

Trabajo de final de doble Máster

Master Universitario en Ingeniería Industrial

Master Universitario en Ingeniería de la Automoción

INSTALACIÓN DE UN MOTOR ROTAX EN UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA: ADAPTACIÓN DE LA ADMISIÓN Y EL ESCAPE

MEMORIA

Autor: Cristian Díez Quílez

Director: Emilio Hernández

Convocatoria: Septiembre 2017



Escola Tècnica Superior
d'Enginyeria Industrial de Barcelona

Resumen

El presente proyecto detalla el rediseño e instalación de un motor Rotax 125 MAX de dos tiempos a un vehículo tipo fórmula del fabricante Ashenkoff, concretamente el modelo K100.

Este vehículo está orientado a niños de hasta 10 años que participarían en una competición organizada por la misma firma con el objetivo de introducir a los niños que actualmente compiten en karts en el mundo de los monoplazas tipo fórmula.

El proyecto tiene como objetivo adaptar dicho motor de Rotax al vehículo de Ashenkoff salvando todas las diferencias que hay entre un kart y el modelo K100. En el proyecto se detalla el funcionamiento de estos motores, las exigencias que éste impone sobre el diseño y las limitaciones que implica un vehículo como el K100. Durante el desarrollo del proyecto se clarificó la necesidad de adaptar ciertos componentes que venían de serie con el motor debido al espacio y el formato del mismo disponible en el vehículo. A tal fin se han rediseñado algunos componentes para garantizar que el motor cumple sus funciones con las máximas prestaciones. La validación de dichos diseños se ha realizado mediante simulaciones con el programa ANSYS Fluent así como simulaciones con un código de simulación de motores de dos tiempos implementado en Matlab.

En el anexo se pueden encontrar todos los detalles de las simulaciones realizadas así como el código creado para validar el escape.

Sumario

RESUMEN	1
SUMARIO	2
ÍNDICE DE TABLAS	5
ÍNDICE DE FIGURAS	6
1. GLOSARIO	9
1.1. Abreviaturas.....	9
1.2. Nomenclatura	9
2. PREFACIO	11
2.1. Motivación.....	11
2.2. Ashenkoff.....	12
3. INTRODUCCIÓN	14
3.1. Objetivos del proyecto	14
3.2. Alcance del proyecto	14
3.3. Limitaciones del proyecto	15
3.4. Normativa aplicable	16
3.5. Características de los vehículos tipo fórmula.....	16
3.6. Descripción del K100.....	17
4. CÁLCULOS Y CONSIDERACIONES PREVIAS	20
4.1. Comparación del K100 con un kart 125.....	20
4.2. Descripción del Rotax 125.....	21
4.3. Prestaciones del K100.....	23
5. TEORÍA SOBRE EL MOTOR 2T	26
5.1. Descripción del motor de 2T.....	26
5.1.1. Funcionamiento	26
5.1.2. Carburador.....	31
5.1.3. Requerimientos del escape	38
5.2. Comparación con un motor 4T.....	42
6. COMPONENTES DEL MOTOR Y SU UBICACIÓN	45
6.1. Generación de CAD a partir de planos	45
6.2. Emplazamiento de los elementos (<i>packaging</i>)	48

7. DISEÑO ADMISIÓN	50
7.1. Requisitos del diseño	50
7.2. Propuestas de admisión	50
7.2.1. Alternativa de diseño con admisión lateral	52
7.2.2. Alternativa de diseño con admisión superior	53
7.3. Diseño de la caja de admisión	54
7.3.1. Alternativa 1	55
7.3.2. Alternativa 2	56
7.4. Tubos	57
7.5. Modelos de turbulencia	57
7.6. Simulación del vehículo (aerodinámica)	60
7.6.1. Aerodinámica 1	62
7.6.2. Aerodinámica 2	63
7.7. Selección del Filtro	66
7.8. Simulación componentes	68
7.8.1. Selección de caja de admisión	69
7.8.2. Tubos	72
7.9. Rendimiento de la admisión final	73
8. DISEÑO ESCAPE	75
8.1. Requisitos del diseño	75
8.2. Influencia de los parámetros en el tubo	75
8.2.1. Influencia del diámetro del primer tramo	76
8.2.1.1. Diámetro inicial	76
8.2.1.2. Diámetro final	76
8.2.2. Variación de longitud	76
8.2.2.1. Longitud del tramo inicial afectando a la longitud total	76
8.2.2.2. Longitud del tramo inicial manteniendo la longitud total a costa de la cámara de expansión	76
8.2.2.3. Longitud del tramo inicial manteniendo longitud total a costa del cono	77
8.2.3. Influencia del cono	77
8.2.3.1. Variación longitud del cono alterando longitud total	77
8.2.3.2. Variación longitud del cono manteniendo longitud total a costa de la cámara de expansión	77
8.2.4. Influencia de la cámara de expansión	77

8.2.4.1. Variación de la longitud.....	77
8.2.4.2. Variación del diámetro	77
8.2.5. Influencia del contracono.....	77
8.2.5.1. Variación de la longitud alterando a la longitud total.....	77
8.2.5.2. Variación de la longitud manteniendo longitud total a costa de la cámara de expansión	78
8.2.5.3. Variación del diámetro final del contracono	78
8.3. Propuesta de escape.....	78
8.4. Validación escape (Matlab)	80
8.5. Condiciones de simulación.....	83
8.6. Comparación de escapes.....	83
8.7. Fabricación	86
9. INSTALACIÓN DE LOS COMPONENTES	87
10. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	88
11. COSTES	89
11.1. Costes piezas	89
11.2. Costes del proyecto	89
12. IMPACTO MEDIOAMBIENTAL	91
CONCLUSIONES	93
AGRADECIMIENTOS	94
BIBLIOGRAFIA	ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.
Referències bibliogràfiques.....	95
Bibliografia complementària.....	95

Índice de tablas

<i>Tabla 1: Características del motor Rotax 125 MAX EVO</i>	22
<i>Tabla 2: Clicheur del main jet según las condiciones de altura y temperatura</i>	38
<i>Tabla 3: Resumen de las condiciones de las simulaciones en Fluent</i>	60
<i>Tabla 4: Resultados de la simulación 'Aerodinámica 2'</i>	66
<i>Tabla 5: Caudal demandado por el motor según régimen de giro</i>	69
<i>Tabla 6: Resultados de las simulaciones de la caja de admisión</i>	70
<i>Tabla 7: Resultados de la simulación de los colectores de admisión</i>	72
<i>Tabla 8: Coste de los componentes nuevos por vehículo</i>	89
<i>Tabla 9: Costes del proyecto</i>	90

Índice de figuras

<i>Figura 1: Kart 125cc (izquierda) comparado con vehículo tipo fórmula de Ashenkoff (derecha).....</i>	<i>12</i>
<i>Figura 2: Instalaciones de Ashenkoff.....</i>	<i>13</i>
<i>Figura 3: Aspecto del K100 en el momento de arrancar el proyecto.....</i>	<i>19</i>
<i>Figura 4: Configuración típica de un kart 125 cc.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura 5: Volumen donde se emplaza el motor en un vehículo tipo fórmula.....</i>	<i>21</i>
<i>Figura 6: Motores Rotax aptos para el modelo K100.....</i>	<i>22</i>
<i>Figura 7: Curvas de potencia de los motores Rotax.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 8: Prestaciones del motor Rotax 125 MAX EVO.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 9: Carrera ascendente en un motor 2T.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 10: Carrera descendente en un motor 2T.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 11: Diagramas de distribución de un motor 2T.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 12: Implementación de la caja de láminas a un motor 2T.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 13: Válvula rotativa en el cárter.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 14: Esquema de funcionamiento de un carburador básico.....</i>	<i>31</i>
<i>Figura 15: Esquema del Venturi de un carburador.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura 16: Curvas de dosificación de un carburador elemental.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 17: Despiece del carburador Dell'Orto montado en el motor Rotax.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura 18: Sección de un carburador Dell'Orto.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 19: Influencia de los elementos en el dosado en función de la posición del acelerador.....</i>	<i>37</i>

<i>Figura 20: Presión en la lumbrera de escape según la geometría del conducto</i>	41
<i>Figura 21: Planos proporcionados por Ashenkoff sobre el motor Rotax</i>	45
<i>Figura 22: Aspecto del bloque motor obtenido</i>	46
<i>Figura 23: Geometría del tubo de escape obtenida</i>	47
<i>Figura 24: Carburador y admisión</i>	47
<i>Figura 25: Comparación entre el modelo generado y el real</i>	48
<i>Figura 26: Ubicación del motor original en el K100 y detalle del motor</i>	49
<i>Figura 27: Tomas de aire disponibles en el K100</i>	51
<i>Figura 28: Detalle de propuesta con caja y filtro originales</i>	52
<i>Figura 29: Vista en sección de la propuesta de admisión lateral</i>	53
<i>Figura 30: Vista en sección de la propuesta de admisión superior</i>	54
<i>Figura 31: Distancia disponible entre carburador y firewall</i>	54
<i>Figura 32: Detalle de propuesta 1 de caja de admisión</i>	56
<i>Figura 33: Detalle de propuesta 1 de caja de admisión</i>	56
<i>Figura 34: Tubos de silicona de admisiones para automoción</i>	57
<i>Figura 35: Modelos de turbulencia de Fluent</i>	58
<i>Figura 36: Geometría aproximada de la aerodinámica</i>	62
<i>Figura 37: Velocidad en las secciones de entrada y en el plano de simetría</i>	63
<i>Figura 38: Geometría fiel a la original</i>	64
<i>Figura 39: Líneas de corriente por secciones transversales a las aperturas</i>	64
<i>Figura 40: Velocidad en secciones de entrada y plano de simetría del modelo mejorado</i> ..	65
<i>Figura 41: Filtros considerados en la elección del filtro</i>	66
<i>Figura 42: Pérdidas de carga de los filtros en función del caudal de aire</i>	67

<i>Figura 43: Filtro seleccionado para el K100 desde el catálogo del fabricante</i>	68
<i>Figura 44: Vectores velocidad en el componente</i>	70
<i>Figura 45: Vectores velocidad en la segunda versión del componente</i>	71
<i>Figura 46: Vectores velocidad en colector lateral (Izquierda) y colector superior (derecha)</i> 73	
<i>Figura 47: Ubicación de la admisión definitiva</i>	74
<i>Figura 48: Tramos de un tubo de escape</i>	75
<i>Figura 49: Aspecto del escape definitivo</i>	79
<i>Figura 50: Geometrías que contempla el modelo, las anotaciones se detallan en la referencia asociada</i>	81
<i>Figura 51: Diferencia entre proceso isentrópico o no isentrópico</i>	82
<i>Figura 52: Convergencia por el método de Newton-Raphson</i>	83
<i>Figura 53: Ondas de presión rebotadas en el escape a la entrada del tubo</i>	84
<i>Figura 54: Ondas de presión rebotadas en el escape a la entrada del tubo incluyendo rebote por final de tubo</i>	85
<i>Figura 55: Ejemplo de fabricación artesanal de un escape de un motor 2T</i>	86

1. Glosario

1.1. Abreviaturas

CC: Centímetros Cúbicos ($1.000.000 \text{ cm}^3 = 1 \text{ m}^3$)

PMI: Punto Muerto Inferior

PMS: Punto Muerto Superior

hp: caballos (1 hp = 736 W)

2T: Dos tiempos (en referencia al motor)

1.2. Nomenclatura

A : Sección del conducto

c : Velocidad del fluido

C_D : Coeficiente aerodinámico de resistencia al avance

C_L : Coeficiente aerodinámico de sustentación

f : Coeficiente de rodadura

g : Gravedad

h_f : Pérdidas de Carga

i : Relación de transmisión

m : Masa del vehículo

P : Presión

P_m : Potencia del motor

P_{max} : Potencia máxima del motor

r_d : Radio dinámico de la rueda

R_r : Radio de la rueda

S : Superficie del Vehículo

v : Velocidad del vehículo

z : Cota de altura del fluido

γ : Peso específico

ρ : Densidad

Γ_{max} : Par máximo del motor

2. Prefacio

2.1. Motivación

El camino de un joven piloto con objetivo de competir en la Fórmula One suele ser muy incierto dado que no encontramos un camino estandarizado que debe recorrerse para alcanzar el máximo nivel competitivo como sí encontramos, por ejemplo, en el fútbol. La mayoría de los pilotos empiezan su andadura en la competición a motor con los karts. Pero a cierta edad es necesaria la transición a un tipo de vehículo más orientado a la competición de alto rendimiento. Estos son los vehículos tipo fórmula diseñados y optimizados para ofrecer el máximo rendimiento posible en el mundo automovilístico. Para facilitar dicha transición, este proyecto propone adaptar las prestaciones de un kart a un vehículo tipo fórmula para que sea pilotado por jóvenes con la intención de conseguir una mayor adaptación a los vehículos de competición conservando las prestaciones adecuadas para un niño.

La morfología de ambos vehículos resulta muy distinta (como puede observarse en la (figura 1) pese a que las prestaciones sean muy similares. En primer lugar, el Fórmula dispone de suspensiones *multilink* mientras que el kart carece de cualquier tipo de sistema de suspensión. Las ruedas también son considerablemente mayores así como la ubicación del motor, que pasa del lateral a la parte posterior del vehículo. Todos estos cambios provocan una diferencia substancial en el comportamiento dinámico del vehículo y su reparto de masas. Asimismo, el Fórmula cuenta también con una aerodinámica mucho más afinada, que si bien no es significativa en el rango de velocidades en el que opera sí que aporta una estética y dimensiones más similares a los vehículos de alta competición. Finalmente cabe destacar que ambos vehículos carecen de diferencial por motivos de coste y *packaging*.

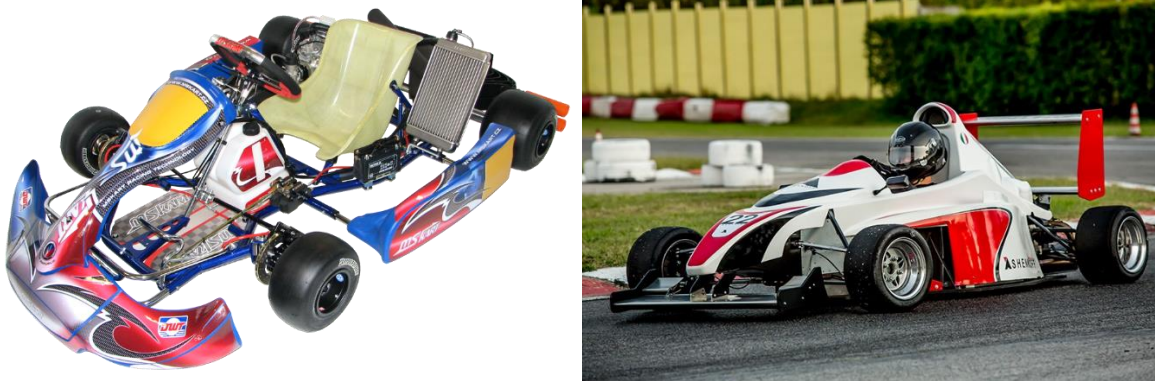


Figura 1: Kart 125cc (izquierda) comparado con vehículo tipo fórmula de Ashenkoff (derecha)

2.2. Ashenkoff

La empresa Fórmula Ashenkoff se dedica a la producción de pequeños monoplazas y a la formación de jóvenes pilotos. Conjuntamente con la *Federació Catalana d'Automobilisme (FCA)* han proyectado la creación del *Campionat de Catalunya Open Fórmula Ashenkoff*, orientado a dar el salto desde los karts a los monoplazas de forma lo más accesible posible para todo el mundo.

La empresa se encuentra actualmente en el Carrer Boters, en la Bisbal del Penedès, municipio ubicado en Tarragona, Cataluña. Se estableció en Cataluña en 2015 con el objetivo de implantar una nueva competición para pilotos jóvenes. Actualmente cuenta con un modelo en producción, el K600, y otro modelo en fase de desarrollo, el K100. El primero está diseñado para pilotos de 15 a 18 años y el segundo para pilotos muy jóvenes de hasta 11 años. La capacidad de fabricación de sus instalaciones puede llegar hasta los 50 vehículos anuales.



Figura 2: Instalaciones de Ashenkoff

El modelo de negocio de la empresa consiste en crear una competición nueva que sirva de enlace entre las competiciones de karts y la Fórmula 3. El objetivo de inversión para estas nuevas competiciones sería de 15.000 € a 18.000 € por año, un ahorro considerable en comparación a los aproximadamente 30.000 € necesarios para competir en Fórmula 3 anualmente.

3. Introducción

3.1. Objetivos del proyecto

El objetivo del proyecto es la instalación del motor Rotax 125 MAX EVO en el chasis del Fórmula K100 de la empresa Ashenkoff que ya está diseñado. Este motor está concebido para trabajar en un kart así que su *packaging* se ajusta a las dimensiones y morfología de éste. El trabajo principal del proyecto de adaptación del motor será de diseño para lograr adaptar su geometría a la necesaria para el Fórmula. En el apartado de descripción del K100 se darán más detalles sobre las restricciones. También será necesario rediseñar la refrigeración, la admisión y el escape. Este proyecto en concreto se centrará en el rediseño de los colectores de admisión y el tubo de escape puesto que los de serie son incompatibles con las dimensiones del vehículo. En concreto los sub-objetivos que se plantean en este proyecto son:

- Adaptación y *packaging* del motor al K100.
- Diseño y validación del sistema de admisión del motor.
- Diseño y validación del sistema de escape del motor.
- Minimizar los cambios necesarios en el chasis del K100.
- Generar documentación técnica sobre la solución para posibilitar su fabricación.
- Colaborar e interactuar con los alumnos encargados de otros subsistemas nombrados en el párrafo anterior para lograr soluciones de compromiso.

3.2. Alcance del proyecto

Como se ha comentado anteriormente, el presente proyecto se encargará de adaptar el motor Rotax al chasis del K100. La adaptación consiste en:

- Diseñar los soportes del motor.
- Dimensionar el sistema de refrigeración.
- Adaptar la admisión y el escape a la nueva geometría.
- Adaptar la transmisión a la nueva geometría y diseñar desarrollo necesario.

El proyecto parte de trabajos anteriormente desarrollados por alumnos de la escuela ETSEIB de la UPC (*Universitat Politècnica de Catalunya*) que dieron como fruto el diseño del chasis de estructura tubular del K100 desde el cual se parte en este trabajo y la aerodinámica y suspensiones del vehículo.

De los puntos expuestos anteriormente este proyecto se centrará en el tercero. Esto incluye ubicar el motor dentro del espacio de vano motor disponible en el vehículo, rediseñar los colectores de admisión y de escape, verificar el diseño y generar documentación con dimensiones y cotas que faciliten su fabricación. El proyecto no incluye el proceso de fabricación ni los planos definitivos de producción (sólo los de diseño) pero siguiendo la corriente de la ingeniería concurrente, en todos los procesos de diseño se tendrá en cuenta la fabricabilidad del componente.

El proyecto no incluye las otras fases de diseño necesarias para la adaptación del Rotax, pero sí se ha trabajado de forma coordinada con los diferentes miembros que trabajan en el proyecto para satisfacer todos los puntos de la adaptación.

3.3. Limitaciones del proyecto

El proyecto se desenvuelve en el contexto de gammificación del producto de Ashenkoff. Para el desarrollo del chasis del K100 se partió del modelo original K600 (actualmente en producción) y se re-escaló según las necesidades del K100. Debido a este re-escalado, la aerodinámica del vehículo fue rediseñada mientras que las suspensiones también serán modificadas en un proyecto paralelo. El motor en cambio es totalmente nuevo debido a las necesidades que plantea el nuevo tipo de usuario del vehículo. Sin embargo, en este proceso de gammificación del producto es vital para ahorrar costes reaprovechar piezas del modelo K600 así como la estandarización de componentes para ahorrar costes de ingeniería y producción.

También cabe tener en cuenta que el objetivo del precio de venta al público es 15.000 €, por lo que el ahorro en costes resulta muy importante, sobre todo en los procesos de fabricación ya que las series son muy cortas, la fabricación casi artesanal y por ello se debe tener en cuenta al diseñar un componente.

La limitación más importante del proyecto es probablemente la necesidad de adaptar un motor de kart en un chasis ya diseñado, con lo cual el espacio disponible es fijado y no se puede disponer de más. La consecuencia directa de esta limitación es la necesidad del diseño de nuevos componentes para satisfacer los objetivos del proyecto.

Finalmente, se debe cumplir con la normativa convenida para este vehículo, que será expuesta en detalle en el apartado de normativa aplicable.

3.4. Normativa aplicable

El vehículo de Ashenkoff no está regulado por la Federación Internacional del Automóvil (FIA) ni por ningún otro organismo puesto que se trata de un vehículo nuevo sin homólogo en el mercado que pretende ser implantado como vehículo de competición para categorías inferiores a corto plazo. No obstante, su diseño es concebido siguiendo la normativa de la FIA correspondiente a la categoría Free Formula. En esta categoría se encuentran diferentes tipos de vehículos entre los que se incluye un monoplaza como el de Ashenkoff. En esta categoría se encuentran las condiciones que se deben cumplir para conseguir la homologación del vehículo, siendo muchas de ellas referenciadas de las especificaciones en las normativas de un Fórmula 3.

En este caso la normativa contemplada para el K100 será:

- Appendix J article 251-classification and definitions-2016 (correspondiente a las clasificaciones que reciben los tipos de vehículos dependiendo de su forma, su finalidad o su tipo de producción) [1].
- Appendix J article 277-free formula technical regulations group e-2016 (correspondiente a la homologación de los modelos considerados como Free Fórmulas) [2].
- Appendix J article 275-fia F3 technical regulations-2016 (correspondiente a la homologación de los Fórmula 3 y aplicable para los Free fórmulas cuando así se especifique en el apéndice J artículo 277) [3].

Cabe recordar que en su condición de normativa no es de obligado cumplimiento, así que estas normas serán tomadas como referencia en el diseño y aplicadas de cara a una posible homologación futura cuando haya reglamentos que obliguen al cumplimiento de dichas normas.

3.5. Características de los vehículos tipo fórmula

Este tipo de vehículos se caracteriza por ofrecer las máximas prestaciones en términos de rendimiento. Sus características están diseñadas para la competición y por ello son muy diferentes a los vehículos comerciales convencionales.

Pese a que los vehículos tipo fórmula pueden adoptar diferentes configuraciones por lo general sí que comparten una serie de rasgos entre ellos:

- El cuerpo es muy bajo para minimizar las pérdidas aerodinámicas.
- El piloto adopta una posición muy baja con las piernas prácticamente estiradas cuando ocupa su asiento.
- El vehículo es monoplaza.
- El centro de gravedad del vehículo es muy bajo.

- La rueda delantera está al descubierto, se suelen ubicar alerones delanteros para orientar el flujo de aire mejorando así la aerodinámica del vehículo.
- Las suspensiones que suelen llevar son del tipo *multilink* basadas en dobles triángulos o dobles triángulos. Pueden ser del tipo *pushrod* o *pullrod*.
- La tracción es trasera.
- La toma de aire suele situarse en la zona superior aprovechando la *rollbar*.
- Los radiadores suelen situarse a los lados del vehículo.
- Son vehículos de fondo plano.

Pese a que estos aspectos suelen ser comunes ello no implica que representen la mejor solución o la óptima. En el caso que nos ocupa en este proyecto se debe hallar un compromiso entre el coste y la eficiencia y por ello es posible que algunas de las características anteriormente expuestas no se cumplan en el K100 de Ashenkoff. Evidentemente las prestaciones de un vehículo con un motor 125 se alejan mucho de las exigencias que puede tener un Fórmula 3, por ejemplo. En consecuencia, un buen espejo en el que mirarse serían los vehículos tipo Fórmula Student con motor de combustión, puesto que guardan muchas similitudes en tamaño y morfología.

3.6. Descripción del K100

El K100 es un vehículo tipo fórmula orientado a niños de hasta 11 años. Este modelo está aún en fase de desarrollo, por lo que a continuación se hará una breve descripción de sus especificaciones, los elementos que ya están diseñados y los que se están diseñando a lo largo de este proyecto. Actualmente hay 9 ingenieros trabajando en paralelo en el proyecto de mejora de este modelo. Las especificaciones actuales del K100 son:

- Dimensiones: 2400x1350x850 mm
- Edades de uso: desde los 6 hasta los 11 años.
- Chasis tubular de acero, sección rectangular tubular de 30x30x1,5 mm.
- Material del chasis: 25CrMo4.
- Suspensiones de doble triángulo en configuración *pushrod*.
- Motor Rotax 125 MAX EVO.
- Bomba de freno con doble sistema independiente.
- Columna de dirección con junta cardan doble.
- Llantas delanteras de 10x7" de aleación de aluminio.
- Llantas traseras de 10x8" de aleación de aluminio.
- Discos de freno heredados del modelo K600.
- Pastillas de freno heredadas del modelo K600.
- Volante heredado del modelo K600.
- Radiadores de motor y aceite heredados del modelo K600.

- Cremallera de dirección heredada del modelo K600.
- *CrashBox* delantero homologado.

Por otra parte, los sistemas que ya han sido diseñados anteriormente y que suponen el punto de partida para este proyecto son:

- Chasis tubular.
- Posición ergonómica del conductor.
- Suspensiones *pushrod*.
- Aerodinámica del vehículo.

En esta iteración del diseño, los cambios llevados a cabo por todos los ingenieros trabajando en el K100 son:

- Mejora y optimización del chasis del K100.
- Mejora y optimización de la mangueta del K100.
- Cambio de suspensiones a configuración *pullrod*.
- Diseño de la transmisión del vehículo.
- Diseño del sistema de refrigeración del motor.
- Diseño de las uniones del motor.
- Diseño del sistema de admisión y escape del motor.

