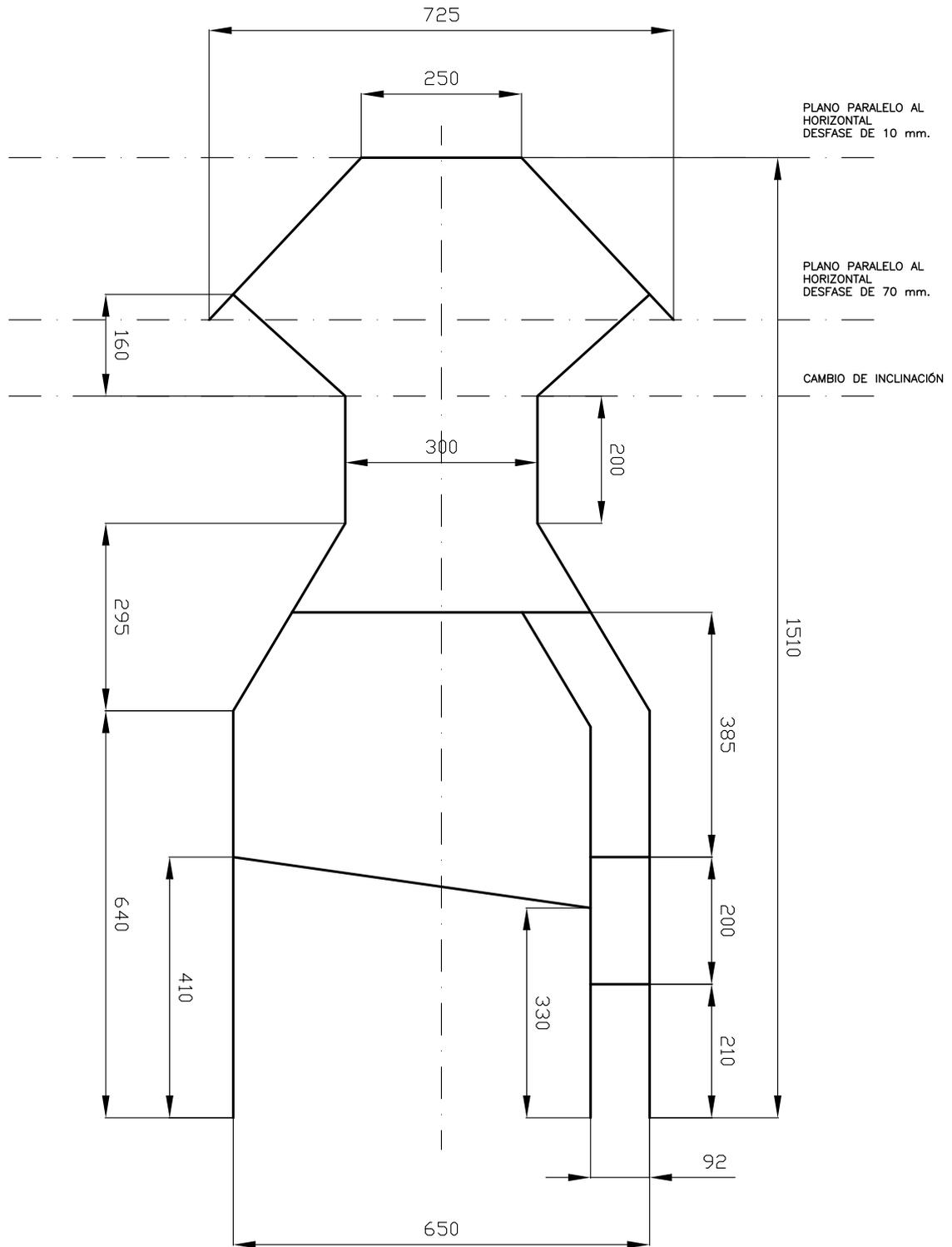
PHOTO DU MARQUAGE DU NUMERO  
D'HOMOLOGATION (et du logo CIK-FIA sur les  
éléments plastiques)