El aspecto actual del K100 se puede ver en la siguiente figura:

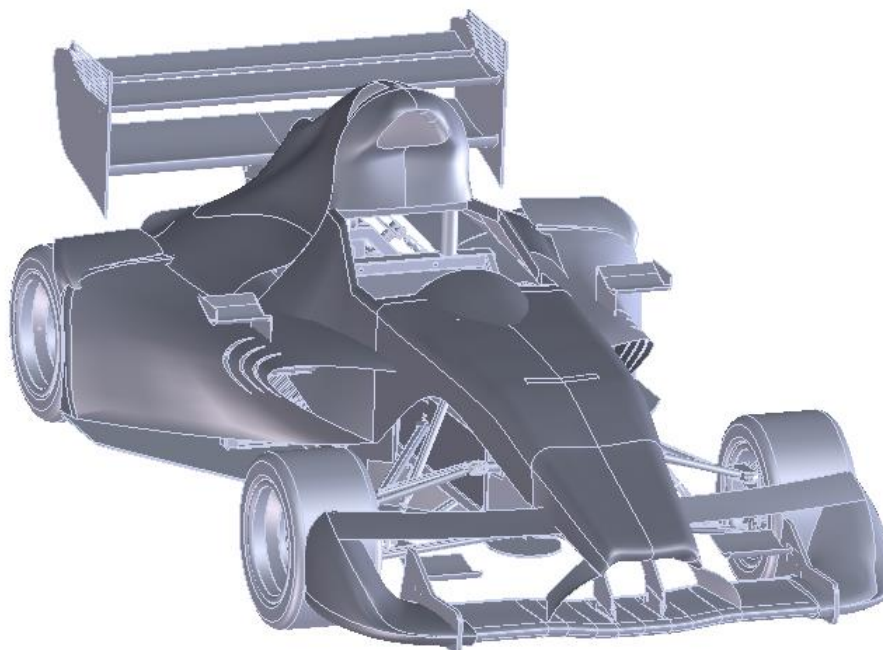


Figura 3: Aspecto del K100 en el momento de arrancar el proyecto

Al finalizar estos proyectos se puede considerar que la fase de diseño está terminada y se puede proceder al diseño de detalle y fabricación. Con la información generada se debería lograr un prototipo plenamente funcional.

4. Cálculos y consideraciones previas

4.1. Comparación del K100 con un kart 125

Una vez introducido el modelo K100 sobre el que se trabajará se debe tener en consideración que el principal objetivo del proyecto es instalar un motor de kart en un vehículo tipo fórmula. Las primeras dificultades a solventar van a darse en aspectos de *packaging* y dimensiones puesto que en un kart el motor va montado en el lateral mientras que en un Fórmula el motor está dispuesto en la parte posterior. En la figura siguiente se muestra la configuración de motor de un kart 125 cc:



Figura 4: Configuración típica de un kart 125 cc.

Como se puede observar en la figura anterior, el motor monocilíndrico se ubica en la parte derecha del conductor. Éste ocupa prácticamente toda la longitud del vehículo y el ancho por la parte posterior. Esto es debido a que estos motores de dos tiempos montan el bloque motor, el carburador y la admisión con la caja y el filtro en serie, obteniendo una configuración muy larga pero estrecha que permite ubicarlo en el lateral. Esta ubicación empeora el comportamiento dinámico del vehículo puesto que crea diferencias de peso en los lados del automóvil. Puede ser corregida modificando la posición del conductor, aunque no es lo habitual. El escape en cambio, a diferencia de un vehículo comercial o una motocicleta en los cuales su disposición es longitudinal, se sitúa en perpendicular a la dirección de avance del kart puesto que el escape necesita una geometría concreta.

En cambio, los vehículos tipo fórmula suelen tener el motor ubicado en la parte posterior de la posición que ocupa el conductor. Si bien el eje del cigüeñal también es paralelo al eje de las ruedas traseras con esta distribución no se puede ubicar el motor con los componentes

en serie como encontramos en la disposición del kart.

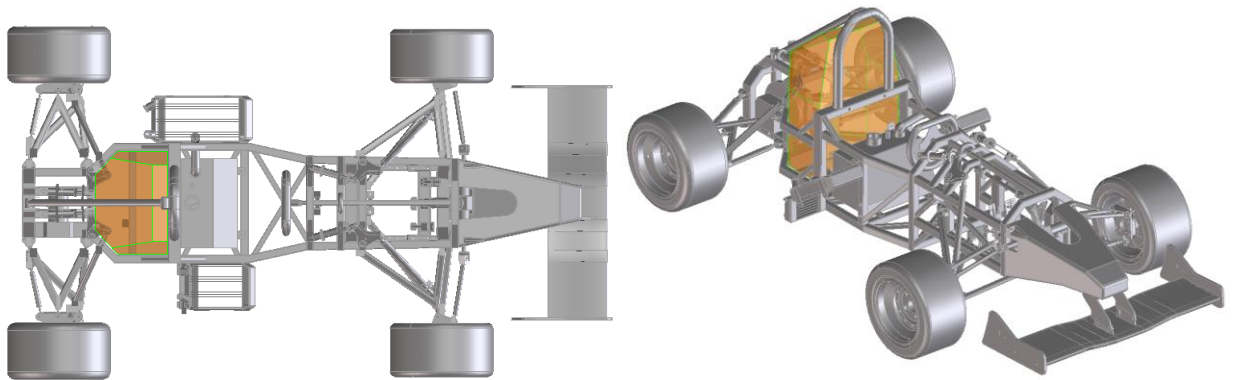


Figura 5: Volumen donde se emplaza el motor en un vehículo tipo fórmula

Como se observa en la figura 5, el motor dispone de un volumen en el vehículo con una relación de aspecto más cuadrada en su vista superior que la disposición que tiene un motor en un kart 125 cc. También se denota que se dispone de mayor altura debido a la presencia de la *Rollbar* en el chasis. Estas características morfológicas del vehículo sugieren que la disposición del motor se oriente hacia las configuraciones que podemos encontrar en los vehículos comerciales, con los componentes apilados entre sí o situados uno al lado del otro describiendo un volumen genérico de sección rectangular.

En este caso particular, el vano disponible para el motor es bastante reducido por lo que va a ser imposible colocar el motor Rotax con sus componentes originales en dicho espacio. Por razones obvias, la geometría del bloque motor resulta inamovible por lo que cabe pensar en una redistribución de los elementos de admisión y de escape para cumplir con las exigencias que este chasis nos impone. Durante el desarrollo de este proyecto se evaluarán las diferentes opciones intentando reaprovechar los componentes originales siempre que sea posible aunque no se descarta llegar a soluciones de compromiso siempre que se considere que puede haber una pérdida de las prestaciones importante. En cualquiera de estos escenarios, las decisiones tomadas serán consensuadas con el equipo técnico de Ashenkoff.

4.2. Descripción del Rotax 125

Para el modelo K100 de Ashenkoff sus técnicos han seleccionado un motor de gama alta dentro del porfolio de motores de 125 cc de Rotax. Se trata del motor Rotax 125 MAX EVO. Se trata del motor de dos tiempos sin marchas más potente de Rotax en la cilindrada de

125 cc lanzado en 1997. En la siguiente tabla se muestran las características del motor seleccionado:

Potencia máxima	22 kW / 30 hp a 11.500 min ⁻¹
Par máximo	21 Nm a 9.000 min ⁻¹
Peso del bloque motor	12,0 kg
Peso de todo el conjunto motor	23,1 kg
Características especiales	Válvula electrónica de escape

Tabla 1: Características del motor Rotax 125 MAX EVO

Una de las opciones barajadas inicialmente por Ashenkoff fue la de incorporar el motor Rotax 125 DD2 EVO el cual dispone de 2 marchas y la mayor potencia pero fue descartado en favor del MAX EVO por el hecho de que este último implica un diseño del vehículo e implementación más sencillos al carecer de marchas. En la figura siguiente se pueden ver los diferentes motores 125 de Rotax y sus respectivas potencias máximas:



Figura 6: Motores Rotax aptos para el modelo K100

En cuanto al rendimiento deportivo que ofrecen, Rotax en su web proporciona las curvas de potencia de sus motores. En la siguiente figura se muestran dichas curvas donde se puede ver que el motor más potente es el DD2 EVO seguido del MAX EVO. Estas curvas se usarán de punto de partida para calcular las prestaciones del vehículo y verificar que el rendimiento que ofrecerá el monoplaza se corresponde con los criterios que exige Ashenkoff.

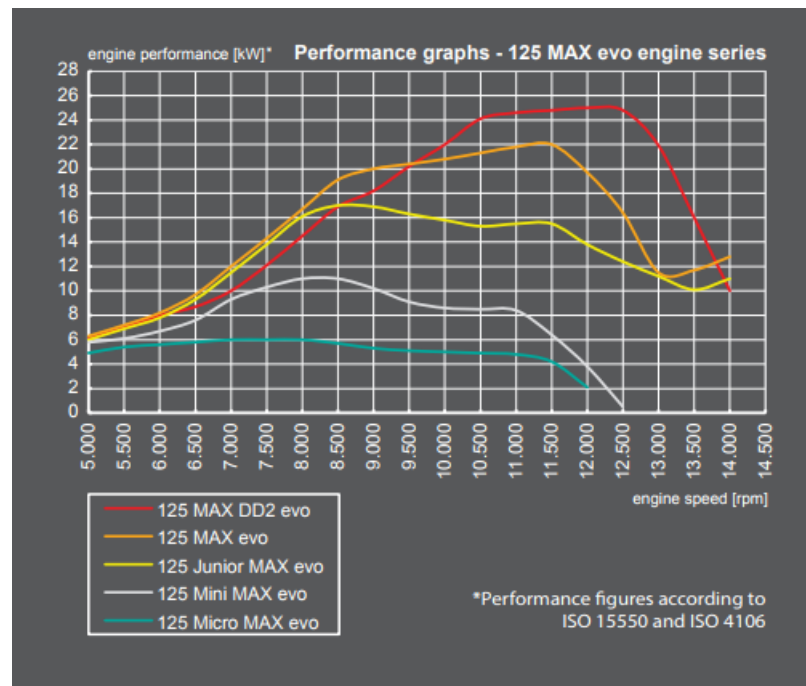


Figura 7: Curvas de potencia de los motores Rotax

4.3. Prestaciones del K100

Los cálculos de este proyecto se han realizado teniendo en cuenta el sistema de referencia establecido por la norma ISO 8855 según la cual, el eje x corresponde a la dirección de avance del vehículo, el eje y corresponde a la dirección transversal en sentido izquierdo desde la perspectiva del conductor y el eje z correspondiente a la dirección ortogonal a las anteriores en forma de triedro directo, es decir, la dirección hacia el cielo.

Con los datos del motor y del modelo K100 se pueden calcular las prestaciones del vehículo. A través de estos datos se obtiene la relación de transmisión deseada para ajustar el motor a las prestaciones deseadas, ya sea velocidad punta, aceleración, etc.

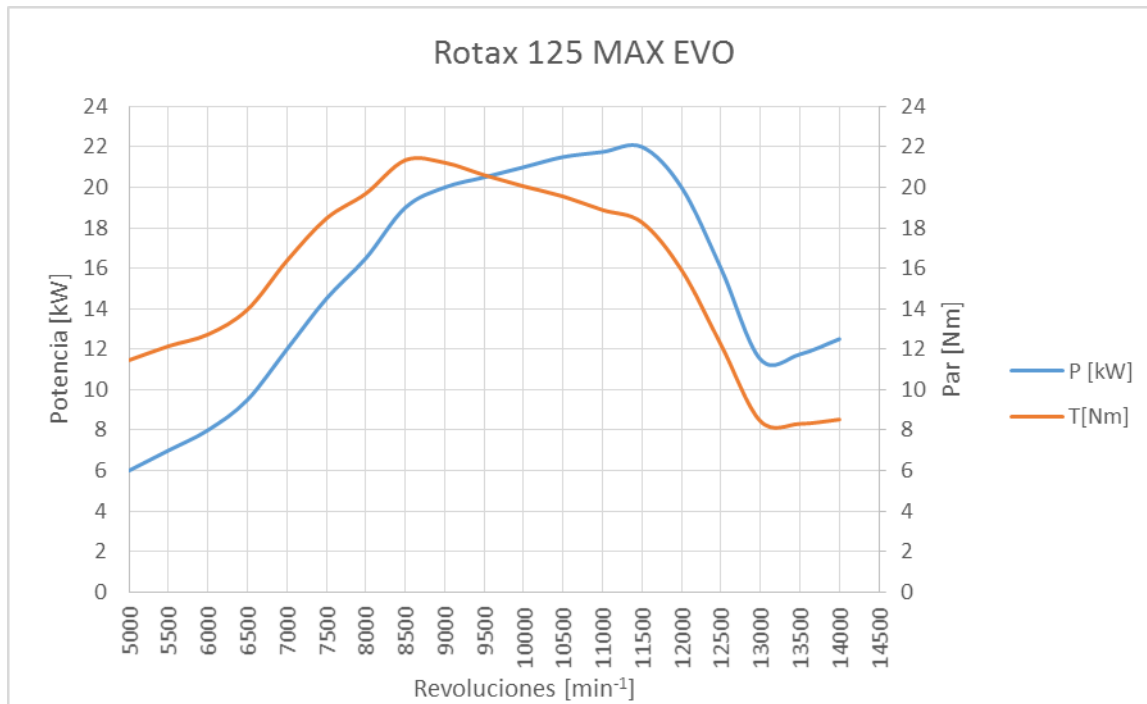


Figura 8: Prestaciones del motor Rotax 125 MAX EVO

En la figura 8 se muestran las prestaciones que ofrece el motor MAX EVO respecto a las revoluciones del mismo.

Atendiendo a los datos del motor y del proyecto realizado por Albert Mateo [4] se tienen los siguientes datos del motor y el vehículo:

$$C_D = 0,96$$

$$P_{max} = 22 \text{ kW a } 11.500 \text{ min}^{-1}$$

$$C_L = -0,71$$

$$\Gamma_{max} = 21 \text{ Nm a } 9.000 \text{ min}^{-1}$$

$$S = 0,78 \text{ m}^2$$

$$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 238,2 \text{ kg}$$

$$R_r = 0,203 \text{ m}$$

Hipótesis de datos:

$$\eta_t = 0,9$$

$$f = 0.015$$

Balance de potencia en eje x:

$$\eta_t \cdot P_m = \sum F_x \cdot v_x$$

$$\eta_t \cdot P_m = (F_r + F_a) \cdot v_x$$

$$\eta_t \cdot P_m = \left(f \cdot mg + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot C_D \cdot v_x^2 \right) \cdot v_x$$

$$\eta_t \cdot P_{max} = \left(f \cdot mg + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot C_D \cdot v_{max}^2 \right) \cdot v_{max}$$

$$v_{max} = 123,68 \text{ km/h}$$

Si sabemos que esta potencia se asume a 11.500 vueltas, obtenemos que la relación de transmisión necesaria es:

$$r_d = 3 \cdot \frac{R_r}{\pi} = 0,194 \text{ m}$$

$$i = \frac{11.500 \text{ min}^{-1} \cdot \frac{\pi}{30}}{\frac{123,68 \text{ km/h}}{3,6 \cdot 0,194 \text{ m}}} = 6,80035$$

Por tanto con esta relación de transmisión el vehículo podrá asumir su velocidad máxima, que es 123,68 km/h. Esta relación se tendrá en cuenta a la hora de diseñar el vehículo puesto que el giro motor tiene un papel fundamental en las exigencias de los componentes a rediseñar.

5. Teoría sobre el motor 2T

5.1. Descripción del motor de 2T

En este apartado se hará una descripción del motor de dos tiempos. La mayoría de vehículos tipo fórmula suelen contar con motores de cuatro tiempos, por ello es importante conocer las diferencias que este motor guarda con los de cuatro tiempos para poder realizar el rediseño de los componentes correctamente. Estas diferencias que se comentarán a continuación determinan el diseño y el *packaging* en el K100.

5.1.1. Funcionamiento

Los motores de dos tiempos suelen ser empleados en motocicletas y karts. Su concepción deja de lado la eficiencia y el consumo basándose en obtener potencia y sobretodo una excelente potencia específica (kW/kg) que suele quedar lejos del alcance de los motores cuatro tiempos. Esta mayor potencia específica junto con el hecho de que la apertura y cierre del acceso al cilindro corresponden únicamente al movimiento de éste hacen que el motor de dos tiempos se haya orientado hacia la simplicidad mecánica. En estos motores se prescinde de todo el sistema de distribución y se substituye por cajas de láminas y lumbreras en el cilindro así como usar las dos caras del pistón para realizar trabajo permitiendo el uso del cárter como bomba de barrido.

La renovación de carga en estos motores puede realizarse de distintas formas. La más habitual es usar bomba de barrido por cárter. Esta bomba de barrido es la encargada de introducir la mezcla fresca en el cilindro al final de la carrera de expansión una vez abierto el conducto de escape y hasta que se cierra la lumbrera de admisión al inicio de la carrera de compresión. Por ellos, esta renovación de carga es más problemática que en los motores de cuatro tiempos pues esta renovación debe hacerse en un intervalo de tiempo mucho menor debido a que todos los procesos termodinámicos del ciclo Otto deben realizarse en una única carrera de pistón. El rendimiento volumétrico de estos motores suele ser claramente inferior a los de un motor cuatro tiempos viéndose en este caso muy influenciado por la fluidodinámica de la carga fresca, de las geometrías del cárter, de las lumbreras, de los conductos hasta el exterior y del régimen de giro.

A continuación se describirán las fases de un motor de dos tiempos ejemplificados en un motor de bomba por barrido de cárter. Cuando el pistón se encuentra en el PMI todas las lumbreras permanecen abiertas. En esta situación los gases quemados desalojan aún el cilindro expulsados por la entrada de mezcla fresca. Durante la carrera ascendente del

pistón, se cierra la lumbrera de transferencia (a la derecha en la figura 9) y finaliza la admisión. A continuación, el movimiento ascendente del pistón cierra la lumbrera de escape iniciándose así la compresión. Justamente antes de llegar al PMS, se inicia el proceso de combustión de la mezcla a través de la bujía.

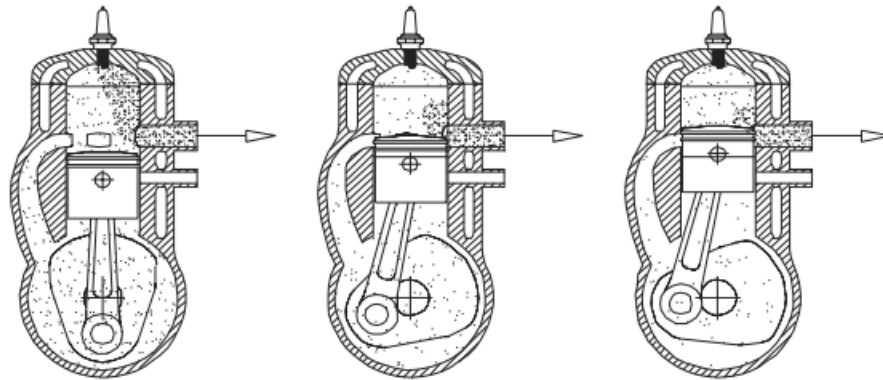


Figura 9: Carrera ascendente en un motor 2T

De forma simultánea a los procesos descritos anteriormente, la carrera de ascensión crea una depresión en el cárter. Durante esta carrera por la cara inferior del pistón se abre la lumbrera de admisión y gracias a la depresión la mezcla nueva entra al cárter. Cabe remarcar que durante el ascenso del pistón, durante cierto ángulo de cigüeñal, se produce un cortocircuito que puede provocar la salida de mezcla fresca recién entrada al cilindro hacia el escape. Este inconveniente equivalente al cruce de válvulas en un motor cuatro tiempos puede paliarse mediante la mecánica de ondas del tubo de escape.

Cuando el pistón alcanza el PMS, se inicia la carrera descendente (figura 10) correspondiente a la expansión por la combustión en el cilindro. Durante el descenso del pistón se abre la lumbrera de escape provocando el escape espontáneo mientras que la parte inferior del pistón comprime la mezcla nueva que se encuentra confinada en el cárter. Cuando el pistón ha bajado suficiente, los gases de escape ya no continúan saliendo debido al aumento de volumen en el cilindro. En esta situación, el pistón abre con su movimiento la lumbrera de transferencia permitiendo la entrada de la mezcla nueva previamente presurizada que desaloja los gases quemados que se encuentran aún en la cámara de combustión. Esta es la segunda fase del escape del motor dos tiempos; el escape por barrido.

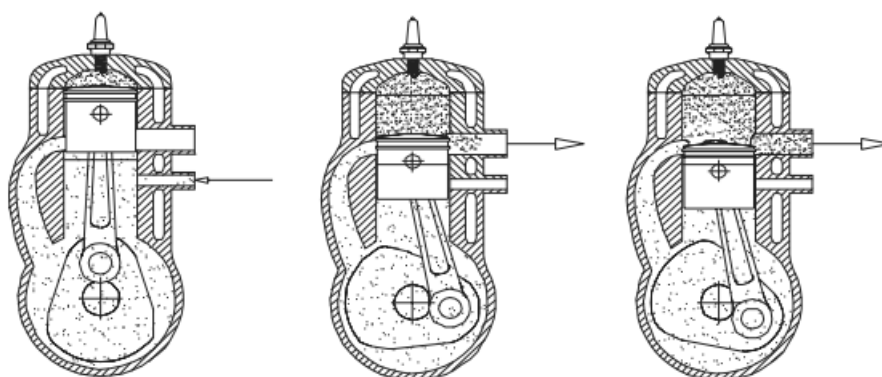


Figura 10: Carrera descendente en un motor 2T

Este proceso de barrido puede llegar a ser muy complejo, dependiendo de muchos factores tales como la orientación y posición de las lumbreras, el diferencial de presión cárter-cilindro y el régimen de giro que impone un tiempo para el desalojo de los gases. Si el barrido es excesivo se perderá parte de la mezcla fresca introducida al cilindro, mientras que si el barrido resulta insuficiente se producirá una renovación de carga deficiente teniendo una combustión peor y menor potencia.

Este cortocircuito es uno de los mayores inconvenientes que presentan este tipo de motores ya que conlleva una pérdida de rendimiento y un aumento en la presencia de hidrocarburos inquemados en el escape provocando problemas de contaminación. La aparición de este cortocircuito está asociada al control de las lumbreras que realiza el propio pistón que impone lo que se conoce como distribución simétrica (figura 11). En ella la lumbrera de escape se abre antes que la de transferencia y se cierra después de ésta.

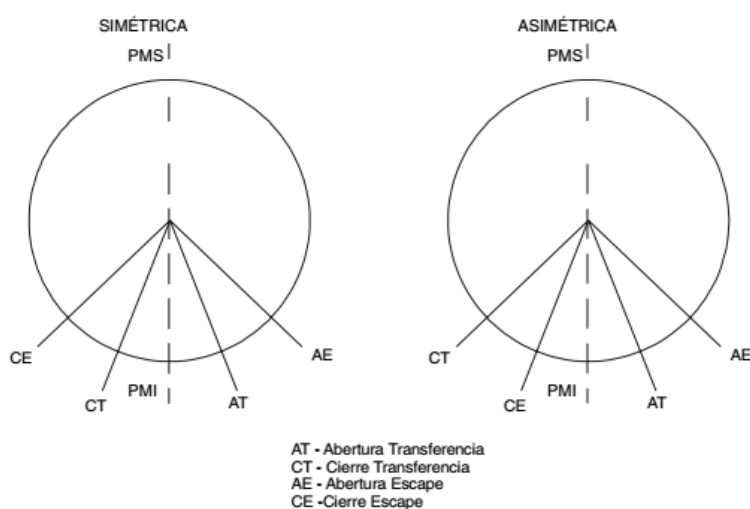


Figura 11: Diagramas de distribución de un motor 2T

Una posible solución a esta problemática es el uso de un sistema de distribución asimétrica donde la apertura y cierre de lumbreras sigue una disposición más lógica al abrir primero el escape, luego la lumbrera de transferencia, a continuación cerrar el escape y finalmente cerrar la de transferencia terminando con el proceso de admisión. La implementación de los sistemas de distribución asimétricos en motores dos tiempos requiere que al menos un conducto sea controlado independientemente del movimiento de pistón, usualmente el de escape. Ello implica un aumento en la complejidad, tamaño y peso del motor por lo que normalmente no se usa.

Otro inconveniente de este tipo de motores es el correcto funcionamiento de la bomba de barrido. Cuando el pistón empieza la carrera descendiente la lumbrera de admisión sigue abierta, por lo que el aumento de presión en el cárter puede provocar un cierto reflujó de la mezcla hacia el exterior a través de dicha lumbrera. Esta problemática se manifiesta siempre que la lumbrera de admisión es controlada por el pistón, lo que provoca que haya una buena renovación de carga pero en un intervalo del régimen de giro motor muy estrecho. Este efecto puede solucionarse de dos formas; mediante el uso de una caja de láminas que actúa como una válvula antiretorno o una válvula rotativa que abre y cierra el conducto en función del ángulo de cigüeñal.

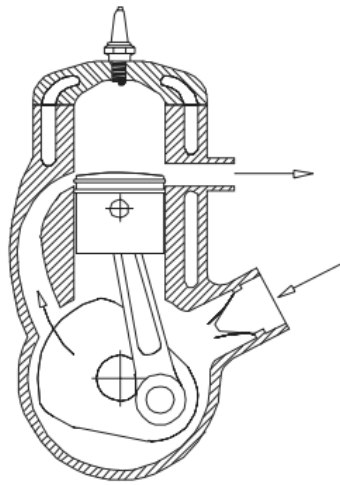


Figura 12: Implementación de la caja de láminas a un motor 2T

La solución de la caja de láminas resulta muy económica y efectiva. Generalmente se suele prescindir de la lumbrera de admisión para usar la propia caja de láminas como entrada al cárter (figura 12). Esta solución permite diseñar el motor para que entregue el par máximo a bajas revoluciones. La caja de láminas se comporta como una válvula unidireccional que se abre sólo cuando la presión del cárter es menor a la del conducto de admisión. Cuando la presión crece debido al descenso del pistón, la presión del cárter aumenta cerrando la caja de láminas y evitando así el posible reflujó.

Por tanto, este sistema es efectivo para variaciones de presión lentas, es decir, para regímenes de giro bajos. Cuando el motor se encuentra en regímenes altos, las láminas no son capaces de seguir los cambios de presión suficientemente rápido debido a su inercia por lo que el rendimiento empeora. En cambio, si se diseñan unas láminas para funcionar a altos regímenes, las tensiones mecánicas que se provocan en estas condiciones exigen una lámina demasiado robusta que será muy insensible a bajas vueltas por lo que se concluye que cualquier tipo de lámina tiene un régimen óptimo y el resto de rangos ineficientes.

El diseño de las láminas incluye limitaciones en la apertura para evitar excesos y excesiva fatiga. Su diseño debe ser muy cuidado en cuanto a inercia, material o tiempo que tarda en abrir. La rigidez de las láminas es un compromiso entre el rendimiento a diferentes regímenes. En general se optimizan a una frecuencia del 80% de la frecuencia del motor a máxima potencia aunque existen otras soluciones como las cajas con láminas de paso variable o cajas de láminas con láminas de distinta rigidez.

La otra solución para la problemática del reflujo consiste en el control de la admisión mediante una válvula rotativa (figura 13). Consiste en un disco solidario al cigüeñal con una apertura que al coincidir con la lumbrera ubicada en el cárter permite el acceso de la mezcla al motor. Esta solución puede optimizarse para diferentes regímenes de giro ya que el proceso de admisión ya no depende de la carrera del pistón. Al crear esta independencia se puede implementar una distribución asimétrica aumentando la eficiencia de admisión sobre un gran rango de revoluciones consiguiendo una curva de par mucho más plana en detrimento de conseguir un par máximo menor a otros sistemas de distribución. Otro aspecto a valorar es que esta solución introduce una masa en la parte baja del motor bajando así su centro de gravedad.

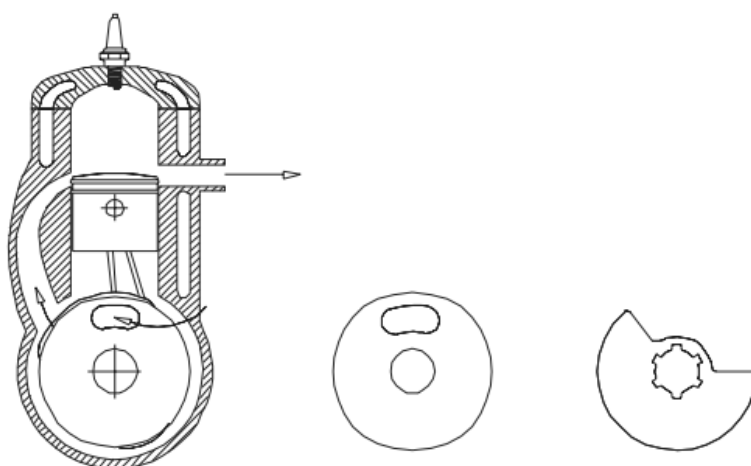


Figura 13: Válvula rotativa en el cárter

5.1.2. Carburador

El motor Rotax 125 MAX EVO cuenta con un carburador de aguja para controlar el dosado del motor. Para entender la incidencia del diseño de la admisión en el motor se debe comprender el funcionamiento de este componente que se encuentra obsoleto dentro del mundo de la automoción comercial.

El principio de funcionamiento del carburador es el efecto Venturi. Se trata de un sistema mecánico que traslada el combustible desde una cubeta hasta el flujo de aire que atraviesa el carburador. El carburador interiormente tiene una geometría como la que se muestra en la siguiente figura:

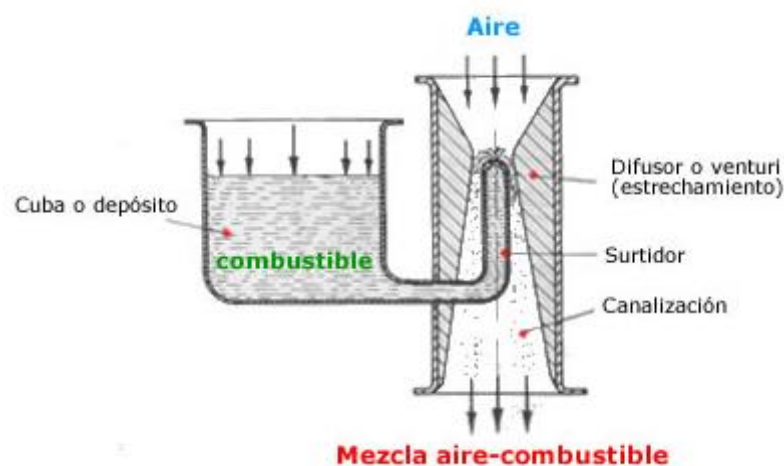


Figura 14: Esquema de funcionamiento de un carburador básico

Este estrechamiento en el paso de aire provoca una depresión debido a la aceleración de fluido por el estrechamiento de la sección. Este es el llamado efecto Venturi y puede cuantificarse a través de la ecuación de Bernoulli y la ecuación de continuidad:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{(c_1)^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{(c_2)^2}{2g} + z_2 + h_f$$

$$c_1 \cdot A_1 = c_2 \cdot A_2$$

Si se aplica la ecuación de Bernoulli a un punto 1 de la entrada del carburador y a un punto

2 de la zona de máximo estrechamiento del paso, asumiendo que la cota de ambos puntos es la misma ($z_1=z_2$) y que las pérdidas de carga son despreciables ($h_f=0$), se obtiene:

$$P_2 = P_1 + \frac{(c_1)^2 \cdot \gamma}{2g} \cdot \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right)$$

Como se tiene que $A_2 < A_1$, se puede observar que el término resta a P_1 , por lo que se concluye que la presión P_2 es más baja que la que encontramos en el punto 1.

Entonces, el carburador aprovecha esta presión para colocar un surtidor de combustible en esa zona tal y como muestra la figura siguiente:

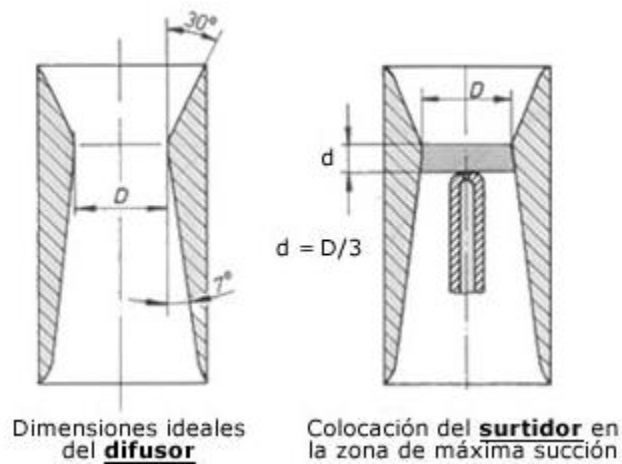


Figura 15: Esquema del Venturi de un carburador

Des de una cubeta de combustible a nivel constante, se hace llegar el combustible a presión atmosférica hacia el punto de máximo estrechamiento que, como hemos visto anteriormente, se encuentra a una presión inferior. Este sistema mecánico permite regular la mezcla de aire-combustible en función del caudal de aire que atraviese el carburador, puesto que a mayor caudal de aire, mayor será la depresión causada en el punto 2 tal y como muestra la ecuación siguiente resultante de combinar la ecuación de continuidad a la ecuación anterior:

$$P_2 = P_1 + \frac{Q^2 \cdot \gamma}{2g \cdot A_1} \cdot \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right)$$

En cuanto a la mezcla necesaria, los motores Otto idealmente deben trabajar con un

dosado fijo de 14,7 gramos de aire por cada gramo de gasolina. Esta proporción estequiométrica a menudo se suele modificar ligeramente para, por ejemplo, poner exceso de oxígeno para disminuir la proporción de monóxido de carbono en los gases de escape. Por tanto, a menudo se usa la proporción 15,3 gramos de aire por cada gramo de gasolina, a la que llamaremos relación de dosado $r=1$ (1 g gasolina/15,3 g aire). En el caso de los motores dos tiempos con carburación, el dosado abraza combinaciones distintas según la situación del motor:

- Dosificación mínima para el ralentí: 1/22 ($r=0,7$)
- Dosificación máxima para el arranque en frío: 1/4,5 ($r=3,3$)
- Dosificación para potencia máxima: 1/12,5 ($r=1,2$)
- Dosificación para máximo repentino: 1/18 ($r=0,85$)

Las problemáticas y limitaciones del carburador son evidentes, para empezar, es un sistema mecánico que depende del caudal de aire pero en cambio el dosado se establece a partir de unas relaciones entre las masas de aire y combustible, por tanto, el sistema está diseñado para funcionar en ciertas condiciones con una densidad de aire determinada. El aire no tiene densidad constante, por lo que los cambios de temperatura de éste o la altura respecto al nivel del mar a la que opere el motor provocarán una combustión ineficiente. Otra problemática es que el carburador elemental, que es en esencia el descrito anteriormente, es que no es capaz de mantener una proporción constante de dosado en todo el rango de revoluciones a las que opera el motor. Esta problemática se puede observar en la figura 16:



Figura 16: Curvas de dosificación de un carburador elemental

Estas curvas nos indican cómo evoluciona el caudal de aire a medida que se abre la mariposa de gases hasta que prácticamente el caudal de aire se mantiene constante. La curva del caudal de combustible no empieza a la vez que la de aire, por lo que se deduce que inicialmente, con caudales de aire muy bajos debido a la posición prácticamente

cerrada de la válvula de mariposa, la depresión generada con el Venturi es insuficiente para causar succión de combustible. Una vez sale combustible por el surtidor, la curva de combustible crece más rápidamente que la de aire hasta cruzarse en un punto de relación estequiométrica. Este punto es el de diseño óptimo del motor, pero como se puede observar, fuera de estas revoluciones la mezcla resulta pobre por debajo y rica en combustible por encima. Este punto óptimo se puede calibrar a través del diseño del surtidor y de la relación de áreas del Venturi.

También se aprecia en las curvas que hay una región entre 0 y n_r en la que no se suministra combustible. En consecuencia, el motor no funcionaría en este rango si no se dispone de un circuito auxiliar que alimente al motor en ese intervalo. En general se suele incluir un circuito paralelo en el carburador llamado circuito de ralentí. En la zona sombreada en cambio, el motor de combustión es accionado por el motor de arranque.

Para solucionar parcialmente estos problemas, los carburadores usados en automoción tienen una serie de calibres o *chicleurs* (conocidos coloquialmente también como chiclelés) que permiten ajustar manualmente algunos parámetros para adaptar el motor a las condiciones atmosféricas y de altitud en las que va a operar. Este proceso se conoce como carburación y en el mundo de la competición debe hacerse antes de cada sesión para adaptar el motor a las condiciones de presión atmosférica y temperatura del día.

Una vez explicados los conceptos básicos del carburador, se procederá a explicar con más detalle cómo funciona el carburador que incorpora el motor Rotax. Se trata de un carburador de aguja correspondiente a la figura inferior:

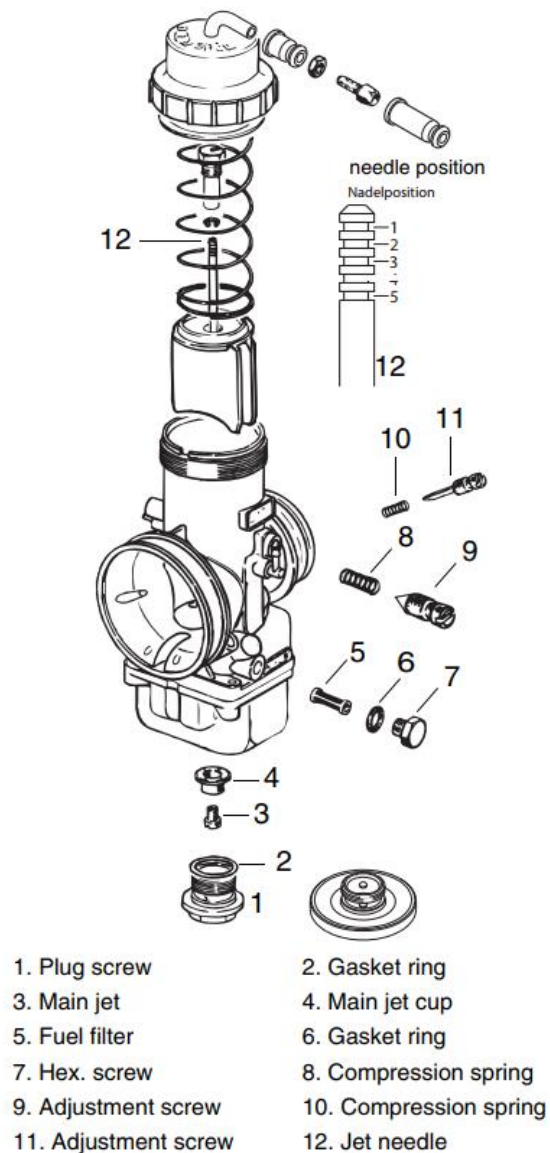


Figura 17: Despiece del carburador Dell'Orto montado en el motor Rotax

Para hacer el motor más elástico a más rangos de revoluciones, mejorar su desempeño en diferentes condiciones climatológicas y permitir el arranque en frío, este carburador Dell'Orto cuenta con diferentes calibres o *chicleurs* así como diferentes posiciones de la aguja. A continuación se describirá brevemente que incidencia tienen estos ajustes en el rendimiento del motor y se darán unos ajustes generales específicos del motor Rotax.

En primer lugar, para superar el problema comentado anteriormente sobre la falta de capacidad del Venturi de poder succionar combustible a bajos caudales el carburador cuenta con otro circuito secundario controlado por el elemento número 11 en la figura 18.

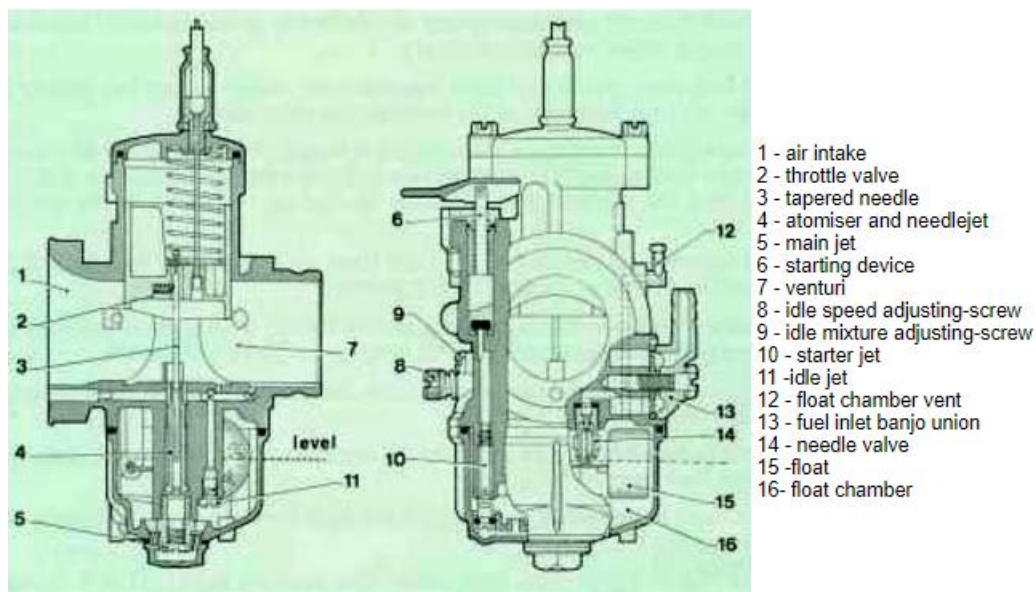


Figura 18: Sección de un carburador Dell'Orto

Este circuito consiste en un paso inferior al Venturi que siempre está abierto. Por él circula aire cuando el paso por el Venturi está totalmente cerrado y bajo el mismo principio que se ha descrito anteriormente, el combustible sube por ese conducto (usualmente conocido como *pilot jet*) y se mezcla con el aire para ir al motor. Su correspondiente *chicleur* servirá para regular el dosado para hacer funcionar el motor al ralentí.

Cuando se acciona el acelerador, la válvula de mariposa empieza a abrirse y el aire comienza a circular por el Venturi. En esta situación, la aguja central (número 3 en la figura 18) aún no permite el paso de combustible por el puerto principal (*main jet*).

A medida que se pulsa el acelerador, el *pilot jet* subministra todo el caudal posible a la vez que se introduce combustible a través de la apertura que deja la aguja al subir. Esta apertura se conoce como surtidor principal (*main jet*).

Cuando el pedal se pisa totalmente, la aguja sube hasta su posición superior máxima dejando de tener influencia en el dosado. Ahora, el combustible se introduce a través del *main jet*.

Finalmente, para el arranque en frío se usa el conducto de la figura 18 marcado con el número 10 (*starting jet*), que regula la entrada de aire al inicio del encendido para poder arrancar el motor. Después del arranque, el dosado depende del *pilot jet*.

En el siguiente diagrama (figura 19) se muestra qué componentes controlan el dosado en función de la posición de pedal:

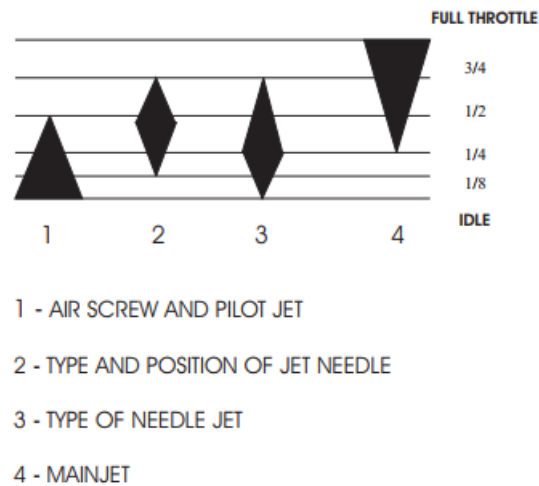


Figura 19: Influencia de los elementos en el dosado en función de la posición del acelerador

Como se puede observar, el elemento que controla las primeras posiciones del pedal del acelerador es el *pilot jet*, que se ha explicado en el párrafo de arriba. A partir de 1/8 de posición del acelerador el control es compartido con la posición de la aguja. Conforme se pulsa el acelerador, la aguja (número 3 en la figura 18) sube dejando pasar más combustible por el surtidor principal (*main jet*). En estas situaciones, el tipo de aguja utilizada (normal, cónica) tiene influencia desde el inicio del accionamiento del acelerador (elemento número 3 de la figura 19). Finalmente, cuando se acciona al máximo el acelerador, la guja ya no tiene influencia a partir de 3/4 de posición del acelerador y todo el combustible depende del *main jet*.

Por tanto, para regular el dosado en todas esas posiciones se deben controlar:

- El *chicleur* del *pilot jet*
- La posición o altura de la aguja (número 12 en figura 17)
- El *chicleur* del *main jet*
- El *chicleur* del *starter jet*

La posición de la aguja regula su altura abriendo más o menos el puerto, ésta puede ubicarse en 5 posiciones. Respecto al *chicleur* del *main jet*, el fabricante Rotax recomienda usar los que tengan el calibre que indica la tabla siguiente:

Main jet	Sea level 0 m/0 ft	Sea level 400 m/ 1300 ft	Sea level 800 m/ 2600 ft	Sea level 1200 m/ 3900 ft	Sea level 1600 m/ 5200 ft
- 5 °C / + 23 °F	178	175	172	170	168
+ 5 °C / + 41 °F	175	172	170	168	165
+ 15 °C / + 59 °F	172	170	168	165	162
+ 25 °C / + 77 °F	170	168	165	162	160
+ 35 °C / + 95 °F	168	165	162	160	158

Tabla 2: Clicheur del main jet según las condiciones de altura y temperatura

Al cambiar estos *clicheurs* realmente lo que se varía es el calibre de la cavidad que tienen para dejar pasar el combustible, así que actúan como restrictores para otorgar diferentes caudales de combustible en función del caudal de aire.

5.1.3. Requerimientos del escape

El escape de un motor de dos tiempos es el punto más diferencial y crítico respecto a un motor de cuatro tiempos. Durante el escape en este tipo de motores podemos diferenciar dos fases: escape espontáneo y escape por barrido. Al abrirse la lumbrera de escape comienza el escape espontáneo donde la presión del cilindro desciende bruscamente debido a la gran diferencia de presiones que existe entre el interior del cilindro y el conducto de escape. El gas inicialmente aún conserva una gran entalpía por lo que al desbloquear la lumbrera de escape, éste sale a presión hacia el exterior. Cuando el pistón continúa su descenso, los gases de escape dejan de salir debido a la bajada de presión que supone el aumento de volumen en la cámara de combustión. En esta situación, se abre la lumbrera de transferencia, comunicando el cárter, que ahora se encuentra a mayor presión, con el cilindro. Esto provoca que la mezcla fresca entre en el cilindro “barriendo” los gases de escape que aún se encontraban confinados en el cilindro, esto se conoce como escape por barrido.

La duración del escape espontáneo es un parámetro crítico así como lo es la posterior caracterización de la depresión causada por la inercia de los gases de escape durante el desalojo. Esta depresión resulta beneficiosa si se aprovecha puesto que permite que la mezcla nueva entre más fácilmente al cilindro. La magnitud y la duración de esta depresión dependerán de la geometría de la lumbrera de escape, la velocidad de apertura de las lumbreras de carga y descarga, de la geometría del sistema de escape y del régimen motor.

Respecto a la ubicación de la lumbrera de escape, se debe tener en cuenta que interesa emplazarla lo más alta posible para que el escape espontáneo se inicie a una presión

suficientemente alta para lograr un buen desalojo de los gases quemados. En contraposición, ubicar esta lumbrera muy arriba limita la carrera efectiva del pistón de forma que cuanto más alta esté esta lumbrera, más corta será la carrera efectiva y menor será su rendimiento. Por tanto, se debe encontrar una posición de compromiso que pueda satisfacer la salida de los gases sin perder carrera de trabajo del pistón. De todas formas, la altura de esta lumbrera sólo es efectiva en un estrecho rango de velocidades de giro del motor. En general al avanzar el régimen se debe adelantar la apertura de la lumbrera de escape debido a que se dispone de menos tiempo para desalojar los humos.

También es importante la situación de la lumbrera de transferencia. Sería interesante que ésta se cerrara cuando el cárter ya no es capaz de suministrar carga fresca. El problema es que esa situación depende de la velocidad de giro del motor por lo que a la práctica surgen ineficiencias en el proceso de barrido; ineficiencias por insuficiencia de barrido, que provoca la presencia de gases residuales e ineficiencias por exceso, que provoca la pérdida de carga fresca.

En estos procesos de barrido resultan vitales la velocidad y la orientación de los flujos de carga que entran al cilindro. Estos parámetros se pueden moldear a través del diseño de las geometrías de las lumbreras, el número de lumbreras y la colocación de las lumbreras de transferencia. De forma general, las lumbreras estrechas con toberas largas dan lugar a velocidades altas del fluido y resultan idóneas para motores cuadrados (diámetro del pistón parecido a la longitud de la carrera) donde las condiciones de funcionamiento se caracterizan por elevadas velocidades de giro del motor. En cambio, si se busca un elevado par a bajas vueltas, las lumbreras de transferencia deben orientarse hacia arriba y situarse en la parte posterior del cilindro. Además, las lumbreras principales abren antes que las auxiliares o bien se les da una geometría a las lumbreras para que su apertura sea más progresiva, ensanchándose a medida que se van abriendo.

Si se desea obtener un par muy elevado a alto régimen de giro se debe optimizar muy bien el escape para esas revoluciones puesto que se dispone de muy poco tiempo para el proceso de renovación de carga. Esto resulta en un rango óptimo en altas pero un rango de potencia útil estrecho obteniendo un motor poco agradable a la conducción.

Las lumbreras de transferencia deben presentar un aspecto aerodinámico para generar turbulencias que mejoren el llenado del cilindro. Esta filosofía también se aplica a la lumbrera de escape, que debe tener una cierta forma en su parte superior para provocar una onda de presión que posteriormente ayudara a facilitar el proceso de escape y renovación de carga. Si esta forma superior (que es la primera que desbloquea el pistón con su descenso) se encorva se obtiene una apertura gradual que genera una onda suave y de larga duración. Si por el contrario la lumbrera tiene la parte superior totalmente horizontal se generará una apertura repentina que dará lugar a una onda corta de mucha

intensidad.

La principal limitación del diseño de las lumbreras de escape es su anchura puesto que si ésta es muy grande los segmentos del pistón pueden llegar a engancharse o desgastarse demasiado rápido. Por ello, se instalan unos puentes en la dirección del movimiento del pistón que ayudan a sortear esta discontinuidad. Otro consejo a seguir en el diseño de las lumbreras y su ubicación es el de no situar la lumbrera de carga y la de escape muy juntas. Si esto ocurre, la tendencia al cortocircuito será muy elevada por lo que el proceso de barrido se ve muy perjudicado.

La posición relativa de las lumbreras también es un aspecto importante ya que en función de su ubicación varia el flujo del gas de entrada y salida al cilindro. Es importante que la posición de las lumbreras de transferencia sea simétrica para evitar diferencias de presión que creen turbulencias en los conductos. Si la energía de los flujos de entrada resulta excesiva y favorece el cortocircuito, se pueden hacer cruzar los flujos de las lumbreras de transferencia dentro del cilindro para provocar una disminución de su velocidad y un aumento de su presión de manera que esta presión ayude al desalojo de los gases ya quemados sin que la mezcla en sí tenga que salir por el escape. Otra posibilidad sería abrir primero una lumbrera de transferencia auxiliar para igualar un poco las presiones en el momento de la apertura de las lumbreras de transferencia.

Respecto a los conductos de transferencia, interesa que su rugosidad interior sea mínima y su sección se vaya estrechando para reducir las turbulencias dentro del conducto. Estos conductos deben tener unas medidas equivalentes a los colectores de admisión que hacen llegar el aire exterior al interior del cárter.