PHOTO OF THE HOMOLOGATION NUMBER  
MARKING (and of the CIK-FIA logo on the  
plastic parts)

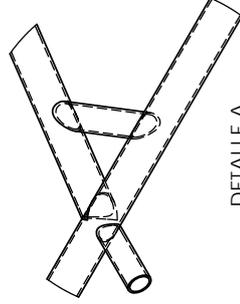
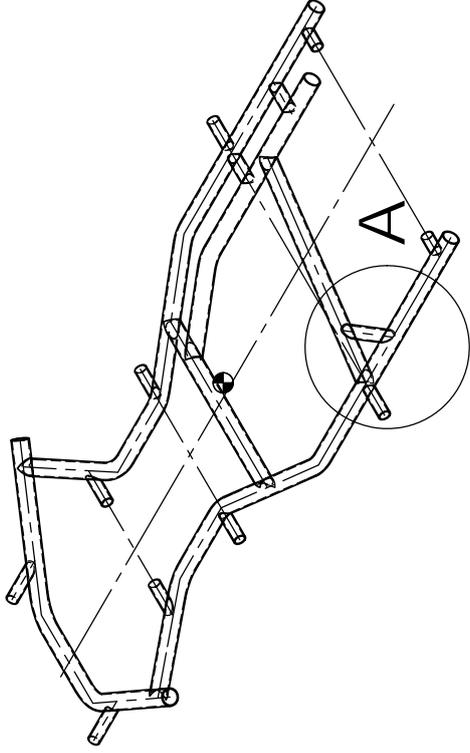
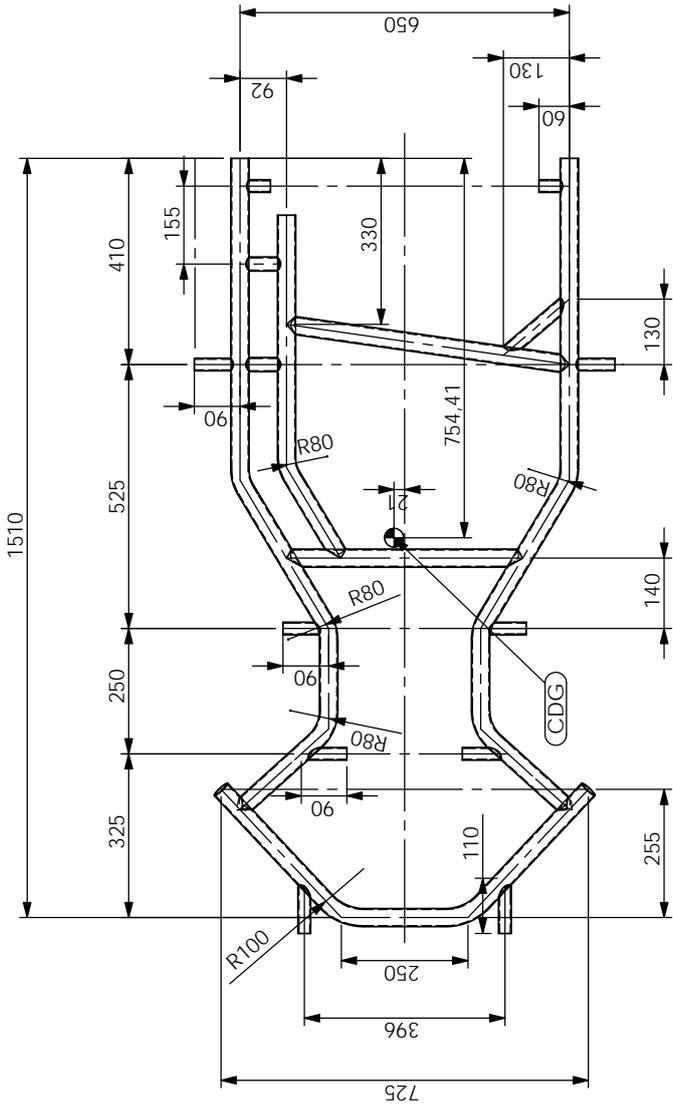
**Le marquage doit rester clairement visible en permanence  
The marking must be clearly visible at all times**