Pese a los aspectos comentados, la mayor incidencia en el rendimiento final del proceso de renovación recae en la sintonización y el diseño de la geometría de los conductos de escape. Como se muestra en la figura 20, según la geometría del tubo de escape se consigue un perfil u otro de presión en la lumbrera de escape.

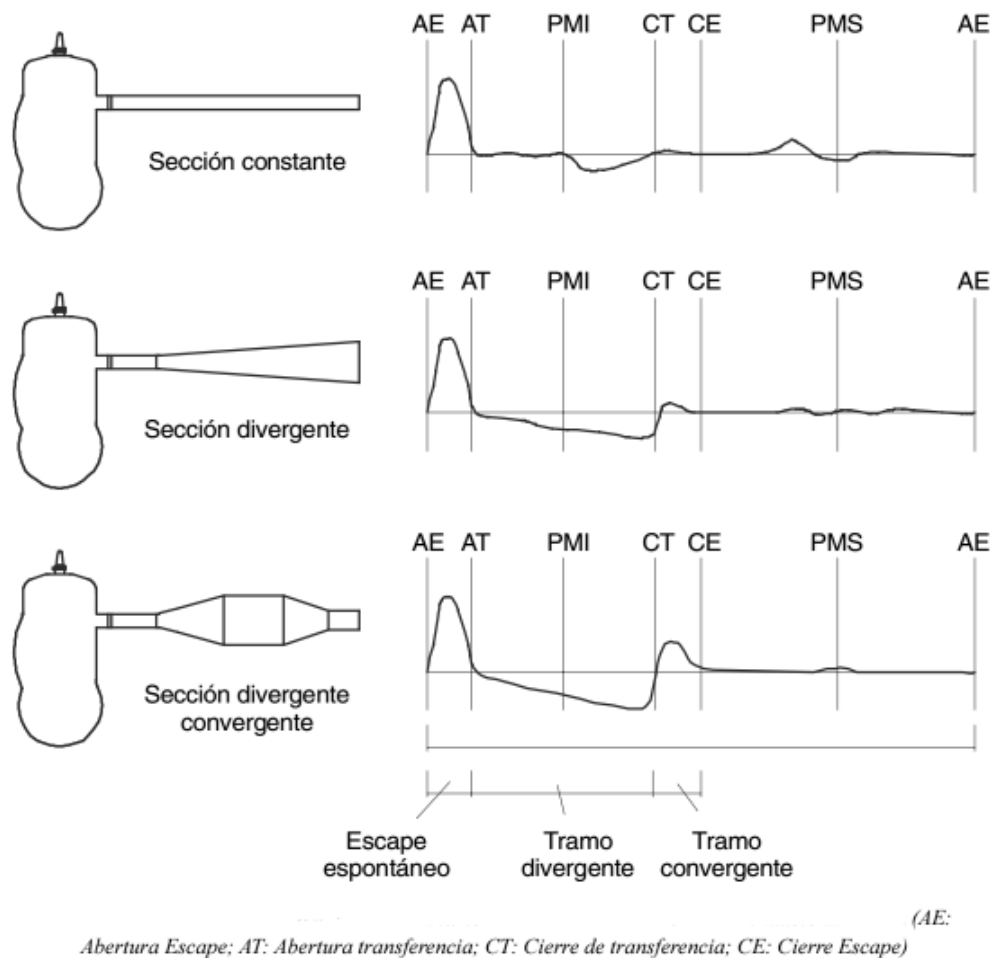


Figura 20: Presión en la lumbrera de escape según la geometría del conducto

Los efectos de onda provocados por la sobrepresión del escape espontáneo son en realidad el reflejo de la onda de presión generada durante la apertura de la lumbrera de escape al atravesar las diferentes partes de la geometría.

La sintonización del conducto de escape comporta la sincronización con el proceso de renovación de carga. Es conveniente que la depresión aparezca justo después de superar el PMI y antes del cierre de la lumbrera de transferencia para ayudar en el proceso de barrido de los gases ya quemados. La sobrepresión es conveniente que aparezca justo después del cierre de la lumbrera de transferencia para evitar el cortocircuito.

En el primer dibujo de la figura se observa como en el conducto de sección constante aparecen los efectos de un conducto sintonizado, que se ven amplificadas si se introduce una sección divergente como en el caso del segundo dibujo. En el tramo divergente los sucesivos cambios de sección provocan que se genere cierta depresión que se mantiene en toda la zona correspondiente al escape.

Si nos centramos en el último ejemplo de la figura, podemos observar una oscilación de la presión más brusca que en los casos anteriores. En esta situación, la onda de sobrepresión genera y refleja ondas de depresión y sobrepresión al atravesar el cono divergente y el cono convergente del escape respectivamente. Esto provoca que el gas inicialmente vea una onda de depresión o rarefacción que ayuda a evacuar los gases de escape. Posteriormente, la onda de presión reflejada del tramo convergente ayuda a taponar el escape al final de la etapa de escape por barrido por lo que previene en gran medida la posibilidad de que ocurra el cortocircuito. Si el tubo está bien sintonizado, esta sobre presión llegará al cilindro después del cierre de la lumbrera de transferencia. Para lograr este comportamiento es vital tener controlados todos los parámetros de la geometría de escape, especialmente:

- Longitud del tramo inicial
- Diámetro al principio del tramo divergente
- Diámetro al final del tramo divergente
- Longitud del tramo divergente
- Longitud del tramo entre conos
- Diámetro del inicio del tramo convergente
- Diámetro del final del tramo convergente
- Longitud del tramo convergente
- Longitud hasta la salida a la atmosfera

El hecho de aprovechar las ondas para evacuar o taponar los gases de escape debe optimizarse para un régimen de giro puesto que la geometría es fija pero la velocidad de evacuación y renovación de carga depende del régimen de giro. El caso ideal sería tener un escape de longitud variable según el régimen de giro para mantener este efecto en todo el rango de funcionamiento.

5.2. Comparación con un motor 4T

Los motores de dos tiempos son constructivamente muy distintos a los motores cuatro tiempos. Comparar estos dos motores supone contraponer dos filosofías distintas, apostar por la complejidad y la eficiencia o por la simpleza constructiva y la potencia.

La mayor diferencia entre estos dos motores es en esencia que el motor de dos tiempos carece de cualquier tipo de distribución. Como ya se ha comentado anteriormente, las funciones de distribución son realizadas por las lumbreras y el propio movimiento del pistón en el motor dos tiempos. Esta simplificación constructiva lleva a la obtención de un motor más pequeño, menos pesado, con un centro de gravedad más bajo y en definitiva a un

motor menos costoso de cara a la fabricación y el uso de materiales.

Una implicación de estas diferencias es el hecho que un motor de dos tiempos realiza un ciclo termodinámico en dos carreras de pistón, o lo que es lo mismo, una vuelta de cigüeñal, mientras que el motor cuatro tiempos realiza un ciclo termodinámico cada cuatro carreras de pistón, o lo que es lo mismo, dos vueltas de cigüeñal. Por tanto, para un mismo régimen de giro del motor se tiene que en un motor realiza el doble de trabajo que el otro, dando como resultado una potencia teórica del motor dos tiempos del doble que la que ofrece un motor cuatro tiempos a las mismas revoluciones. A la práctica el factor relativo de potencias está en 1,5 debido a las ineficiencias inherentes al funcionamiento del motor dos tiempos. En cualquier caso, claramente se observa que la relación de potencia específica es muy superior en el motor dos tiempos.

Otra implicación del sistema de distribución es que el cárter del motor dos tiempos se usa como bomba de barrido mientras que en el motor cuatro tiempos el cárter actúa meramente como un depósito de aceite. Por otro lado, en el motor cuatro tiempos el régimen de giro se ve limitado por el hecho de tener distribución. La flotación de las válvulas impide que su apertura y cierre sea lo suficientemente rápida como para seguir al motor, cosa que no pasa en el motor dos tiempos.

En cuanto a los segmentos del pistón, los motores de cuatro tiempos cuentan con tres (de fuego, intermedio y de lubricación) mientras que el motor dos tiempos lleva uno o dos de presión (fuego e intermedio) debido a que el cárter no está lleno de aceite. Por otro lado, las lumbreras que tiene sí que crean más rozamiento con el pistón por lo que se deben incorporar elementos y diseñar las lumbreras para que interfieran lo mínimo posible. Como el motor de dos tiempos genera el doble de ciclos termodinámicos por vuelta de cigüeñal también es un motor más solicitado mecánica y térmicamente, acelerando el desgaste de los componentes y aumentando la probabilidad de gripaje.

Además, el comportamiento del motor de dos tiempos depende mucho de la fluidodinámica de los gases, que requieren una energía mínima para tener un desarrollo correcto. Por este motivo, este motor solo alcanza un buen rendimiento a altas revoluciones cuando se estabiliza el proceso de renovación de carga. En esta situación, el número de ciclos por unidad de tiempo resulta problemático y limita el diseño de estos motores en cuanto a cilindrada y carga térmica.

En términos de contaminación, la probabilidad de cortocircuito hace aparecer concentraciones elevadas de ciertos contaminantes en los gases de escape, tales como los hidrocarburos no quemados. A parte, el hecho de introducir aire proveniente del cárter provoca que el aceite de lubricación se queme en el cilindro dando lugar a más contaminación. Otro motivo que hace aumentar los hidrocarburos inquemados es el hecho

de realizar ciclos de tan corta duración que impide una combustión completa. Por estos motivos usualmente se opta por implementar el motor de dos tiempos en cilindradas pequeñas.

En conclusión, el motor de cuatro tiempos puede tener más cilindrada y un par más elevado pero es menos potente que uno de dos tiempos del mismo cubicaje. El consumo específico de un motor dos tiempos es más sensible a las variaciones de revoluciones respecto al punto óptimo de funcionamiento que el motor de cuatro tiempos porque el proceso de renovación de carga pierde eficiencia. Este hecho condiciona la elasticidad del motor, que es menor que el motor de dos tiempos.

6. Componentes del motor y su ubicación

6.1. Generación de CAD a partir de planos

Para empezar la instalación de motor Rotax se requería de dos recursos básicos: los planos CAD del vehículo de Ashenkoff, el K100 y los planos del motor Rotax 125 MAX EVO. El primer requisito fue satisfactoriamente cubierto por los planos en CAD proporcionados por Ashenkoff, el estudiante que diseñó el chasis del K100, Joan Caballé y el estudiante que diseñó la aerodinámica del K100, Albert Mateo. Gracias a su excelente trabajo, las restricciones del diseño que imponía el vehículo quedaron claramente definidas. En cuanto a los planos del motor, el tiempo de entrega se demoró hasta mediados de Mayo del 2017, lo que complicó el correcto arranque del proyecto. Además, los planos proporcionados por la empresa Rotax y que fueron transmitidos a los estudiantes implicados a través de Ashenkoff eran planos en 2D en formato de imagen. Se trata de planos de las diferentes vistas del bloque motor y el conjunto ensamblado muy escuetos en cotas, simplemente cotas generales y algunos diámetros.

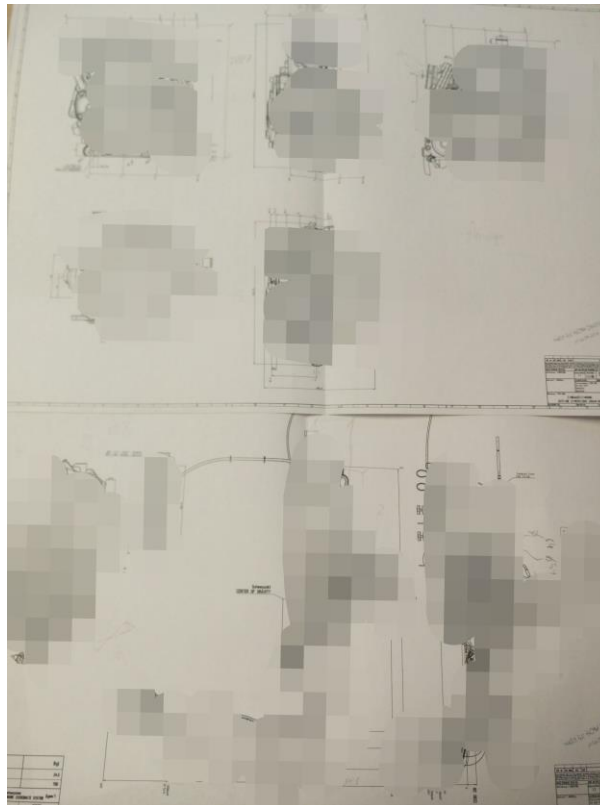


Figura 21: Planos proporcionados por Ashenkoff sobre el motor Rotax

Para poder trabajar en el proyecto se requería un modelo CAD del motor y sus componentes para ubicarlos en el vano previsto en el chasis del K100. Por ello, se decidió reconstruir manualmente los componentes y el bloque motor ya que asignando volúmenes a los componentes con las cotas generales se desperdiciaba mucho espacio imposibilitando la instalación del motor. Para la realización de éstos modelos se pasaron los planos de un formato de imagen al programa AutoCAD. Una vez en el programa, se escaló la imagen según las cotas existentes en ellas usando las cotas más grandes. Posteriormente se guarda el archivo en formato dwg y se exporta a SolidWorks. Una vez dentro de SolidWorks, el archivo se importa como un croquis 2D, con lo que se obtiene un croquis de una de las vistas del motor. A continuación, se genera un bloque de dimensiones mayores a las del croquis y se extruyen cortes a partir del croquis importado. Esta estrategia se ha usado para obtener el bloque motor, que si bien no obtiene la geometría perfecta, sí permite tener un volumen muy ajustado de lo que realmente se montará en el vehículo.



Figura 22: Aspecto del bloque motor obtenido

Esta estrategia es adecuada para los cuerpos con geometría de paralelepípedo. Pero los componentes como el carburador o el tubo de escape no cumplen esta condición, por lo que se ha optado por otras estrategias. En el caso del tubo de escape, que es el componente más importante de caracterizar correctamente, primero se obtuvo el croquis de su proyección en la vista superior. El problema residía en que esta vista no estaba en verdadera magnitud si no que estaba inclinado 15° . Por tanto, se proyectó la vista del escape para obtener la geometría en verdadera magnitud. Como se ha comentado en apartados anteriores, la geometría del escape es crucial en el rendimiento que tendrá el motor (figura 23). Una vez obtenido el croquis, se han ido creando las secciones a partir de recubrir el camino entre dos secciones siguiendo las curvas guías. Para las zonas más simples, cónicas y cilíndricas, simplemente se ha revolucionado una mitad de la sección transversal.

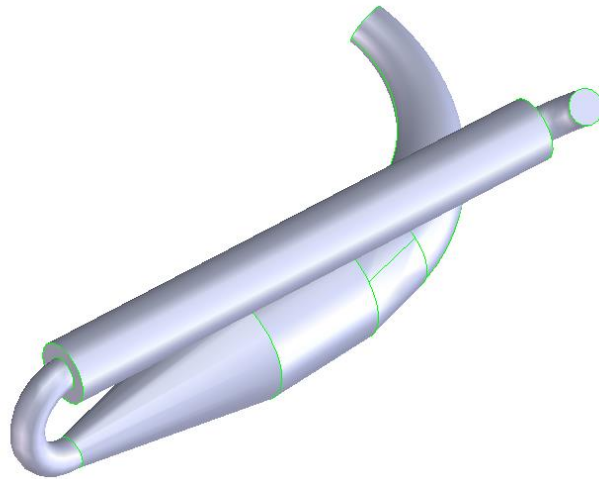


Figura 23: Geometría del tubo de escape obtenida

Por último, el carburador también se ha obtenido a partir de un croquis 2D a partir del plano. En este caso el croquis estaba en verdadera magnitud y con una imagen de perfil. Su geometría prácticamente cilíndrica ha permitido obtener el cuerpo principal gracias a una revolución de su perfil y el Venturi a partir de otra revolución en un eje a 90° del primero. El resultado es la figura 24. También se ha generado el CAD del conjunto integrado de la admisión siguiendo la estrategia del bloque motor. El objetivo de generar estos componentes es ensamblarlos y comprobar si pueden montarse en el vehículo.

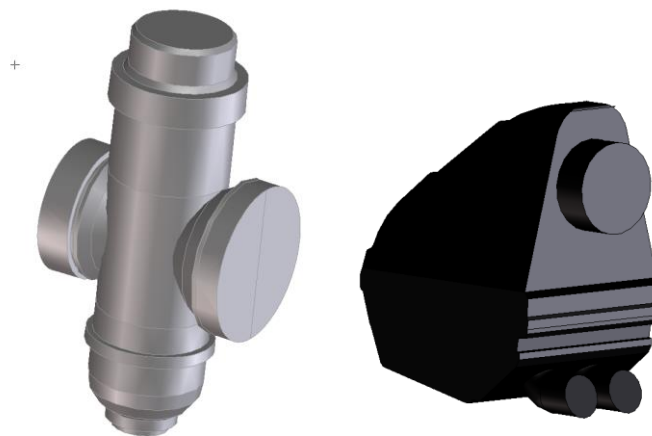


Figura 24: Carburador y admisión

En la figura siguiente se puede ver una comparación entre la geometría obtenida a partir de los planos 2D y el motor real.

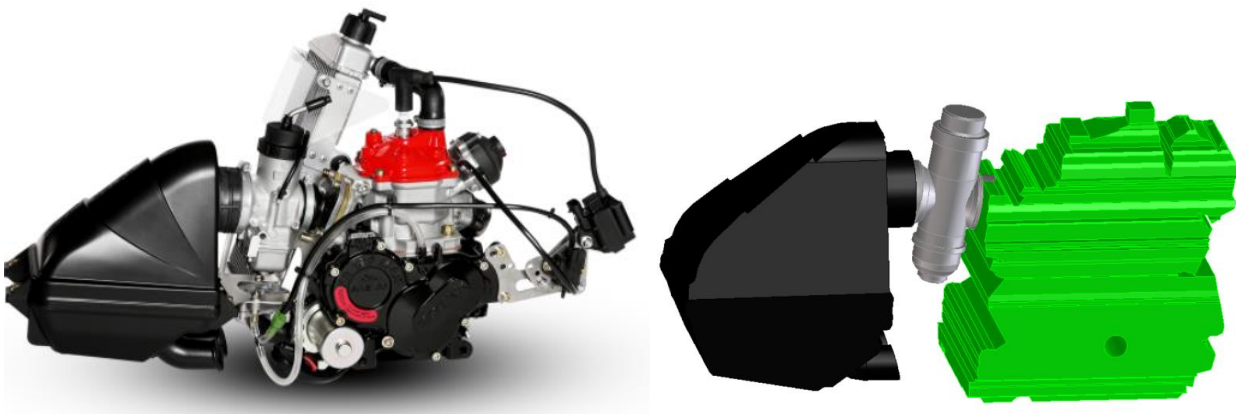


Figura 25: Comparación entre el modelo generado y el real

Por evidentes temas de recursos y tiempo, no se dibujó el motor componente a componente pero durante el proyecto se ha considerado que las geometrías obtenidas son aproximaciones suficientemente buenas para las funciones que se requieren. Cabe recalcar de nuevo que todos los parámetros realmente críticos (ubicaciones de admisión y escape, sujeciones, cigüeñal, diámetros del carburador, etc) están bien referenciados y controlados para poder proceder con el diseño.

6.2. Emplazamiento de los elementos (*packaging*)

Una vez obtenido el CAD del motor, es importante situar el motor en un punto del espacio bien definido. En este punto, existe un trabajo de coordinación entre todos los estudiantes implicados en el proyecto del K100. Los estudiantes encargados de rediseñar las suspensiones y la transmisión convinieron una posición del eje Y según la norma ISO 8855. La cota en Z vino definida por el estudiante encargado de diseñar los soportes. La cota en X se definió a través de un criterio establecido en este trabajo. Al trabajar con modelos CAD diseñados por el proceso definido anteriormente, es importante tener una buena referencia para ubicar todos los componentes puesto que las cotas se deben establecer entre elementos bien posicionados tanto en el vehículo como en el motor. Por ello se decidió que el centro de acotación del bloque motor fuera el piñón de salida del cigüeñal, puesto que en los planos todas las cotas venían referidas al eje del cigüeñal y, por tanto, los soportes venían bien referenciados a ese punto. Respecto al vehículo, se decidió ubicar el bloque respecto al plato de la transmisión del eje trasero, puesto que el eje trasero era una referencia sólida del vehículo y dicho plato debía estar alineado con el

piñón del motor.

Respecto a los criterios usados para ubicar el motor, en Y fue la distancia necesaria entre ejes con la cadena elegida para la transmisión, en Z fue el alineamiento de los soportes del bloque con las barras del chasis y en X fue moverlo al máximo en la dirección negativa del eje para dejar espacio a los elementos de la admisión. La ubicación final del motor se puede ver en la figura siguiente:

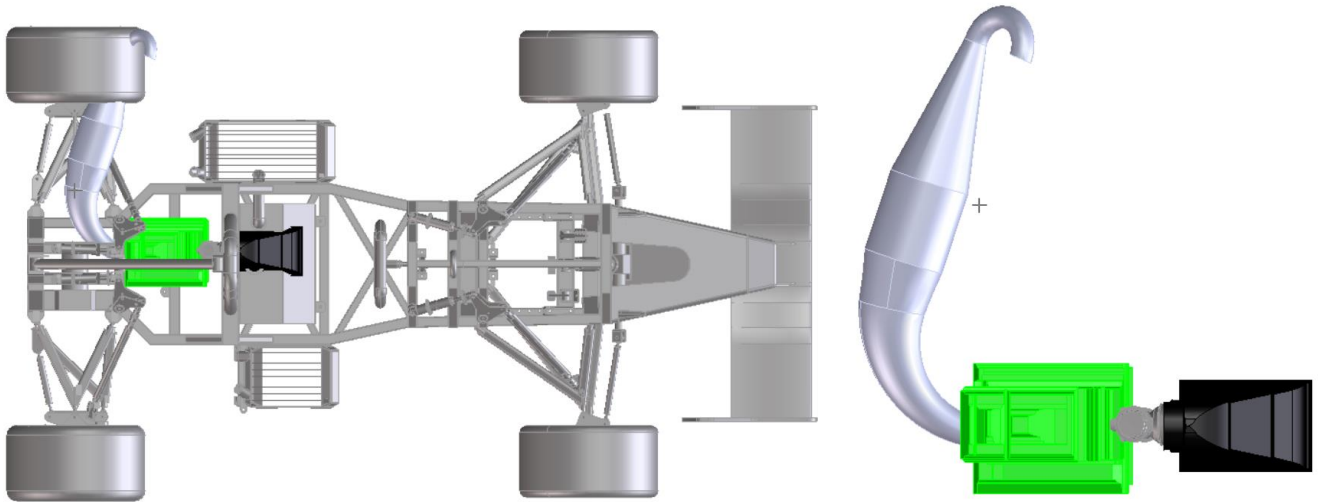


Figura 26: Ubicación del motor original en el K100 y detalle del motor

Otras cotas importantes de tener bien referenciadas en el bloque motor eran las entradas y salidas de admisión y escape. Estas posiciones se situaron en el CAD respecto al eje del cigüeñal como ya se ha explicado anteriormente.

Al proceder a situar los objetos con los criterios establecidos, había dos premisas que ya se conocían incluso antes de plantear la ubicación del bloque, que eran:

- El conjunto del motor es demasiado largo para ser ubicado en el vano disponible en el chasis del vehículo (figura 26).
- En consecuencia, se debían rediseñar/reubicar componentes para la instalación del motor.

Bajo estas condiciones se intentó reubicar el escape dejando la admisión de fábrica para intentar reducir los costes pero resultó inviable por espacio. En consecuencia, partiendo desde el carburador, se propusieron diferentes alternativas para el diseño de la admisión.

7. Diseño admisión

7.1. Requisitos del diseño

Los colectores de admisión tienen un objetivo muy sencillo pero esencial, hacer llegar el aire exterior hasta la entrada del motor. Para este cometido, los colectores pueden tener diseños muy diversos. En los motores de cuatro tiempos, la existencia de la distribución hace que se creen ondas de presión y rarefacción debido al movimiento de las válvulas. En función del régimen, se desea disponer de unos colectores largos y estrechos o cortos y anchos. Los primeros son favorables a bajas revoluciones debido a que los efectos inerciales favorecen la entrada del aire al motor mientras que los segundos son útiles a altas revoluciones, donde las pérdidas de carga son muy pronunciadas. Muchos vehículos de alta competición cuentan con un sistema de colectores de longitud variable para satisfacer estas necesidades.

En el proyecto que nos ocupa, el diseño a implementar debe ser sencillo, ya que se debe implementar en el motor Rotax que carece de cualquier sistema de control de admisión. Pero el requisito principal es obtener un sistema de admisión con las mínimas pérdidas de carga posibles para no limitar el caudal de aire necesario a altos regímenes de giro motor.

El motor Rotax cuenta con la entrada de aire en dirección opuesta a la dirección de avance del vehículo. En un kart, la admisión se encuentra expuesta por lo que en su diseño se le otorgó aspecto aerodinámico. En el K100, el motor no está expuesto por lo que no hay necesidad de introducir dichas formas. En el caso del kart, se crea un flujo turbulento y desprendimiento de capa límite en la zona de aspiración del motor, por lo que la presión en ese punto es ligeramente inferior a la atmosférica. Al variar la geometría por exigencias del diseño, ésta se vuelve más compleja al paso de aire, por lo que se introducen nuevas pérdidas de carga en la entrada del motor. Para no estrangular la capacidad del motor, se opta por diseñar una admisión con una entrada en la dirección opuesta a la de avance del vehículo. Esto otorga un carácter más inestable al motor, puesto que a mayor velocidad, mayor entrada de aire al motor, pero sirve para compensar las nuevas pérdidas de carga introducidas.

7.2. Propuestas de admisión

El vehículo cuenta con varias aperturas para la entrada de aire. Como se muestra en la figura 27, las entradas de los laterales inferiores están diseñadas para refrigerar el motor a

través de los radiadores. Las entradas laterales superiores son aperturas que ayudan a reducir la presión aerodinámica sobre la carrocería. Finalmente, la apertura superior tiene doble función, reducir la presión aerodinámica y alimentar de aire al motor en motores de altas prestaciones y competición.

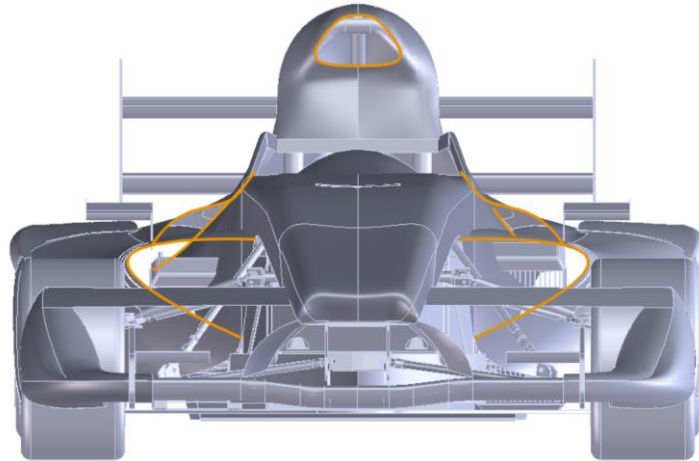


Figura 27: Tomas de aire disponibles en el K100

Tanto la apertura superior como las laterales superiores pueden servir como toma de aire para alimentar el motor.

En primer lugar, se decidió entre usar la caja de admisión más el filtro que incorpora el motor de serie en una ubicación lateral al motor (figura 28) o cambiar el sistema de admisión por completo. La primera solución contemplaba situar la caja de admisión con el filtro al lado del motor y poner un conducto nuevo que fuera desde la salida del filtro hasta la entrada del carburador. Esta solución básicamente introducía una pérdida de carga a la admisión convencional.

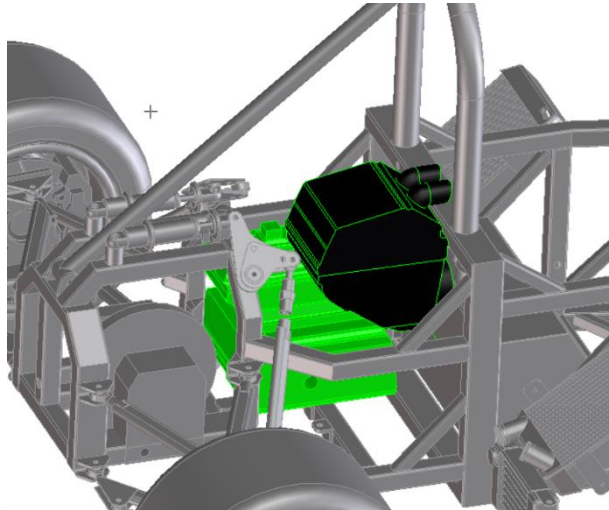


Figura 28: Detalle de propuesta con caja y filtro originales

Tras consensuar las decisiones con el equipo técnico de Ashenkoff, se optó por la segunda opción fundamentalmente por un motivo de eficiencia. Si bien el objetivo de la marca no es conseguir un coche de grandes prestaciones sí que se exige un mínimo de optimización para no obtener un vehículo ampliamente inferior a un kart en cuanto a desempeño. El nuevo concepto incluye eliminar la caja de admisión con el filtro y sustituirla por un único conducto que va desde una toma de la carrocería hasta la entrada del carburador. A su vez, el filtro sería remplazado por un filtro cilíndrico o cónico situado en la entrada del conducto. Esta solución permite eliminar toda la geometría de la caja de serie y reemplazar el filtro por uno con menos pérdidas de carga.

7.2.1. Alternativa de diseño con admisión lateral

Esta opción consiste en situar el filtro cónico cerca de la apertura lateral para encontrar un fluido con más carga debido al término de velocidad que introduce el movimiento del vehículo. En la figura 29 se puede observar la propuesta mencionada anteriormente:

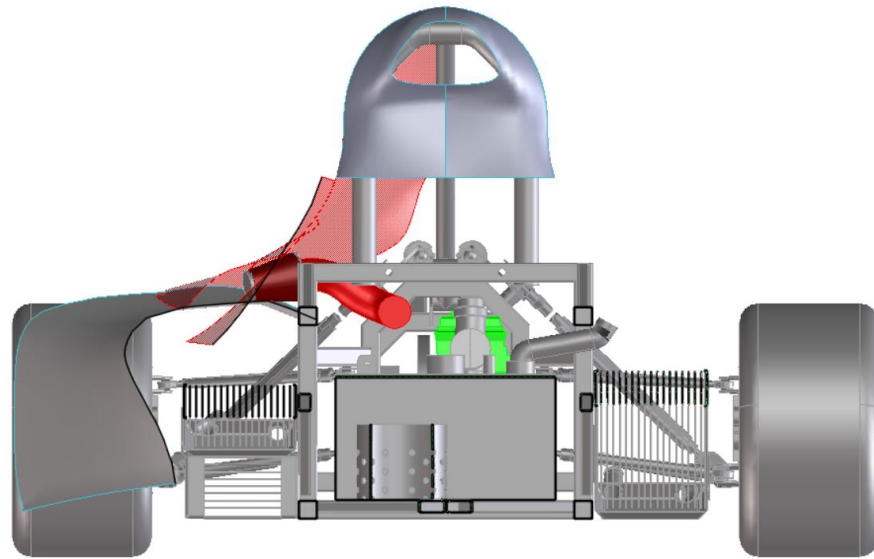


Figura 29: Vista en sección de la propuesta de admisión lateral

Este diseño tiene la ventaja de necesitar un tubo muy corto por lo que las pérdidas de carga no deberían ser muy acusadas salvo por que requiere girar el flujo 90° respecto al eje de la sección de entrada del carburador. Una limitación de este diseño es también el tamaño del filtro cónico, pues éste no intercepta tanta sección de entrada de flujo exterior como se desearía.

7.2.2. Alternativa de diseño con admisión superior

En esta alternativa se propone situar la toma de la admisión en la zona superior, tal y como lo hacen los vehículos de Fórmula 1. En esta sección, el fluido viene prácticamente sin perturbar puesto que ocupa una posición muy alta y no tiene otros componentes delante. En cambio, en la opción lateral el flujo viene de interactuar con los brazos de la suspensión delantera y la propia rueda delantera. Además, al tratarse de una apertura mayor, el caudal máximo que soporta la sección es muy superior al de las aperturas laterales. Esta propuesta se muestra en la figura 30.

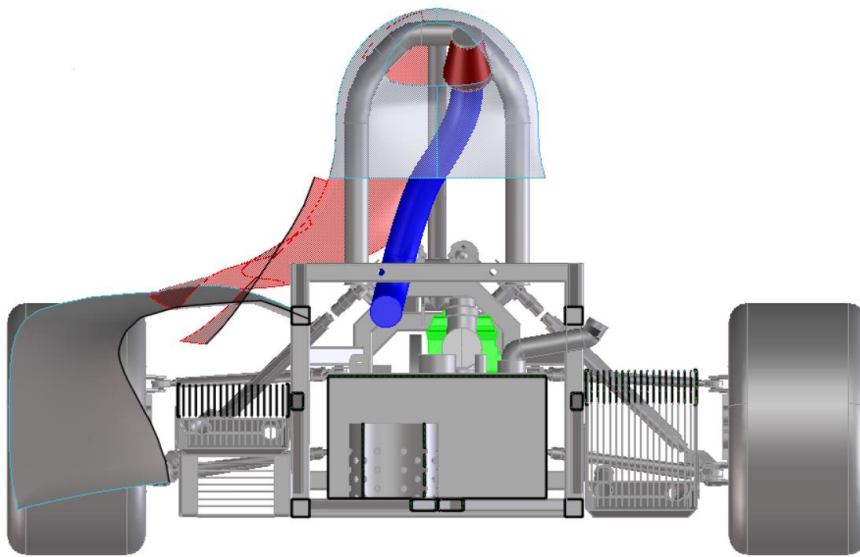


Figura 30: Vista en sección de la propuesta de admisión superior

El inconveniente de este diseño sería su mayor longitud, cosa que introduce mayores pérdidas de carga aunque puede que las pérdidas singulares sean menores debido a que el fluido no debe cambiar tan bruscamente su dirección.

7.3. Diseño de la caja de admisión

Independientemente del sistema de admisión escogido surge una problemática consistente en la falta de espacio que presenta el vano motor para alojar el motor y el carburador en serie. Como consecuencia de este hecho, la salida del carburador queda muy cerca del muro metálico (26 mm) que separa el recinto del motor del asiento del piloto (figura 31).

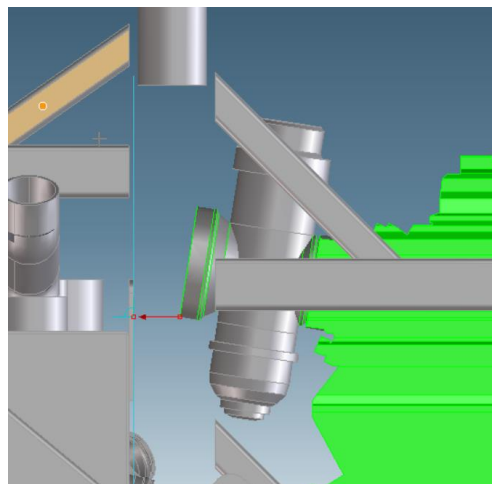


Figura 31: Distancia disponible entre carburador y firewall

Este muro, llamado comúnmente en el mundo de la automoción como *firewall*, es inamovible puesto que la normativa exige su presencia. Para solucionar este problema se exploraron varias alternativas:

- Inclinar el motor y el carburador para dar mayor salida a la sección de entrada al carburador: Esta posibilidad fue explorada para solucionar el problema de espacio pero los técnicos de Ashenkoff la desaconsejaron sobre todo por los problemas que esta inclinación puede producir en el correcto funcionamiento del carburador pues, como ya se ha mostrado en el funcionamiento del carburador, la cubeta del carburador debe estar horizontal o a la inclinación de diseño. En caso contrario, podría darse el caso de que alguno de los conductos del carburador no fueran capaces de suministrar combustible.
- Cambiar la dirección del carburador: Esta posibilidad preveía situar el carburador a 90º de la entrada del motor, cosa que sí que dejaría margen para un giro del fluido razonable y eliminaría la necesidad de inclinar el conjunto. El problema es que se estaría introduciendo una pérdida de carga después del carburador, por lo que las condiciones en las que el fluido atraviesa el Venturi del carburador no se corresponden con las que se introducen al motor. Esto no es un problema muy grave pero conviene no carburar fuera de las condiciones de diseño del fabricante, de lo contrario, las tablas de *chicleurs* proporcionadas por el fabricante ya no serían válidas y se debería proceder a recarburar a prueba y error. Además, existe la posibilidad de que el cambio de geometría a 90º provoque que algunas gotas de combustible que están en suspensión condensen en los conductos provocando así una pérdida de combustible y una bajada del rendimiento importantes.
- Diseñar un componente que oriente el fluido: Se trata de insertar un componente que permita al fluido girar desde una dirección cualquiera hasta la entrada del carburador. El flujo no será óptimo debido al giro y se introducen grandes pérdidas de carga.

Finalmente se optó por la tercera alternativa ya que suponía una solución de compromiso entre la correcta posición del motor y la eficiencia de la admisión. Para tal efecto se efectuaron dos diseños de este componente.

7.3.1. Alternativa 1

El diseño se basa en unir dos secciones prácticamente paralelas para forzar el flujo a cambiar de dirección 180º. Para ello se ha ajustado el diseño al máximo de los límites manteniendo una relación de áreas en la mínima sección de paso de un 17% de reducción respecto a las entradas y salidas. Su diseño es poco aerodinámico pero no tiene constricciones muy pronunciadas. En la figura 32 se muestra la geometría del componente.

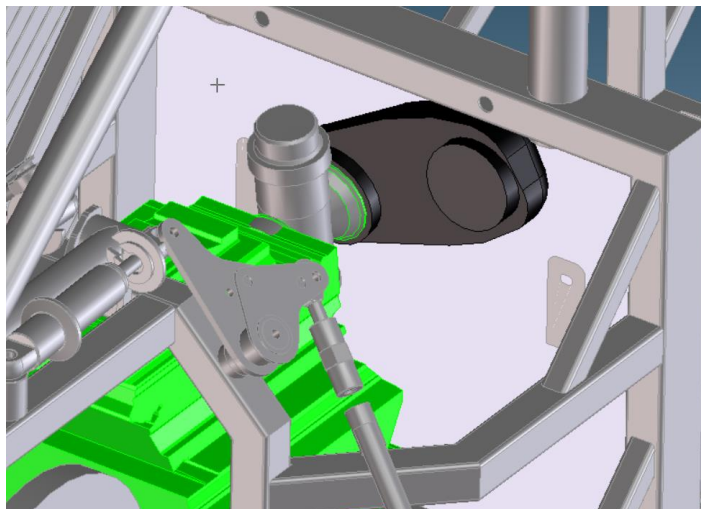


Figura 32: Detalle de propuesta 1 de caja de admisión

7.3.2. Alternativa 2

Para intentar optimizar el diseño anterior, se propone disminuir la dirección de giro del fluido y trazar una geometría con giros suaves. El resultado se puede ver en la figura 33.

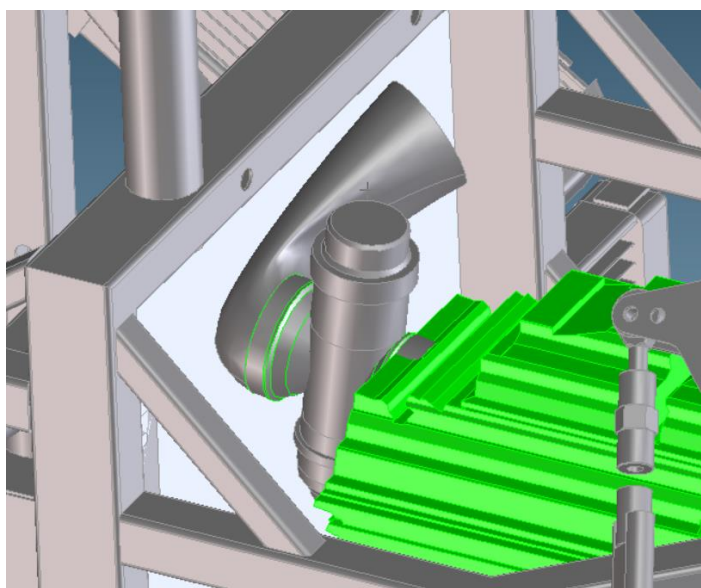


Figura 33: Detalle de propuesta 1 de caja de admisión

Pese a parecer muy aerodinámico ese diseño entraña un problema, la sección de paso se estrecha hasta un 63% y cambia de dirección muy bruscamente, lo que puede provocar unas pérdidas de carga singulares muy acusada.

Para discriminar entre ambos diseños se deberán realizar simulaciones para validar su

rendimiento.

7.4. Tubos

Los tubos tienen la función de conectar los filtros con la entrada de la caja de admisión que conecta con el carburador. Normalmente los colectores de admisión de los vehículos suelen fabricarse en plástico debido a que tienen pocas sollicitaciones mecánicas, sobretodo en motores atmosféricos. Además resultan ligeros e incluso absorben tolerancias debido a su elasticidad. Por otra parte, el diseño en plástico de estos componentes no resulta viable económicamente debido al volumen de fabricación de Ashenkoff. Al tratarse de un fabricante artesano de automóviles se debe optar por una solución más comercial.

En los vehículos convencionales, cuando se modifica la admisión para, por ejemplo, incorporar filtros cónicos como los que se proponen en este proyecto, se suelen montar tubos o colectores de silicona. Su flexibilidad permite adaptarlos a un sinfín de geometrías, son económicos y tienen un buen acabado superficial que minimiza las pérdidas de carga por fricción. Además, tienen un peso muy bajo (des de 0,5 kg/m hasta 2 kg/m) y pueden operar en rangos de temperatura de -60°C hasta 160°C.



Figura 34: Tubos de silicona de admisiones para automoción

En la figura superior se muestra un ejemplo de estos tubos de un proveedor de automoción. Un ejemplo de esta selección pueden ser los tubos de 55 mm del fabricante Bosado. Se selecciona este diámetro porque es muy parecido al diámetro que presenta el Venturi del carburador en su entrada.

7.5. Modelos de turbulencia

Para validar los diseños de los componentes y elegir también si resulta más beneficiosa la toma lateral o la superior, se han corrido simulaciones con el programa ANSYS Fluent y

CFX. Estos programas usan métodos numéricos para solucionar problemas de fluidos. Para entender los modelos de turbulencia usados se darán unas breves explicaciones en el actual apartado.

Las simulaciones de fluidos resultan muy complejas. Toda turbulencia en un fluido tiene una componente aleatoria difícil de representar fielmente. Esta falta de fidelidad por representar lo aleatorio lleva a usar los modelos de turbulencia que ayudan a predecir cómo se desarrolla el fluido. Los grandes grupos de modelos de turbulencia son:

- *Direct Numerical Simulation (DNS)*
Se basa en simular cada pequeña fluctuación del fluido. Esto implica que se requiere una malla muy pequeña y unos pasos de tiempo diminutos. La complejidad aumenta con el número de Reynolds por lo que actualmente se restringe su uso a flujos con bajo número de Reynolds y a la supercomputación. Este modelo no está disponible en Fluent.
- *Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS)*
Es el más usado en el mundo de la ingeniería. Las ecuaciones son solucionadas con promedios temporales del comportamiento del fluido y la magnitud de las fluctuaciones turbulentas. Este modelo está presente en Fluent.
- *Large Eddy Simulation (LES)*
Computacionalmente, es un modelo cuya interpretación se encuentra entre los modelos anteriores. Ejecuta simulaciones sobre incrementos de tiempo como el DNS pero solo computa los remolinos (*eddies*) más grandes. La malla y los pasos de tiempo pueden ser mayores que en el DNS porque los movimientos de fluido pequeños son solucionados por un modelo secundario de sub-malla. Este modelo está presente en Fluent.

En Fluent, sin embargo, se muestran unos modelos de turbulencia basados en los anteriores. Concretamente encontramos los modelos incluidos en la siguiente figura:

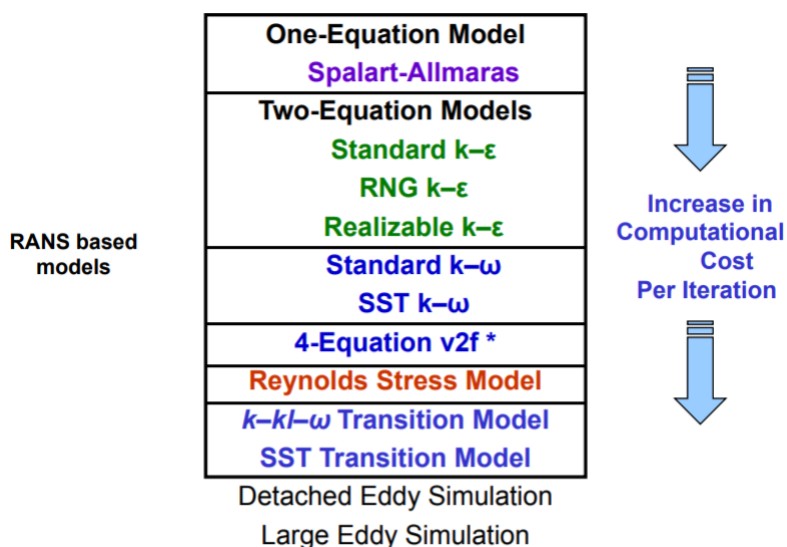


Figura 35: Modelos de turbulencia de Fluent

- Basados en RANS:

- *Standard* $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, *Realizable* $k-\epsilon$

El modelo estándar $k-\epsilon$ es el más usado en aplicaciones industriales, es robusto y razonablemente preciso en un gran rango de aplicaciones. Sus limitaciones son que se desenvuelve deficientemente con grandes gradientes de presión, grandes desprendimientos de fluido, grandes remolinos y modelos con mucha curvatura de las líneas de corriente.

El modelo *Realizable* $k-\epsilon$ mejora al anterior en fluidos con rotación, fluido con grandes gradientes de presión adversos, separación de fluido y recirculación.

Finalmente, el modelo RNG $k-\epsilon$ también tiene un mejor comportamiento que el estándar en fluidos con mucha tensión tangencial, con gran deformación, con remolinos y separación.

- *Standard* $k-\omega$, SST $k-\omega$

El $k-\omega$ estándar es un modelo que mejora el comportamiento ante gradientes de presión adversos ofreciendo submodelos para efectos de fluido compresible, transitorios y correcciones de esfuerzos tangenciales en el fluido.

La versión SST (*Shear Stress Transport*) del $k-\omega$ usa una función para gradualmente hacer una transición del modelo $k-\omega$ estándar cerca de una pared hasta un modelo estándar $k-\epsilon$ de alto número de Reynolds en posiciones alejadas de la pared. Otorga mayor precisión del flujo en condiciones de separación o desprendimiento bajo gradientes de presión adversos.

- Híbridos:

- Detached Eddy Simulation

Se trata de un enfoque híbrido del RANS y el LES explicados anteriormente. En regiones cercanas a las paredes del modelo se emplea un modelo transitorio RANS mientras que en regiones más alejadas se emplean versiones simplificadas del mismo. Las regiones de mayor turbulencia del modelo son solucionadas con el modelo LES ya que en estas regiones la turbulencia tiene un rol dominante. Los modelos *Realizable* $k-\epsilon$ y SST $k-\omega$ cuentan con esta función.

- Basados en LES:

- Large Eddy Simulation

Se trata de modelo de turbulencia LES que se ha explicado anteriormente. Está disponible en Fluent siendo el modelo más preciso pero costoso a nivel computacional.

A continuación se muestra una tabla resumen en la que se pueden ver todas las simulaciones realizadas con sus condiciones de contorno y los modelos de turbulencia usados. Las condiciones de contorno serán expuestas en los respectivos apartados de las simulaciones

Simulación	Nº elementos	Tamaño de malla	de Reynolds	Solver	Condición Inlet	Condición Outlet
Aerodinámica	1200815	Auto refinamiento	con 4220779	k-e standard	Velocidad entrada 32.5 m/s	Presión estática 0
Aerodinámica 2	663035	Auto refinamiento	con 4220779	k-w SST	Velocidad entrada 32.5 m/s	Presión estática 0
Colector Superior	32640	Sweep 4mm	30390	k-e standard	Flow rate 0,03552 kg/s	Presión estática 0
Colector Lateral	18100	Sweep 4mm	30390	k-e standard	Flow rate 0,03552 kg/s	Presión estática 0
ADM BOX 1	46449	Auto refinamiento	con 31558	k-e realizable	Velocidad entrada 9 m/s	Presión estática 0
ADM BOX 1	46449	Auto refinamiento	con 31558	k-w SST	Velocidad entrada 9 m/s	Presión estática 0
ADM BOX 2	128703	Auto refinamiento	con 21623	k-e standard	Velocidad entrada 9 m/s	Presión estática 0
ADM BOX 2	128703	Auto refinamiento	con 21623	k-w SST	Velocidad entrada 9 m/s	Presión estática 0

Tabla 3: Resumen de las condiciones de las simulaciones en Fluent

7.6. Simulación del vehículo (aerodinámica)

Para discriminar qué aperturas del vehículo resultan más provechosas y si las condiciones que ofrecen son satisfactorias para la admisión que se pretende diseñar.

El objetivo de situar la toma de aire en estas aperturas de la carrocería es sumar un término de velocidad a la presión estática del aire. En estas condiciones, si suponemos que el vehículo va a 117 km/h (32,5 m/s, Dato de velocidad según el trabajo de Joan Caballé [5], tendremos que la presión total es:

$$P = P_{atm} + \gamma \cdot \frac{c^2}{2g} = 101325 + 9,8 \cdot 1,2 \cdot \frac{32,5^2}{2 \cdot 9,8} = 101958,75 \text{ Pa}$$

El aire inicialmente se encuentra en reposo, por lo que se tiene presión atmosférica. Cuando el vehículo avanza a cierta velocidad, atraviesa este aire, por lo que el vehículo ve un flujo a presión atmosférica pero que avanza hacia él a la velocidad del vehículo. El trabajo necesario para que el fluido aumente su carga por encima de la atmosférica es realizado por el propio vehículo en su avance. Por tanto, como podemos ver, si aprovechamos ese término de velocidad de la ecuación de Bernoulli el fluido puede tener más carga para superar las pérdidas de carga adicionales. A la práctica, esto puede resultar engañoso, pues sólo cuando el vehículo asume cierta velocidad este término de velocidad es significativo. Por tanto, al introducir nuevas pérdidas de carga estamos perjudicando al motor a bajas velocidades. Además, el hecho de encontrar un fluido a una velocidad mayor que la que requiere el caudal necesario para el motor puede causar pérdidas de carga más pronunciadas, por lo que a la práctica toda carga adicional no será aprovechada íntegramente, sólo aquella requerida por el motor.

A priori podríamos pensar que podemos suponer que esta carga es la que ven las aperturas del vehículo pero enunciar esto supondría asumir que el flujo no viene perturbado por la geometría de la carrocería (cosa que en la apertura lateral es muy cuestionable debido a la rueda delantera) y también implicaría asumir que la viscosidad es nula y por tanto no tenemos capa límite en las superficies precedentes a las aperturas ni se producen desprendimientos de capa debido a la geometría. Si estas consideraciones se tomaran literalmente en todos los cálculos, el vehículo tendría resistencia aerodinámica 0 y por tanto su velocidad máxima teórica sería infinita.

Debido al enunciado anterior, se deben realizar simulaciones con modelos CFD para verificar que las aperturas realmente aportan una ventaja en cuanto a presión se refiere. Además se debe asegurar que existe un caudal suficiente bajo estas condiciones de carga aumentada. Para llevar a cabo las simulaciones, se requiere de un modelo CAD que consista en el negativo del vehículo dentro de un volumen de control pues los modelos CFD mallan el fluido, no los sólidos.