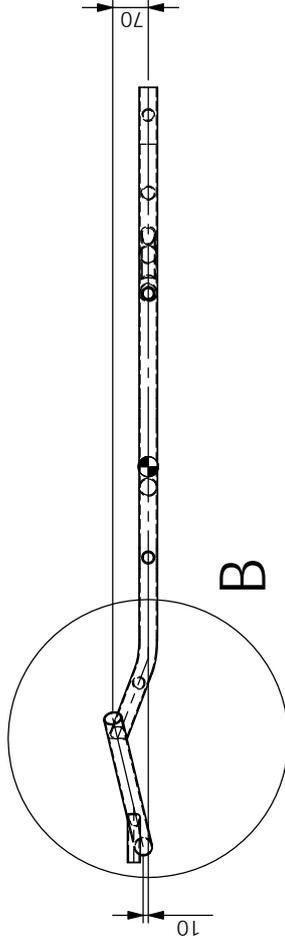
# **ANEXO 13- PLANOS DE LA ESTRUCTURA PRINCIPAL**



	FECHA:	NOMBRE:	FIRMAS:	ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA	
DIBUJADO:		D. OCHOA			
COMPROBADO:					
ESCALA: 1:10	DENOMINACION: CROQUIS			PLANO N°:	01

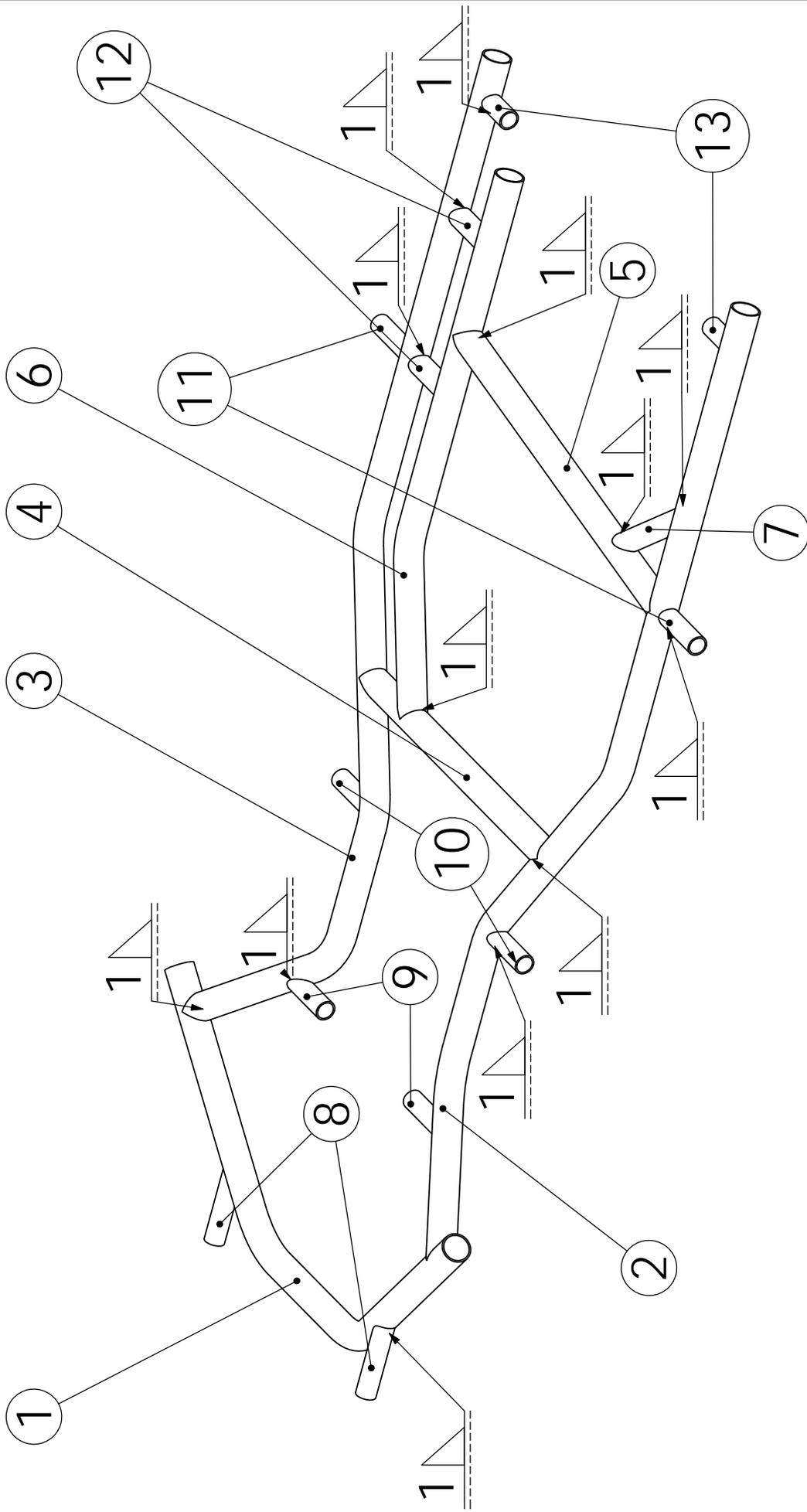


DETALLE A  
 ESCALA 2 : 15  
 (Cortes de tubos)



DETALLE B  
 ESCALA 2 : 15  
 (Cambio de inclinación)

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHICULO TIPO KART		DIBUJADO VERIFICADO	D.Ochoa	24/08/2014	ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
MATERIAL SAE 4310		Comentarios: Cotas en mm.			ESTRUCTURA TUBULAR PRINCIPAL DEL CHASIS
FINISH 24/08/2014		Escala: 1:15			Form: A4
					Plano Número: 1
					REV. 1



NÚMERO DE PIEZAS	DENOMINACIÓN	MARCA	MATERIAL	DIMENSIONES
1	TUBO FRONTAL	1	SAE 4130	TUBO 32x2