Todos los resultados numéricos de las simulaciones se calculan con la opción *Area Weighted Average*, que promedia un valor en una sección o área a partir de integrar cada

valor del elemento (ϕ) en el área de éste, tal y como se muestra en la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{A} \cdot \int \phi \cdot dA = \sum_{i=1}^n \phi_i \cdot |A_i|$$

7.6.1. Aerodinámica 1

En el trabajo de Albert Mateo [4], la geometría de la carrocería consiste en superficies que carecen de espesor por lo que no tiene sentido realizar operaciones booleanas sobre ellas. Por ello, inicialmente se realizó un modelo con una geometría aproximada del vehículo, puesto que en estas simulaciones no se pretende encontrar un coeficiente de fricción aerodinámico. En la figura 36 puede verse la geometría empleada. Se ha usado el plano de simetría del vehículo para ahorrar recursos computacionales en la simulación y se ha limitado el dominio computacional a un volumen de control similar al tamaño del modelo sin dejar volumen en la parte posterior del vehículo puesto que no se quiere medir el coeficiente de resistencia al avance del vehículo.

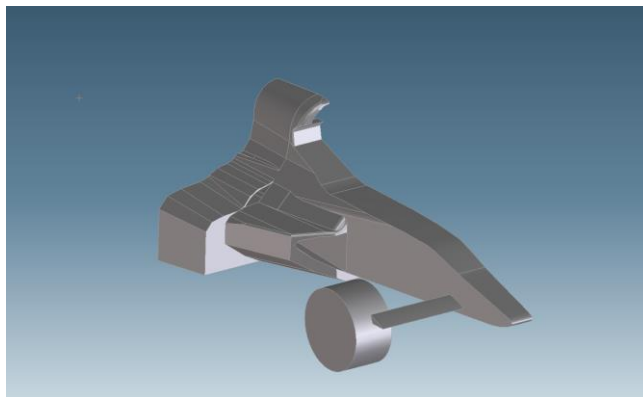


Figura 36: Geometría aproximada de la aerodinámica

Dicho modelo ha sido simulado con las condiciones de la simulación “Aerodinámica” en la tabla 3. Esta simulación ha puesto de manifiesto que las premisas que han llevado a simular el vehículo eran correctas; el flujo a través de las aperturas se ve influenciado por la carrocería. Finalmente como resultado se obtienen los siguientes datos sobre las aperturas:

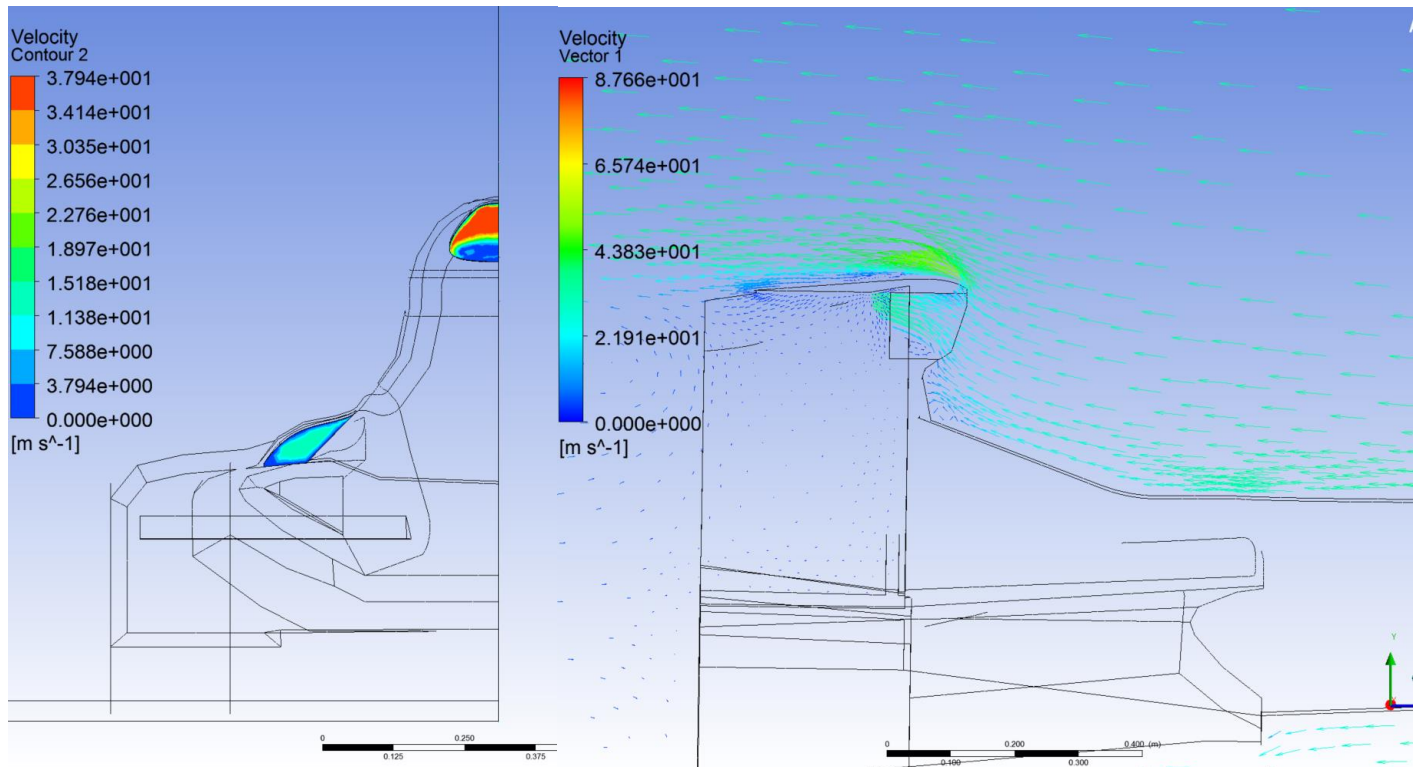


Figura 37: Velocidad en las secciones de entrada y en el plano de simetría

En la figura 37, se pueden observar la distribución de velocidades en las aperturas (izquierda) y la distribución de velocidades en el plano de simetría del vehículo (derecha). Como vemos, la sección superior presenta mayores velocidades debido al estrechamiento de la sección por el desprendimiento de la capa límite. En cambio, en la apertura lateral, el flujo se ve frenado por su viscosidad al rozar con las paredes laterales pero la distribución en el centro es más homogénea. No obstante, el caudal de aire por ella es muy inferior al de la apertura superior.

En las figuras 1-5 del anexo se muestran todos los resultados de la simulación.

7.6.2. Aerodinámica 2

A partir de estos resultados aproximados se procede a realizar otra simulación para obtener unos resultados más fieles. La simulación anterior fue realizada usando el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ estándar, que no opera bien con grandes desprendimientos, presiones adversas y condiciones de reflujo. A la vista de los resultados, sería conveniente cambiar el modelo de turbulencia a uno que represente mejor los reflujos y los remolinos que se producen. En este punto, tras un duro trabajo de CAD se obtiene un negativo de la

carrocería del vehículo. Un cambio en la estrategia de obtención del negativo provocó que se obtuvieran geometrías no corruptas con las que Fluent podía trabajar. La estrategia anterior se basaba en espesar las superficies de la carrocería para poder hacer un negativo de ellas en un bloque. Espesar dichas geometrías producía piezas corruptas, por lo que se optó por extruir volúmenes desde dentro del vehículo hasta las superficies de la carrocería usando curvas guía. Según el orden, se obtenían piezas corruptas también, pero si se seguía un orden correcto y se hacían ciertas aproximaciones se obtiene una geometría como la siguiente:

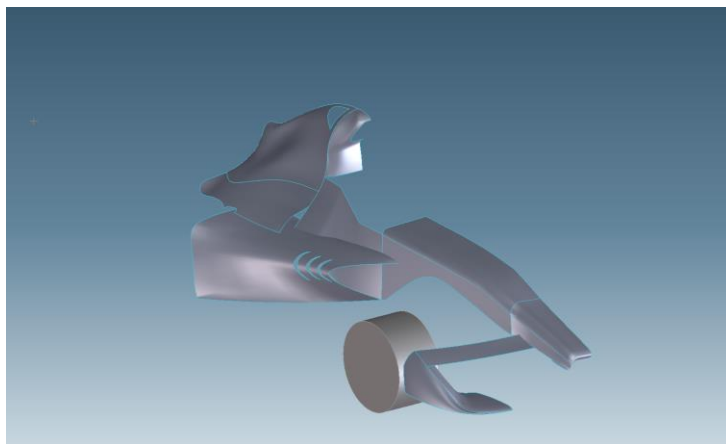


Figura 38: Geometría fiel a la original

Con el modelo del vehículo mejorado, se procedió a simular bajo un modelo SST k- ω más complejo pero que opera mejor bajo condiciones de reflujo y separación de capa. Las condiciones de contorno son las expuestas en el apartado “Aerodinámica 2” de la tabla 3. Los resultados de esta simulación se pueden ver en la tabla a continuación.

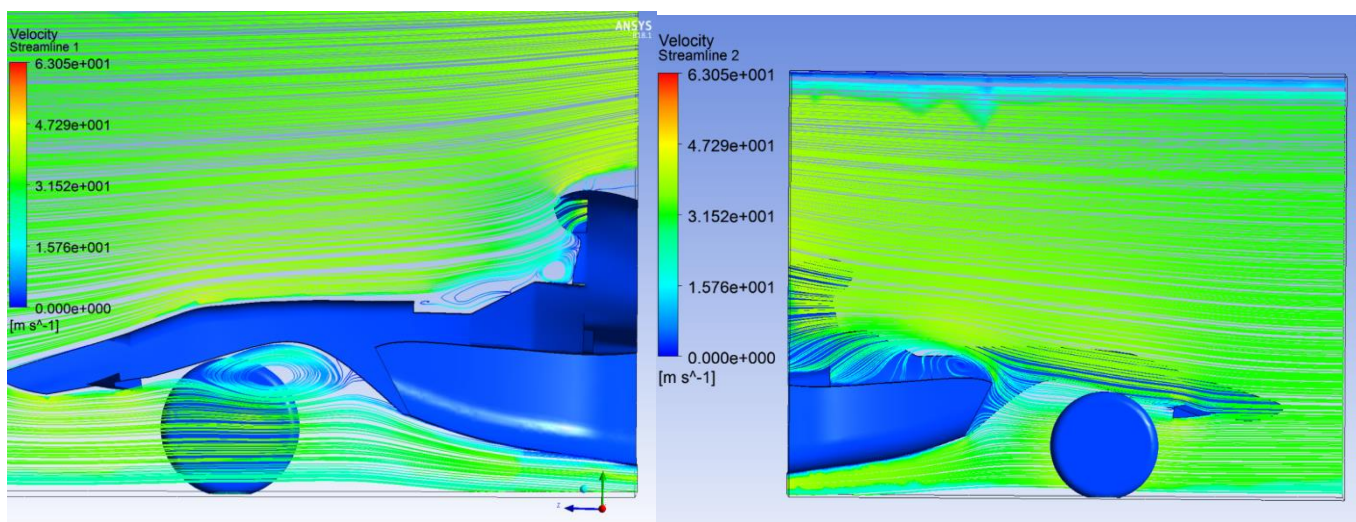


Figura 39: Líneas de corriente por secciones transversales a las aperturas

En la figura 39 se pueden ver las líneas de corriente en la apertura superior (izquierda) y en la lateral (derecha). Se observa claramente la importante formación de remolinos que condicionan el flujo que entra por las aperturas. En la apertura lateral se puede observar una disminución importante de la velocidad del fluido debido al remolino que se forma en la zona justo posterior a la rueda.

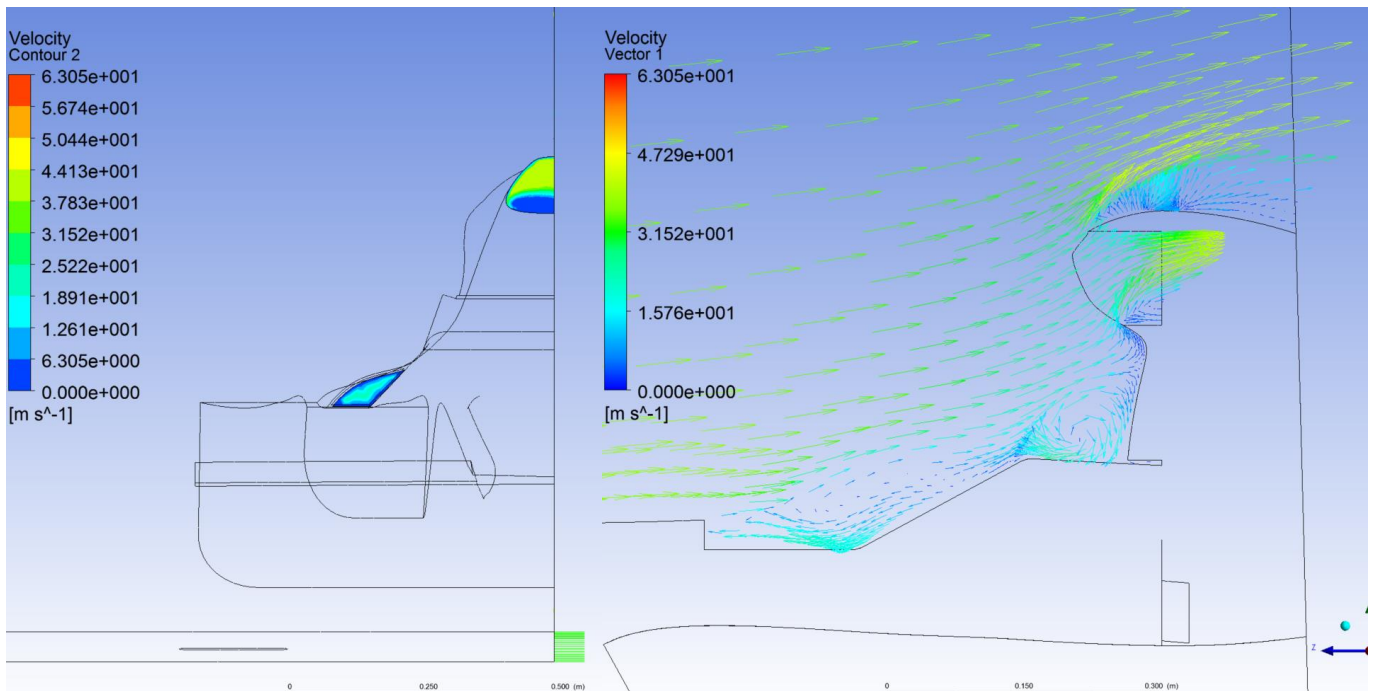


Figura 40: Velocidad en secciones de entrada y plano de simetría del modelo mejorado

En la figura 40 superior, se observa también como los resultados son similares pero la magnitud de la velocidad del flujo se ve aumentada, así como los remolinos, que antes eran mucho más pequeños que lo que se observa en la figura 40 a la derecha. La mejor representación de los remolinos afecta al flujo que atraviesa las aperturas de la carrocería. En las figuras 6-10 del anexo se pueden observar más resultados.

	Superior	Lateral
Total Pressure [Pa]	634,7	108,01
Flow rate [kg/s]	0,20466	0,05044
Velocity [m/s]	12,78	27,29
Flow rate [m3/s]	0,16775	0,04134

Tabla 4: Resultados de la simulación 'Aerodinámica 2'

Los resultados de esta tabla no dejan lugar a dudas, la apertura superior ofrece más carga disponible, un caudal de aire mayor y un término de velocidad menor, por lo que la presión estática será mucho mayor. Cabe destacar que la velocidad en la apertura superior es menos homogénea pese a que la media sea inferior a la de la apertura lateral. Esto implica que parte del fluido que entre por esta apertura tendrá una velocidad máxima superior a las que encontramos en la apertura lateral, que es más homogénea.

Por otra parte, ambas aperturas son capaces de suministrar el caudal necesario para alimentar el motor que se detallará más adelante.

7.7. Selección del Filtro



Figura 41: Filtros considerados en la elección del filtro

Para seleccionar el filtro que se montará en la admisión del vehículo se recurre a los catálogos de fabricantes de filtros. Dentro del mundo de la automoción y personalización de automóviles y motocicletas los hay de muy conocidos pero eso no implica que sean mejores. En esta ocasión se comparan filtros de las siguientes marcas con su coste asociado (figura 41):

- | | |
|---|-------|
| • K&N, filtro de algodón | 60 € |
| • ITG, filtro de espuma polimérica | 61 € |
| • Green Cotton, filtro de algodón | 121 € |
| • Powertec, filtro de malla de acero inoxidable | 112 € |
| • Pipercross, filtro de espuma polimérica | 94 € |
| • Jetex, filtro de algodón | 46 € |

En la figura siguiente se muestra una comparativa de las pérdidas de carga de diferentes filtros en función del caudal que los atraviesa:

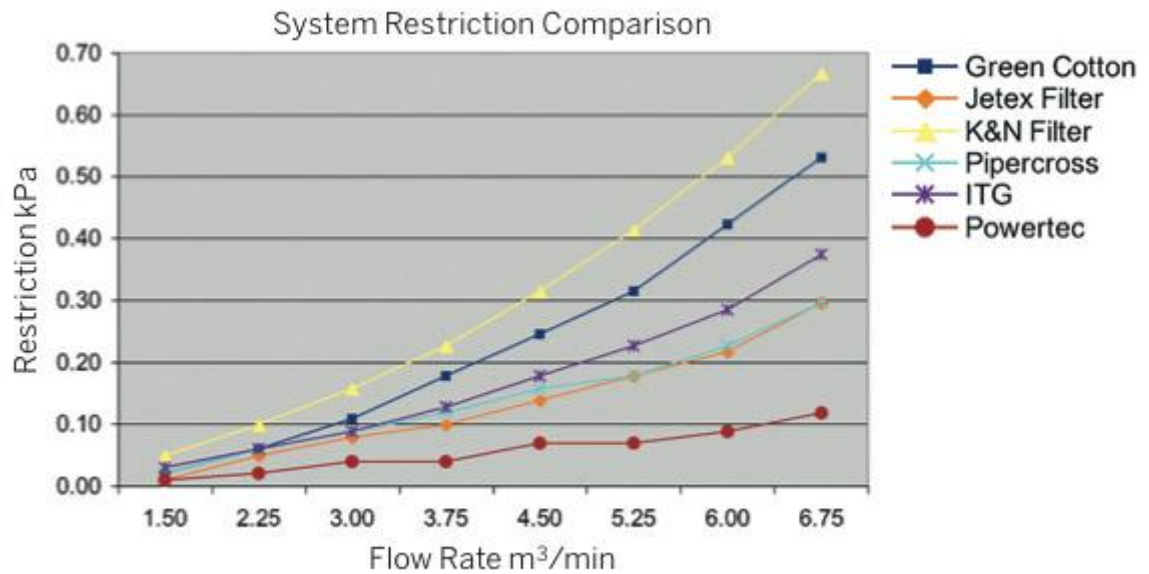


Figura 42: Pérdidas de carga de los filtros en función del caudal de aire

En la figura 42 podemos ver como claramente, el filtro Powertec de malla de acero es el más eficiente de todos aunque también es uno de los más caros. Le sigue de cerca el filtro Jetex, que es el más económico de toda la lista. El motor Rotax, tiene unas revoluciones máximas de 14.000 min^{-1} , por lo que teniendo una cilindrada de 125 cc ($0,000125 \text{ m}^3$) nos lleva a un caudal de $0,030208 \text{ m}^3/\text{s}$. Para compararlo con los caudales de la figura, lo podemos traducir a un caudal máximo de aire de $1,81 \text{ m}^3/\text{min}$. Como se ve en la figura, a caudales tan bajos no existen grandes diferencias, sobre todo entre el económico Jetex y el de alto rendimiento Powertec. Por tanto, indudablemente se optará por el filtro Jetex puesto que no sólo es el más económico sino que también ofrece un rendimiento muy bueno.

Dentro del catálogo del fabricante Jetex [6], se encuentra una gran selección de filtros cónicos ordenados por diámetro de la toma de admisión y de diferentes dimensiones de cono. El criterio escogido para la selección es minimizar el volumen que ocupa el filtro, sobre todo en la toma lateral donde el espacio es muy escaso. El filtro escogido es el cónico de diámetro de entrada 52 mm , base del cono de 80 mm , final del cono de 50 mm y longitud de cono de 77 mm . Tiene un coste de 29 € y su reducido tamaño permite que pueda ser instalado en la toma lateral de la carrocería.



Figura 43: Filtro seleccionado para el K100 desde el catálogo del fabricante

7.8. Simulación componentes

Una vez definido el filtro, se procede a simular los componentes para ver que toma y que diseño ofrecen una menor pérdida de carga. Para ello, se optimizará la admisión a un régimen de giro exigente. Normalmente se optimizan los motores para el régimen de potencia máxima pero en este caso no tiene mucho sentido puesto que las exigencias a dicho régimen son menores que las que tiene el motor a máximo régimen en términos de demanda de caudal de aire y pérdidas de carga. Por ello se ha calculado el caudal necesario según el régimen de giro como se muestra en la siguiente tabla:

A [mm ²]	Q [m ³ /s]	min-1	t [s]	c [m/s]
3217	0,002083	1000	0,06	0,647601
	0,003125	1500	0,04	0,971402
V [cc]	0,004167	2000	0,03	1,295203
	125	0,005208	2500	0,024
	0,006250	3000	0,02	1,942804
	0,007292	3500	0,017143	2,266604
	0,008333	4000	0,015	2,590405
	0,009375	4500	0,013333	2,914206
	0,010417	5000	0,012	3,238006
	0,011458	5500	0,010909	3,561807

0,012500	6000	0,01	3,885608
0,013542	6500	0,009231	4,209408
0,014583	7000	0,008571	4,533209
0,015625	7500	0,008	4,85701
0,016667	8000	0,0075	5,18081
0,017708	8500	0,007059	5,504611
0,018750	9000	0,006667	5,828412
0,019792	9500	0,006316	6,152212
0,020833	10000	0,006	6,476013
0,021875	10500	0,005714	6,799813
0,022917	11000	0,005455	7,123614
0,023958	11500	0,005217	7,447415
0,025000	12000	0,005	7,771215
0,026042	12500	0,0048	8,095016
0,027083	13000	0,004615	8,418817
0,028125	13500	0,004444	8,742617
0,029167	14000	0,004286	9,066418
0,030208	14500	0,004138	9,390219

Tabla 5: Caudal demandado por el motor según régimen de giro

Para el diseño de los componentes de admisión se ha considerado el régimen de 14.000 min^{-1} así que el caudal a simular será 0,029 m^3/s (0,03538 kg/s).

7.8.1. Selección de caja de admisión

En apartados anteriores se ha comentado la posibilidad de usar dos “cajas” de admisión que orientaban el flujo desde la salida de los tubos o colectores hasta la entrada del carburador. Un diseño se basaba en el máximo aprovechamiento del espacio con la mínima reducción de la sección de paso posible mientras en detrimento de la aerodinámica mientras que el segundo diseño propuesto apuesta por la aerodinámica y las formas

redondeadas. Los dos componentes han sido simulados en las condiciones de la tabla 3, donde el primer diseño corresponde al nombre de “ADM BOX 1” mientras que el segundo corresponde a “ADM BOX 2”.

Inicialmente se hicieron simulaciones con el modelo de turbulencia k-ε. A la vista de los resultados y de la agresiva geometría que impone la poca distancia al *firewall*, ambas simulaciones presentaban reflujos y desprendimiento importante, por lo que se optó por simular de nuevo con modelos de turbulencia SST k-ω.

Density	ADM_BOX		ADM_BOX		ADM_BOX_V2		ADM_BOX_V3		Add. Volume
1.225	in	out	in	out	in	out	in	out	
Static Pressure [Pa]	105.87	-0.3425	106.67	-0.3404	157.75	0	200.32	-0.48	
Dynamic Pressure [Pa]	49.56	69.53	49.56	70.78	49.28	175.49	49.52	106.15	
Total Pressure [Pa]	155.44	73.29	156.23	74.37	207.03	188.38	249.84	108.02	
Absolute Pressure [Pa]	101430.9	101324.7	101431.7	101324.7	101482.8	101325	101525.3	101324.5	
Velocity [m/s]	9	9.04	9	9.25	9	16.87	9	8.64	
Area [mm ²]	3217	4301	3217	4301	3217	3258	3217	3258	
Flow rate [kg/s]	0.03532	0.03531	0.03532	0.03534	0.03503287	0.03503283	0.03541896	0.03541945	
Flow rate [m ³ /s]	0.028832653	0.02882449	0.028832653	0.02884898	0.028598261	0.02859823	0.028913437	0.028913837	
Pressure Drop	82.15		81.86		18.65		141.82		

Tabla 6: Resultados de las simulaciones de la caja de admisión

En la tabla 6, se puede observar como en el primer diseño (“ADM_BOX”) no hay diferencias entre los resultados obtenidos por los dos modelos de turbulencia usados.

Eso es debido a que en este componente el reflujo no era tan importante como parecía inicialmente. En la figura siguiente se puede observar el flujo a través de él.

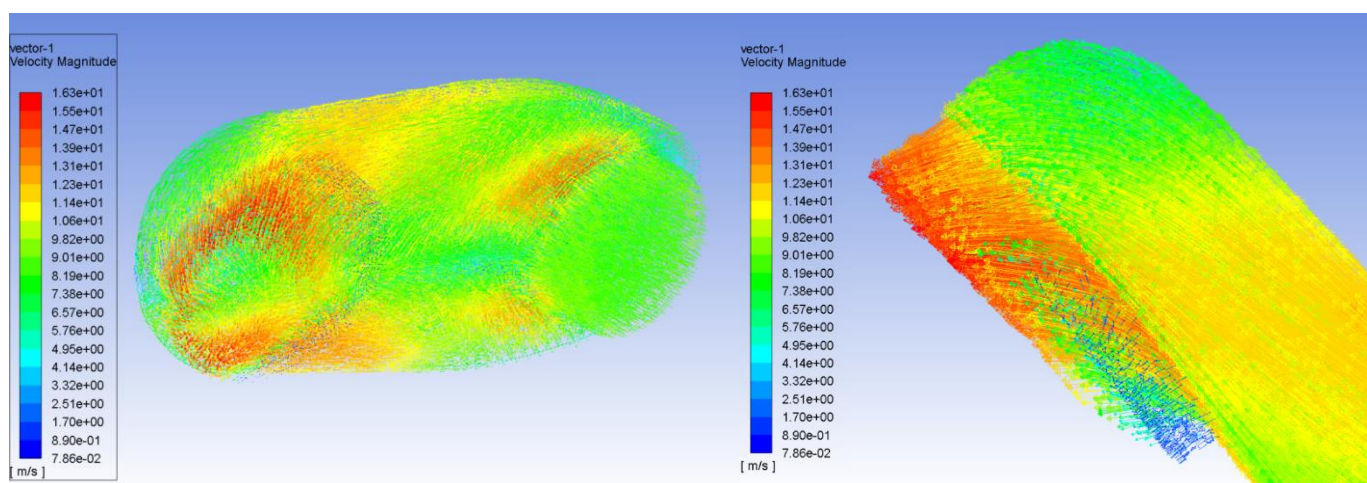


Figura 44: Vectores velocidad en el componente

A la izquierda de la figura 44, se muestran los vectores velocidad a través del componente mientras que a la derecha se observa un detalle de los vectores velocidad amplificadas en magnitud por un factor 10. Se puede observar como hay un desprendimiento en una zona de la salida del componente donde el flujo realiza un giro muy cerrado y va hacia el carburador. Geométricamente es imposible imponer una solución distinta pues como ya se ha explicado anteriormente el vehículo solo deja este espacio de maniobra.

En cuanto a la segunda versión de este componente, las suposiciones de mejora quedan eclipsadas por los resultados. Como vemos en la tabla 6, el modelo de turbulencia tiene una incidencia importante en los resultados. A la vista de los primeros resultados con el modelo $k-\epsilon$ se decidió cambiar a un modelo SST $k-\omega$ y aumentar el dominio computacional, pues la zona de reflujo tenía una presencia muy importante en la sección de salida.

En la figura 45, se muestran los vectores velocidad y su magnitud. Se puede observar como hay una gran zona de turbulencia y reflujo en la salida. El dominio computacional se ha ampliado en este caso para representar la forma del flujo al entrar al Venturi del carburador.

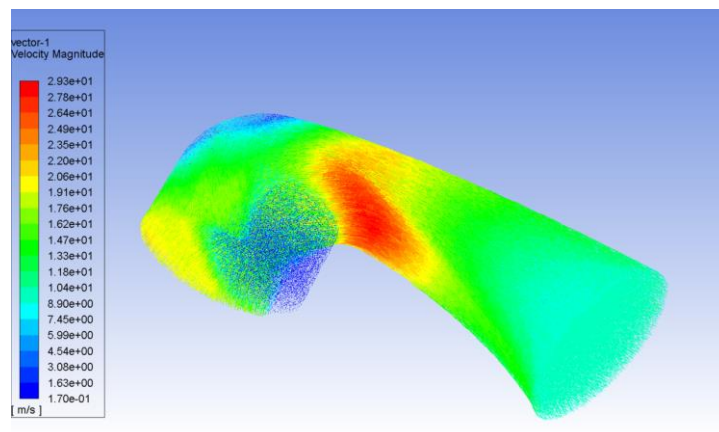


Figura 45: Vectores velocidad en la segunda versión del componente

Si observamos los resultados de la tabla 6, vemos que el primer diseño tiene menores pérdidas de carga que el segundo (82 Pa contra 142 Pa) debido a que pese a ser más aerodinámico, se produce un estrechamiento excesivo de la sección que hace aumentar mucho la velocidad del fluido justo antes de un codo de 90°. Este hecho provoca un desprendimiento de la capa límite y un reflujo que causan una gran pérdida singular de carga.

En el anexo se encuentran las figuras 11-19 correspondientes a todos los datos de la

simulación.

7.8.2. Tubos

Según la apertura escogida de la carrocería será necesaria una longitud u otra de tubo. A priori cabe pensar que una mayor longitud de tubo implica más pérdidas de carga, pero también es importante ver el giro que debe realizar el fluido y la curvatura con el que lo hace puesto que como ya se ha visto con el componente anterior, giros muy bruscos del fluido provocan pérdidas de carga severas.

De nuevo, estas simulaciones se han hecho bajo las condiciones de la tabla 3. Los resultados obtenidos se resumen en la tabla siguiente:

	Superior		Lateral	
	<i>in</i>	<i>Out</i>	<i>in</i>	<i>Out</i>
Static Pressure [Pa]	63,74	-0,03	90,01	-0,13
Dynamic Pressure [Pa]	115,15	135,27	115,28	152,85
Total Pressure [Pa]	178,89	139,38	205,29	160,83
Absolute Pressure [Pa]	101388,7	101325	101415	101324,9
Velocity [m/s]	13,72	14,39	13,72	14,83
Area [mm2]	2114,02	2114,465	2114,02	2114,465
Flow rate [kg/s]	0,03552	0,03552	0,03552	0,03552
Flow rate [m3/s]	0,028996	0,028996	0,028996	0,028996
Pressure drop [Pa]	39,51		44,46	

Tabla 7: Resultados de la simulación de los colectores de admisión

De nuevo sorprende ver que el conducto más largo (conducto superior 529 mm contra los 213 mm del conducto lateral) muestra menos pérdidas de carga. De nuevo, la toma lateral impone un giro más severo del fluido, por lo que los efectos inerciales provocan una mayor turbulencia y reflujos. En la figura 46 se puede observar la comparación de los dos flujos a través de sus vectores velocidad.

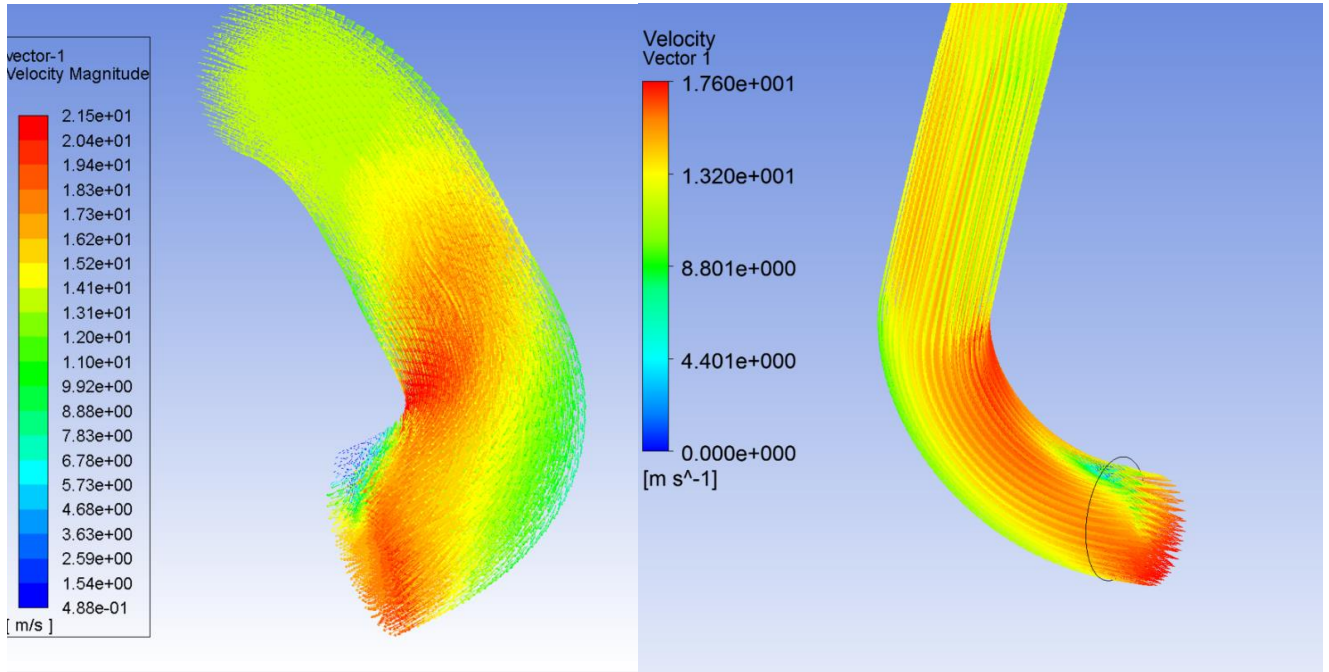


Figura 46: Vectores velocidad en colector lateral (Izquierda) y colector superior (derecha)

En las figuras 20-25 del anexo se muestran todos los resultados.

7.9. Rendimiento de la admisión final

Finalmente y a la vista de los resultados obtenidos, se puede observar que para mantener el caudal exigido al principio de las simulaciones ambas aperturas del vehículo proporcionan un caudal suficiente pero la apertura superior tiene mayor capacidad y más carga. El tubo superior también tiene menor pérdida de carga pese a que no sea una diferencia significativa. Por ello, el sistema de admisión escogido es la toma superior, puesto que necesita una presión a la entrada inferior que el sistema lateral para hacer llegar el caudal de aire a la entrada del carburador a presión atmosférica.

Teniendo en cuenta los datos obtenidos, la presión del aire total a la entrada de la apertura superior es de 634,7 Pa. Si a esta cantidad se le restan las pérdidas de carga del filtro, del colector y de la caja de admisión obtenemos que la presión a la entrada del carburador a 14.000 min⁻¹ es:

$$P_{\text{entrada carburador}} = P_{\text{apertura}} + \Delta P_{\text{filtro}} + \Delta P_{\text{colector}} + \Delta P_{\text{caja admisión}}$$

$$P_{\text{entrada carburador}} = 634,7 - 30 - 39,51 - 81,86 = 483,33 \text{ Pa}$$

Como vemos, a los caudales máximos de diseño, el sistema de admisión es capaz de compensar las pérdidas de carga de los componentes y hacer llegar una presión alta a la entrada del motor. Esto ayuda a mejorar el rendimiento del mismo y hace más eficiente el sistema de renovación de carga disminuyendo las pérdidas por bombeo. Dadas las nuevas condiciones de trabajo, será necesario recarburar el motor ajustando los *clicheurs* comentados en el apartado del carburador.

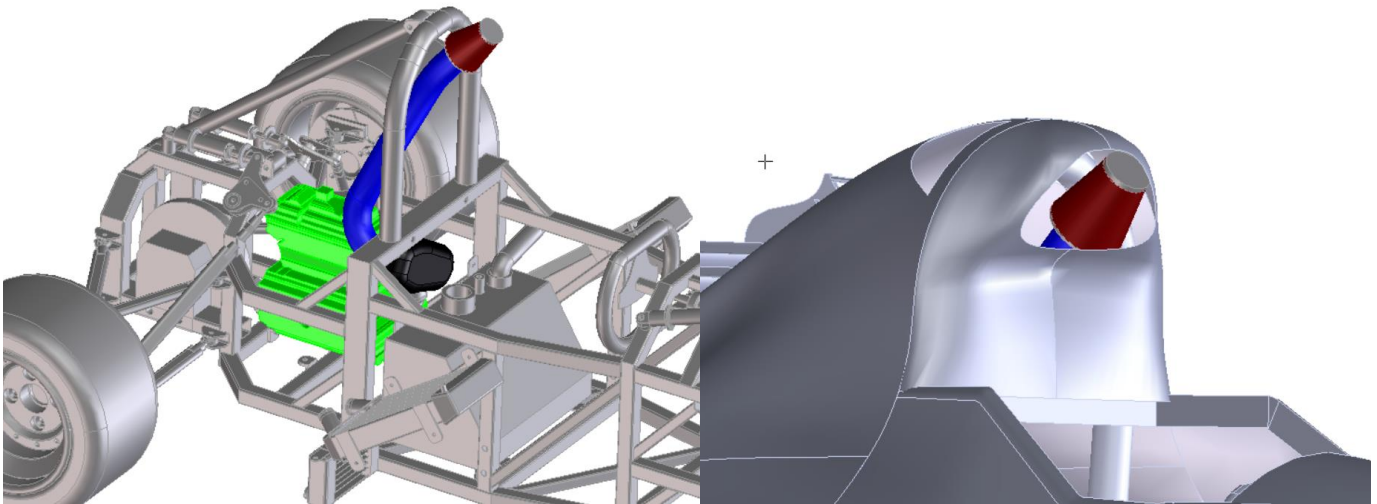


Figura 47: Ubicación de la admisión definitiva

El sistema de admisión definitivo es el que muestra la figura X de arriba. Se puede apreciar como el filtro se sitúa cerca de la apertura superior.

8. Diseño escape

Como se ha demostrado en el apartado de teoría del motor dos tiempos, el escape resulta clave en el rendimiento que ofrecerá un motor. Por ello es importante saber que influencia tiene cada tramo y qué provocarían las modificaciones hechas en el escape.

8.1. Requisitos del diseño

Los requisitos principales del rediseño del escape son:

- Poder ubicarse en el interior de la carrocería.
- Intentar mantener al máximo el comportamiento del tubo de fábrica.
- Reducir el coste al máximo.

Puesto que optimizar el diseño es muy complicado y se requiere información técnica del motor y su combustión de la cual no se dispone, se considera como un diseño válido aquel que no muestre grandes diferencias con el tubo original y del cual se pueda aproximar el comportamiento del motor a partir de la teoría que se expondrá a continuación.

8.2. Influencia de los parámetros en el tubo

El tubo de escape se puede dividir en varios tramos básicos (figura 48) para así estudiar la influencia de cada uno de ellos. La teoría de este capítulo se ha extraído del libro '*Motor de dos tiempos de altas prestaciones*' [7] que estudia la optimización del motor dos tiempos de una Honda RS125R.

1. Tramo inicial o difusor
2. Cono
3. Cámara de expansión
4. Contracono
5. Conducto de cola
6. Silenciador

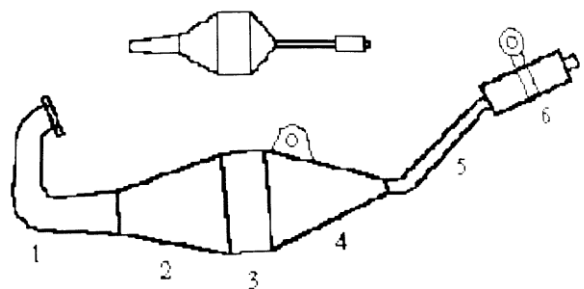


Figura 48: Tramos de un tubo de escape

En estos párrafos se pretende dar una idea de cómo afectan las variaciones al motor sin

importar los valores, sólo se trata de dar una idea general de la influencia de los diferentes tramos sobre el motor. Todas las figuras de este apartado se pueden encontrar en el punto 2 del anexo.

8.2.1. Influencia del diámetro del primer tramo

8.2.1.1. Diámetro inicial

Una reducción del tramo inicial provoca un incremento de par a regímenes medios facilitando la conducción. Con un aumento del diámetro se consigue una curva más puntiaguda con mayor potencia máxima a costa de perder par a medio y alto régimen (Figura 26 Anexo).

8.2.1.2. Diámetro final

Disminuir el diámetro final no parece un buen negocio ya que se gana un poco de par a bajas vueltas pero el motor se ve muy perjudicado a altas vueltas (Figura 27 Anexo). En cambio, aumentar este diámetro puede comportar un incremento en la potencia máxima a costa de una disminución a medio régimen de giro (Figura 28 Anexo).

8.2.2. Variación de longitud

8.2.2.1. Longitud del tramo inicial afectando a la longitud total

A menores longitudes el motor aumenta su par a altas vueltas a costa de una reducción a bajas y medias muy sutil, cosa que puede resultar interesante. El aumento de longitud, proporciona una excelente respuesta a bajas y medias vueltas pero perjudica al motor a altas vueltas (Figura 29 Anexo).

8.2.2.2. Longitud del tramo inicial manteniendo la longitud total a costa de la cámara de expansión

En este caso la diferencia de longitud del tramo inicial es absorbida por la cámara de expansión. En este caso el comportamiento es parecido al anterior, un aumento de la longitud provoca un beneficio a bajas que no es tan pronunciado, a medias se gana potencia pero a altas se pierde bastante. Una reducción de la longitud aplana la curva, parecido a lo que ocurría en el caso anterior (Figura 30 Anexo).

8.2.2.3. Longitud del tramo inicial manteniendo longitud total a costa del cono

Mismo principio que el apartado anterior, al aumentar la longitud se traslada la curva de par a regímenes bajos pero con una disminución muy acusada a medias y bajas revoluciones (Figura 31 Anexo).

8.2.3. Influencia del cono

8.2.3.1. Variación longitud del cono alterando longitud total

Resultados similares a la alteración de la longitud del tramo inicial, un aumento de su longitud comporta mayor par a bajas pero menor a altas y viceversa (Figura 31 Anexo).

8.2.3.2. Variación longitud del cono manteniendo longitud total a costa de la cámara de expansión

Resultados similares al caso anterior pero con una influencia casi inapreciable sobre la curva. Los beneficios o perjuicios afectando estos tramos son intrascendentes (Figura 32 y 33 del Anexo).

8.2.4. Influencia de la cámara de expansión

8.2.4.1. Variación de la longitud

Un aumento de su longitud provoca beneficios a bajas revoluciones pero un gran perjuicio a altas. En cambio, si se reduce su longitud sí que se disminuye el rendimiento a bajas pero se obtienen beneficios interesantes a altas. Comportamiento muy similar al del tramo inicial (Figura 34 Anexo).

8.2.4.2. Variación del diámetro

Parece que un mayor diámetro mejora el comportamiento a altas ligeramente mientras que no parece afectar al resto de regímenes. En cambio un diámetro menor tiene el efecto inverso, ligero perjuicio a altas sin afectación de los demás regímenes de giro (Figura 35 Anexo).

8.2.5. Influencia del contracono

8.2.5.1. Variación de la longitud alterando a la longitud total

El único efecto significativo de esta alteración es un empeoramiento de la potencia máxima cuando se alarga este tramo. Acortarlo no parece tener ninguna influencia apreciable,

simplemente una mejora insignificante (Figura 36 Anexo).

8.2.5.2. Variación de la longitud manteniendo longitud total a costa de la cámara de expansión

Aumentar la longitud del contracono solo desplaza la curva hacia regímenes mayores. Las variaciones no resultan interesantes, pues el cambio entre curvas es mínimo (Figura 37 Anexo).

8.2.5.3. Variación del diámetro final del contracono

El único efecto significativo en este apartado es que si este diámetro se ensancha se pierde potencia en altas pero no se aprecia ningún efecto cuando se disminuye (Figura 38 Anexo).

8.3. Propuesta de escape

Vista la influencia de los distintos tramos de escape, se va a buscar una solución a la ubicación del tubo puesto que montar el tubo original en su posición de diseño es imposible dado que ocupa todo el volumen de la transmisión trasera y de la rueda trasera. Por este motivo, se debe rediseñar la geometría del tubo para que se pueda sortear el chasis y dar una salida al escape. Una premisa deseable al hacer esto sería no tocar las secciones cónicas ni la cámara de expansión originales, puesto que sus diámetros y distancias han sido optimizadas por los ingenieros de Rotax.

La solución de este problema de emplazamiento del tubo requirió de situar este componente en una posición muy poco ortodoxa pero muy efectiva la cual puede ser observada en la figura siguiente:

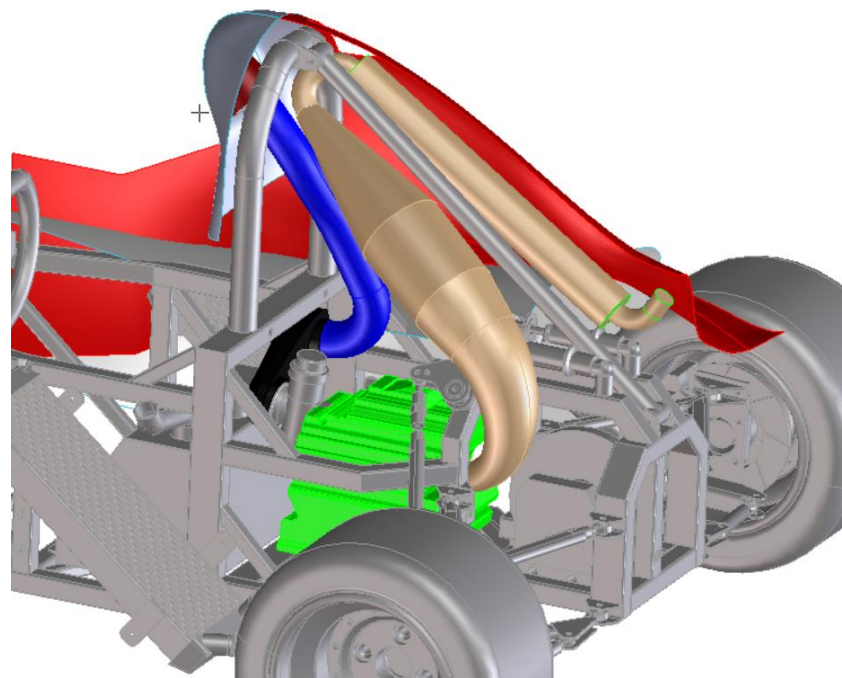


Figura 49: Aspecto del escape definitivo

Esta solución implica alargar la longitud del tramo inicial del escape y modificar su curvatura pero permite mantener la geometría del difusor, de la cámara de expansión y del contracono. Según la teoría expuesta anteriormente, esta solución implicaría ganar par a bajas revoluciones a costa de una disminución significativa a altas. Prácticamente no hay otra solución posible para ubicar el tubo aunque puede que estas implicaciones no resulten necesariamente negativas puesto que permiten otorgar mayor agilidad al motor a bajas vueltas mientras que, con el ratio de la transmisión calculado anteriormente, la bajada de potencia se manifestaría a partir de 112 km/h. En circuitos con muchas curvas como el de Castellolí (donde se pretende implantar la fórmula Ashenkoff), la máxima velocidad alcanzada por los karts 125 cc es de 95 km/h en la recta Petromiralles de 150 m. Dado que la potencia específica del K100 es bastante inferior a la del kart, aún cabe esperar que se alcancen velocidades menores debido a la diferencia en aceleración. Por tanto, en un circuito de estas características interesa tener un comportamiento muy bueno por debajo de 11.000 min^{-1} ya que habrá pocas situaciones en las que se exploten los rangos de altas revoluciones.

8.4. Validación escape (Matlab)

Como se ha visto en apartados anteriores, la sintonización del escape tiene una influencia muy importante en el funcionamiento del motor. Para validar el nuevo diseño y compararlo con el comportamiento del tubo original se ha implementado un programa en Matlab de un modelo del libro "*Design and Simulation of two-stroke engines*" [8].

Este modelo representa el cambio y generación de ondas que produce una onda de presión o rarefacción al atravesar geometrías con cambios de sección o discontinuidades tales como final de tubo. Se trata de un modelo unidimensional caracterizado por presión y temperatura que tiene en cuenta la variación de la sección, las discontinuidades, las pérdidas de carga y la generación de ondas.

Las hipótesis del modelo se resumen a continuación:

- Fluido sólo aire con propiedades de gas ideal. Admite la posibilidad de tratamiento de aire real con concentraciones de gases.
- Modelo unidimensional. Todos los elementos tienen asociada una sección pero las propiedades del aire se consideran constantes dentro de cada elemento.
- Contempla las pérdidas de carga.
- Contiene modelo de transferencia de calor.
- Posibilidad de expansiones/contracciones del fluido isentrópicas o no isentrópicas.
- Admite superposición de ondas y sus pérdidas de carga y calor asociadas.
- Modelo sensible a cambios de sección y discontinuidad por salida a atmosfera.
- Flujo se propaga a velocidad subsónica.

Limitaciones del modelo:

- Transferencia de calor a tubo a temperatura constante. Posibilidad de sofisticar el modelo de transferencia de calor.
- Ondas puntuales. Su magnitud ocupa un valor en un punto concreto del espacio en un tiempo instantáneo.
- Velocidad del flujo subsónica. El modelo permite velocidad supersónica pero no se ha implementado.
- Incremento del paso de tiempo máximo limitado por longitud de la malla y velocidad de propagación de la onda.
- Solucionador de expansión no isentrópica Newton Raphson. Puede causar inestabilidades.
- Tolerancia mínima para la creación de ondas. No poner tolerancias retroalimenta al sistema creando infinitas ondas de amplitud 0.
- La máxima relación de áreas entre elementos es de un ratio de 6. Más allá de este ratio los resultados no son fieles al fenómeno físico.
- Las secciones cónicas son tratadas como pequeñas expansiones entre dos secciones constantes correspondientes a los extremos de la sección cónica del elemento.

- El modelo original cuenta con muchas geometrías tales como extremos cerrados, con forma de embocadura, nudos y juntas de varios conductos, estrechamientos debidos a las juntas de los tubos, etc, que no han sido implementadas debido a que no se encuentran el tubo de escape del motor dos tiempos.
- El modelo no contempla el silenciador.

El programa cuenta con una serie de funciones que se encuentran en el anexo junto con el código principal (punto 3 del Anexo). A continuación se explicarán los aspectos más relevantes del programa.