1	LARGUERO LATERAL	2	SAE 4130	TUBO 32x2
1	LARGUERO LATERAL	3	SAE 4130	TUBO 32x2
1	TRAVESAÑO HORIZONTAL	4	SAE 4130	TUBO 32x2
1	TRAVESAÑO ANGULAR	5	SAE 4130	TUBO 32x2
1	SOPORTE MOTOR	6	SAE 4130	TUBO 32x2
1	SOP. PINZA DE FRENO	7	SAE 4130	TUBO 38x2
2	SOP. PEDALES Y FRONTAL	8	SAE 4130	TUBO 25x2
2	SOP. COÑUMNA DE DIRECCIÓN	9	SAE 4130	TUBO 25x2
2	SOP. PONTONES LAT.	10	SAE 4130	TUBO 25x2
2	SOP. PONTONES LAT.	11	SAE 4130	TUBO 25x2
2	REFUERZO SOP. MOT.	12	SAE 4130	TUBO 28x2
2	SOP. SILENCIOSO	13	SAE 4130	TUBO 25x2

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN VEHICULO TIPO KART	DIBUJADO	D.Ochoa	24/08/2014	ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
MATERIAL	VERIFICADO	Comentarios:		
FINISH	SAE 4310			ESTRUCTURA TUBULAR PRINCIPAL DEL CHASIS
Escala:	25/08/2014			
Form: A4				Plano Número: 2
Cotas en mm.				REV. 1

**FIN DEL DOCUMENTO**

---