El programa básicamente envía una onda de presión correspondiente a la apertura de la lumbrera a través del conducto de escape. Esta onda reacciona en todos los elementos perdiendo carga y calor y generando ondas en función de si la sección se ensancha o se estrecha. La teoría nos dice que si una onda llega a una sección divergente, la onda que se propagaba pierde presión y genera una onda en sentido contrario de depresión. En cambio, si se encuentra una sección convergente, la onda aumenta su presión y generará una onda rebotada también de sobrepresión. Finalmente, ante una apertura a la atmosfera, la onda rebotará una onda de rarefacción muy pronunciada debido a la discontinuidad. En la figura siguiente se muestran las geometrías contempladas en el modelo:

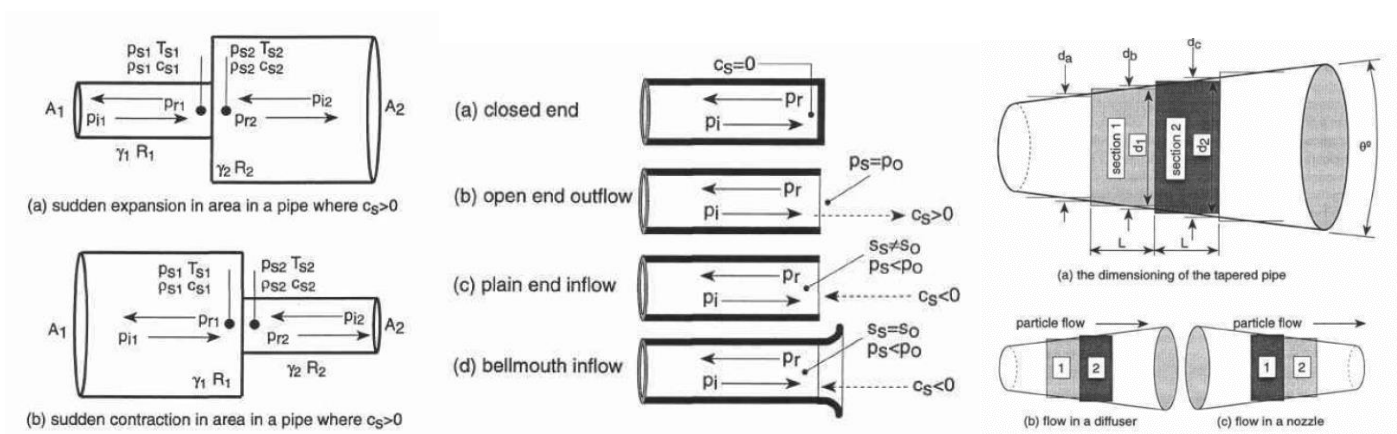


Figura 50: Geometrías que contempla el modelo, las anotaciones se detallan en la referencia asociada

En cuanto a la expansión/compresión, como ya se ha dicho, se discretizan los elementos y se representan como un cambio repentino de sección entre la sección inicial y final del elemento. Por tanto, el tamaño de malla más pequeño representará mayor resolución pero éste se encuentra limitado por el mismo modelo ya que se requiere que una onda no supere más longitud que la de un elemento en un paso de tiempo. Por tanto, si se desea

hacer una longitud muy pequeña para representar bien el efecto del cono, se deberá imponer un paso de tiempo muy bajo.

También se contempla en el modelo la posibilidad de que estos procesos sean no isentrópicos. En la figura 51, se muestra la diferencia entre una expansión isentrópica y una no isentrópica.

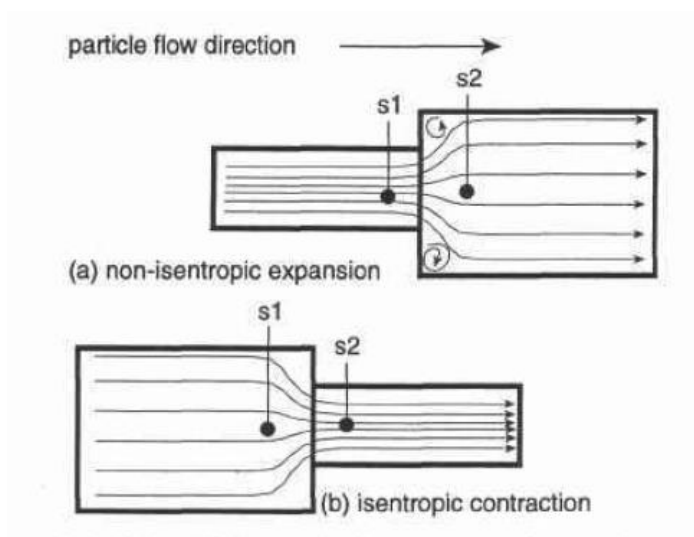


Figura 51: Diferencia entre proceso isentrópico o no isentrópico

En la isentrópica, las líneas de corriente se expanden hasta el diámetro del tubo sin crear desprendimiento ni remolinos. En el caso no isentrópico, el fluido no es capaz de adaptarse al cambio de geometría y genera turbulencias en las zonas más aisladas. Este efecto es mucho más pronunciado en la expansión que en la compresión.

Para solucionar el caso no isentrópico, se deben resolver con métodos iterativos un sistema de tres ecuaciones con 3 incógnitas. Para solucionar este sistema automáticamente, de forma ágil y robusta el método de Newton-Raphson supone una buena solución. Este método consiste en evaluar un punto, trazar la recta tangente al punto (derivada) y calcular la intersección con el cero. En este punto, se retoma el proceso anterior hasta lograr en cero de la función (punto de corte con el eje horizontal). En la figura siguiente se ilustra un ejemplo del algoritmo:

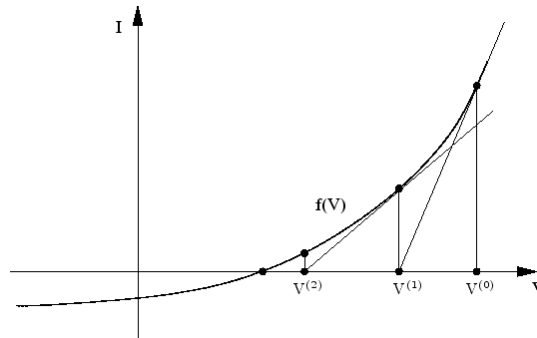


Figura 52: Convergencia por el método de Newton-Raphson

Este método requiere de una tolerancia para alcanzar la convergencia, por lo que tiene un error asociado relacionado con la tolerancia escogida. Otro inconveniente del método es que en funciones con múltiples ceros es muy sensible a las condiciones iniciales. Por ello en el programa primero se calcula el estado isentrópico y se usa como condiciones iniciales para el cálculo con Newton-Raphson.

8.5. Condiciones de simulación

En las siguientes simulaciones se han impuesto las siguientes condiciones de contorno:

- Onda incidente de presión de 1,2 atm (121590 Pa), presión común en un motor de 2T [8].
- Temperatura inicial de gases 700K.
- Malla de 10 mm.
- Expansiones/Contracciones no isentrópicas.
- Paso de tiempo de $5 \cdot 10^{-6}$ s.
- Tiempo total de simulación de $3 \cdot 10^{-3}$ s.
- Temperatura media de la pared del tubo 400K.

Los resultados se ven expresados en función del ratio de presión, que es el cociente entre

8.6. Comparación de escapes

A continuación se muestran los resultados de la amplitud de las ondas de presión en la sección de entrada del escape a lo largo del tiempo. Por motivos de escala se ha omitido la onda inicial de 1,2 atm. A continuación se muestra una figura con las ondas rebotadas salvo la onda producida por la terminación del escape:

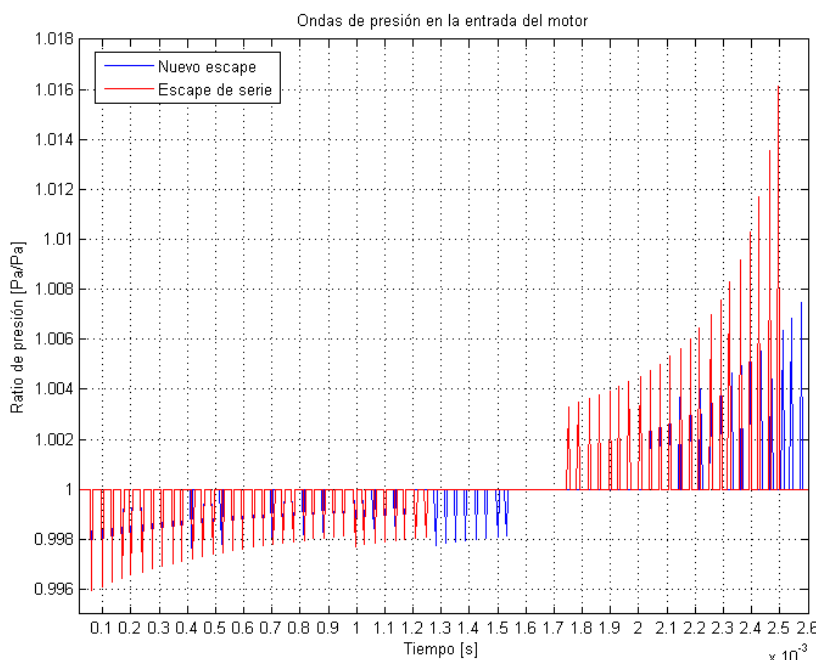


Figura 53: Ondas de presión rebotadas en el escape a la entrada del tubo

Como se observa en la figura, el comportamiento es el mismo en los dos escapes pero desfasado el tiempo correspondiente a la longitud extra que tiene el nuevo diseño. Este desfase es de aproximadamente 0,3 ms por lo que a bajas revoluciones no supone una diferencia muy acusada dado que a 1.000 min⁻¹, cada revolución dura 60 ms. En cambio a altas vueltas la diferencia empieza a ser significativa puesto que a 14.000 min⁻¹, una revolución dura 4,28 ms. Sobre este tiempo, el desfase puede suponer un 7% de la duración de la revolución, lo que implica que las ondas pueden retrasarse 25° de cigüeñal respecto al escape original. Por ello es razonable pensar en la línea de lo descrito en la teoría y suponer que el rendimiento del motor a muy altas vueltas será peor. Por otra parte, si el tubo original está sintonizado para ofrecer la máxima potencia a 11.500 min⁻¹, el hecho de hacer crecer la longitud del tramo inicial del escape provoca que si bien con el tubo original las ondas llegaban demasiado pronto a bajas revoluciones, con la nueva geometría las ondas llegan a tiempo a bajas revoluciones, lo que se traduce en un aumento del par y la potencia a bajas revoluciones respecto al comportamiento original. Como se ha comentado anteriormente, este aspecto puede resultar una ventaja en circuito, donde las curvas hacen que los vehículos tengan que estar decelerando y acelerando constantemente.

En cuanto al comportamiento general del escape en la simulación, se puede extraer que el modelo arroja unos resultados coherentes con el desempeño que se espera del sistema de escape. Inicialmente, el tramo inicial y el cono divergente provocan unas ondas de

rarefacción rebotadas de menor presión a la atmosférica que ayudan al desalojo de los gases quemados. Posteriormente, el cono convergente provoca unas ondas de presión positiva que ayudan a dificultar la salida de gases evitando el cortocircuito que se ha explicado en la teoría del motor dos tiempos. El hecho de que los tramos de cambio de sección sean progresivos provoca menos pérdidas de carga en el fluido y permite un comportamiento progresivo que acrecienta el efecto de las ondas.

Si se incluye la onda provocada por la discontinuidad que supone la terminación del tubo, se puede ver (figura 54) que provoca una gran onda de depresión que tiene el efecto inverso al que se pretende con el tramo convergente. A la práctica esto no supone un gran problema ya que esta onda en general llega más tarde que el cierre de la lumbrera de escape. Además, en los resultados de la figura falta la longitud del silenciador, la pérdida de carga de éste y las ondas que se van rebotando en él. Algunos silenciadores tienen geometrías tales que las ondas rebotadas crean interferencia destructiva por lo que en ese caso esta onda se vería mermada.

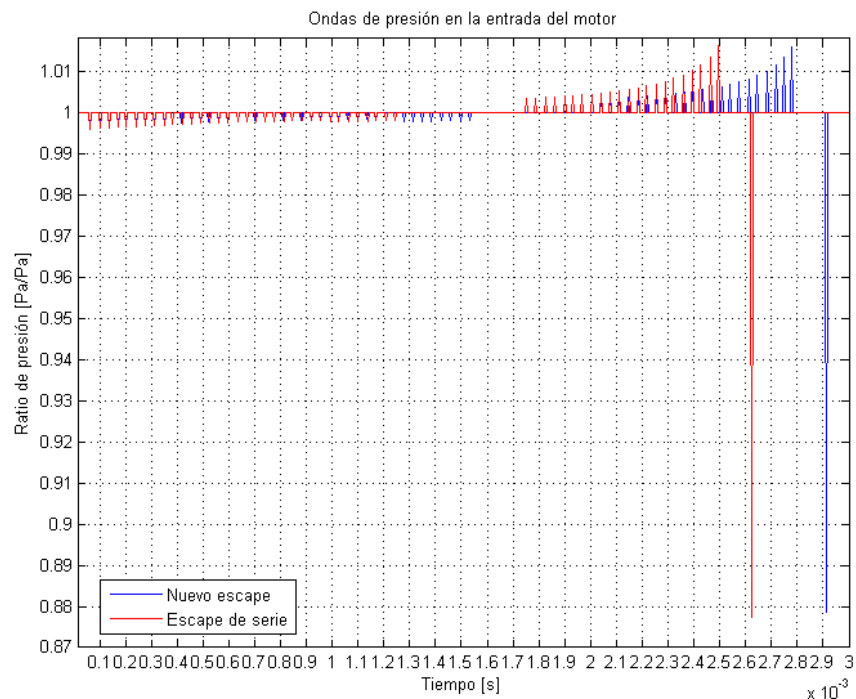


Figura 54: Ondas de presión rebotadas en el escape a la entrada del tubo incluyendo rebote por final de tubo

A la vista de los resultados, se puede decir que el diseño del nuevo escape es aceptable y comporta algunos beneficios interesantes tales como el aumento del rendimiento que ofrece el motor a bajas vueltas y la ventaja que supone en espacio. Cuantificar esta mejora

es difícil dadas las limitaciones del modelo y la incidencia del diseño del cilindro del motor y las lumbreras pero la tendencia queda clara.

8.7. Fabricación

Los colectores de la admisión y el filtro son componentes comerciales por lo que solo cabe plantearse la fabricación de la caja de admisión y el tubo de escape.

Para el primero se puede implementar un diseño en plástico pero el volumen de facturación de la empresa Ashenkoff lo convierte en una solución poco recomendable desde el punto de vista de los costes. Por ello, es recomendable evitar cualquier proceso que requiera moldes y emplear métodos de fabricación manual. Estos métodos son los que actualmente emplea la empresa para la fabricación de su chasis. En este caso, la caja de admisión puede fabricarse con fibra de vidrio de forma manual.

En lo referente al tubo de escape, el tubo original fabricado por la empresa Rotax consiste en una chapa metálica estampada con una matriz para crear una mitad del tubo. Mediante soldadura se unen ambas mitades obteniendo el tubo definitivo. De nuevo este proceso resulta prohibitivo para una empresa pequeña de fabricación al detalle por lo que se optará nuevamente por la fabricación manual. En el caso del escape es muy común que la fabricación sea manual mediante la soldadura de diferentes segmentos que forman el tubo. A partir de juntar diferentes segmentos de tubo y curvarlos ligeramente con calor se pueden obtener geometrías curvas aunque sus dimensiones finales serán difíciles de controlar. Para el componente que nos ocupa no será muy crítico porque se puede reutilizar el tubo de fábrica de Rotax a partir de cortarlo por el inicio del tramo del cono divergente y soldar un nuevo tramo inicial en esa sección. En la figura siguiente se muestra un ejemplo de fabricación manual de un tubo de escape para un motor 2T:



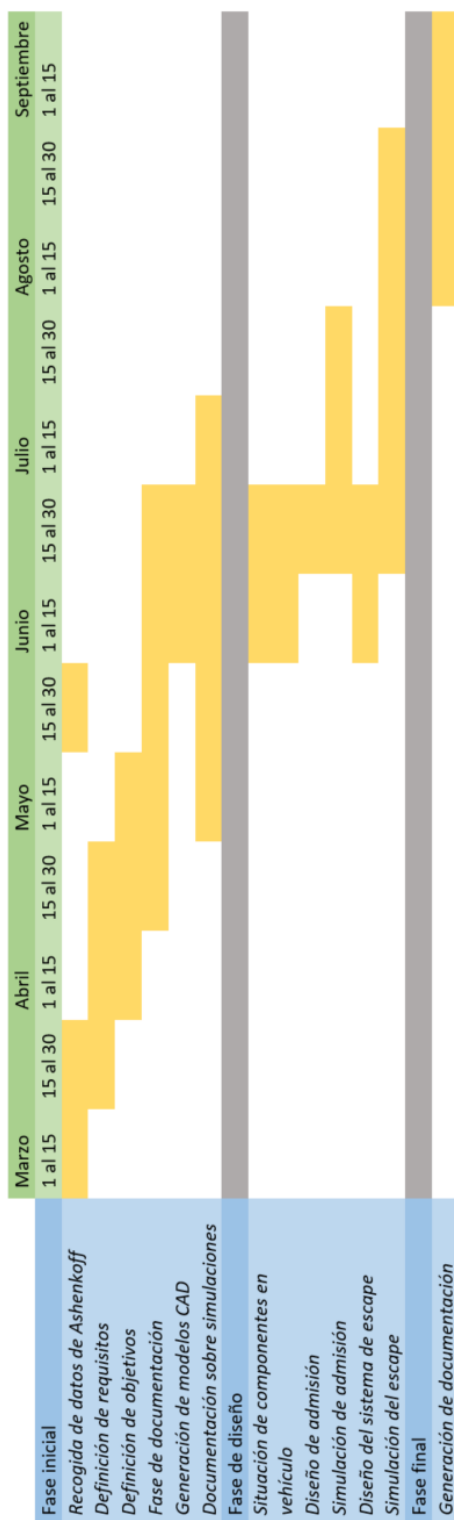
Figura 55: Ejemplo de fabricación artesanal de un escape de un motor 2T

9. Instalación de los componentes

La instalación de los componentes no resulta muy crítica ya que se disponen de zonas de anclaje cercanas. En el caso de la admisión, pueden usarse bridas para acoplar los componentes entre sí así como sujetarlos al chasis del vehículo. Dado que las exigencias mecánicas serán muy bajas se pueden usar tanto de plástico como metálicas.

En lo referente al escape, se puede usar la misma filosofía para sujetar el tubo a la *rollbar* dado su paralelismo con el tubo. En caso de que el filtro de la toma de admisión quede muy cercana al tubo de escape se puede usar una cinta aislante térmica para recubrir esa zona del tubo y evitar así que se caliente el aire de la admisión.

10. Planificación del proyecto



11. Costes

11.1. Costes piezas

El principal objetivo del proyecto es la implementación del motor en el modelo K100 de Ashenkoff. Aunque la solución no puede ser independiente del coste, ya que tiene que ser asumible para una empresa pequeña como Ashenkoff adecuada a la producción de sus modelos. Esta premisa ha estado presente en todo el proyecto por ello se ha optado por las soluciones efectivas más económicas posibles, tales como, intentar reciclar los componentes que se cambiaban, optar por componentes comerciales o fabricables al detalle, etc.

A continuación se muestra una tabla resumen con los costes de los componentes para cuantificar el coste de la solución:

Componente	Coste
<i>Filtro</i>	50 €
<i>Colectores (0,5 m)</i>	54 €
<i>Caja de admisión</i>	100 €
<i>Tubo de escape</i>	200 €
<i>Bridas (10u)</i>	2 €
Subtotal	406 €
<i>Instalación (3h)</i>	60 €
Total	466 €

Tabla 8: Coste de los componentes nuevos por vehículo

En total el coste de los componentes supone aumentar el precio del motor 400€ más las horas de instalación. Esta solución supone un coste asumible teniendo en cuenta que la inversión necesaria para competir con el vehículo es de 15.000€-18.000€.

11.2. Costes del proyecto

El proyecto consta de dos grandes bloques, los costes de ingeniería y los costes de

recursos para la ingeniería. El mayor coste se ubica en las horas dedicadas al proyecto mientras que los programas utilizados tienen un coste (en este caso anual) secundario.

Costes	Precio
<i>Ingeniería y Documentación (720 h)</i>	10.080 €
<i>Licencia Creo PTC</i>	1.000 €
<i>Licencia Matlab</i>	550 €
<i>Licencia ANSYS Fluent</i>	1.000 €
Total	12.630 €

Tabla 9: Costes del proyecto

En la tabla 9 se muestra el desglose de los costes. Teniendo en cuenta la amortización del proyecto, es un coste asumible para una empresa como Ashenkoff.

12. Impacto medioambiental

Aunque pueda parecer que el proyecto solo consume recursos intangibles y que no tiene ningún impacto apreciable, el producto y conocimiento generado van a producir unos componentes que sí que tendrán impacto medioambiental futuro. Por este motivo en todas las fases del proyecto se ha tenido en cuenta la sostenibilidad del proyecto y optar por alternativas con el mínimo impacto posible.

Respecto a la fase de diseño, el único impacto ambiental ha sido el consumo de energía de todas las horas de funcionamiento de los equipos informáticos. Obviamente es la fase de menor impacto ambiental.

La fabricación en cambio, sí que tiene un impacto ambiental significativo. El único proceso de fabricación implicado en los componentes es el del tubo de escape, que se conformará a través del soldado de segmentos. Las soldaduras provocan emisiones de CO, CO₂, argón, helio, ozono y vapores nitrosos. Hay que tener especial cuidado con el entorno donde se realizan las soldaduras por temas de protección y salud laboral puesto que algunos de estas emisiones son perjudiciales para la salud. En cuanto a la caja de admisión, su proceso de producción es manual con lo que el impacto de la fabricación es mínimo.

En lo referente a los materiales empleados, los componentes comerciales suponen un buen ahorro económico pero a menudo no son muy sostenibles. El filtro está fabricado con plástico, algodón y aluminio, que son reciclables. En cambio los tubos de silicona y la resina de la fibra de vidrio empleada en la caja de admisión son en general termoestables no reciclables salvo por trituración y aglomeración. Las fibras empleadas en la caja de admisión sí que son reutilizables una vez separadas de la resina que las aglutina. Finalmente, el tubo de escape estará fabricado en acero inoxidable, que genera muchos residuos en su proceso de fabricación y conformación a nivel de CO₂ e impacto de la minería. Por otra parte, es un material reciclable y el uso de acero reciclado ayuda a ahorrar un 30% de la energía que se invertiría en su producción cuando no es reciclado.

Conclusiones

Se considera que la culminación de este proyecto ha sido exitosa puesto que se han cumplido todos los objetivos marcados desde el inicio. Todas las soluciones técnicas han sido consensuadas con el equipo de Ashenkoff y con los compañeros implicados en el proyecto. La comunicación dentro del proyecto ha sido muy eficiente y se han solucionado muchos problemas a partir de ella.

En cuanto a las soluciones propuestas, se considera que son un buen equilibrio entre prestaciones técnicas, exigencias del diseño y coste. Se han aportado soluciones creativas y todas ellas han sido validadas por simulaciones.

En cuanto a los aspectos a mejorar, por temas de tiempo ha sido imposible fabricar y ensayar los componentes diseñados, por lo que dentro de la validación aún faltarían los ensayos y la última iteración de diseño de optimización. Si próximamente la empresa cuenta con el motor en sus instalaciones, estas fases pueden ser realizadas para verificar o replantear las soluciones aportadas durante este proyecto.

Otro aspecto mejorable es la ingeniería concurrente. En este proyecto se partía de un chasis ya diseñado sin tener en cuenta el tipo de motor que debía albergar. Esto limita la optimización del modelo K100 puesto que algunas soluciones de compromiso adoptadas en este proyecto y sus costes asociados serían innecesarias si se replanteara el vehículo a todos los niveles. Por tanto, los nuevos ingenieros que participen en la optimización del modelo deberán tener en cuenta las limitaciones que han habido durante la instalación del motor y tener una mentalidad transversal a todos los aspectos que influyen en el chasis.

Agradecimientos

En primer lugar quiero agradecer todo el apoyo que he recibido durante estos 3 años de doble titulación por parte de mi familia, compañeros y profesores que han contribuido a mi crecimiento personal. Quiero agradecer a Emilio Hernández la posibilidad de trabajar en un proyecto tan interesante ligado al mundo de la automoción y tan tangible para los alumnos. También debo agradecer a todos mis compañeros implicados en el proyecto, Alber Rissech, John Parent, Javier Mir, Rajiv Menon, Aniruddh Vaidyanathan y Samanyu Sathian por la ayuda y el apoyo recibido durante el desarrollo del proyecto así como a los profesores Vicente De Medina y Xavier Escaler por resolverme pequeñas consultas que he tenido de manera desinteresada. Finalmente, quiero dar las gracias al equipo de Ashenkoff por la oportunidad, la confianza en los alumnos del ETSEIB y el compromiso mostrado.

Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE AUTOMOBILISMO, appendix j article 251 – classification and definitions, 2017.
- [2] FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE AUTOMOBILISMO, appendix j article 277 – free formula technical regulations, group e, 2017.
- [3] FEDERACIÓN INTERNACIONAL DE AUTOMOBILISMO, appendix j article 275 – FIA F3 technical regulations, 2017. [<http://www.upc.es/slt/cat/publicacions/gl2/gl2.htm>, Junio de 2017]*. *[URL, fecha de consulta].
- [4] MATEO MUÑOZ, A. '*Design of the body of a new Formula Ashenkoff's model car and its aerodynamical analysis*', 2016.
- [5] CABALLÉ, JOAN, '*Diseño y caracterización de un monoplaza para niños*', 2016.
- [6] CATALOGO JETEX (<http://www.jetex.co.uk/cone-filters/>) consultado en Julio 2017.
- [7] Santiago Ruiz, Juventino – Corberan Salvador, J.M. – Perez Feito, Ricardo, '*Motor de dos tiempos de altas prestaciones RS125R*' UNIVERSIDAD. POLITECNICA DE VALENCIA, Departamento de Termodinámica Aplicada, 1996
- [8] P. BLAIR, GORDON, '*Design and Simulation of two-stroke engines*', Society of Automotive Engineers USA, 1996.

Bibliografía complementaria

ROBINSON, JOHN – '*Puesta a punto de motores de dos tiempos*' (5ª edición), Thomson Paraninfo, 2009.

ÁLVAREZ FLOREZ, JESÚS – '*Máquinas térmicas motoras -1*', Edicions UPC, 2002.