



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

**PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES
DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA
INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE
SOBREALIMENTACIÓN**

MEMORIA PRESENTADA POR:

Juan Fernández Pastor

TUTOR/A:

Carlos Micó Reche

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: septiembre de 2021



**PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN**



TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN	4
RESUM.....	4
SUMMARY	4
INTRODUCCIÓN	6
OBJETIVOS	6
ANTECEDENTES	6
SOBREALIMENTACIÓN	13
PROPUESTAS PARA LA SOBREALIMENTACIÓN.....	13
SELECCIÓN DEL COMPRESOR	16
MODIFICACIONES DE COLECTORES.....	27
COLECTOR DE ADMISIÓN	27
COLECTOR DE ESCAPE	32
MÉTODOS Y MATERIALES DE FABRICACIÓN	37
PRESUPUESTO	42
CONCLUSIÓN	46
BIBLIOGRAFÍA.....	47
ANEXO I: IMÁGENES Y DATOS ADICIONALES DE LOS REDISEÑOS	48
ANEXO II: PLANOS	56



RESUMEN

Con el objetivo de mejorar las prestaciones de un motor atmosférico, en este estudio se analiza la sobrealimentación mediante los dos sistemas más utilizados en automoción, compresores volumétricos y turbocompresores, siendo esta última la opción elegida. Se seleccionará el compresor que mejor cubra las premisas de funcionamiento obtenidas mediante varios cálculos realizados sobre datos reales y suposiciones razonadas, teniendo en cuenta los mapas de funcionamiento de cada máquina ofrecida en el mercado actual. También se harán rediseños de los colectores de escape y admisión utilizando el programa informático CAD-CAM *SolidWorks* adaptando y optimizando las geometrías para el funcionamiento del motor en su régimen de giro de máxima potencia. Finalmente se comentarán los posibles procesos y materiales de fabricación de los colectores rediseñados con el apoyo del software *GRANTA EduPack*.

RESUM

Amb l'objectiu de millorar les prestacions d'un motor atmosfèric, en aquest estudi s'analitza la sobrealimentació mitjançant els dos sistemes més utilitzats en automoció, compressors volumètrics i turbocompressors, seguint aquesta última l'opció elegida. Es seleccionarà el compresor que millor compleix les premisses de funcionament de cada màquina dels oferits en el mercat actual. També es faran redissenys dels col·lectors d'escapament i d'admissió fent ús del programa informàtic CAD-CAM *Solidworks* adaptant i optimitzant les geometries per al funcionament del motor en el seu règim de gir de màxima potencia. Finalment es comentaran els possibles processos i materials de fabricació dels col·lectors redissenyats amb el suport del software *GRANTA EduPack*.

SUMMARY

In order to improve the performance of a naturally aspirated engine, this study analyzes supercharging through the two most used systems in the automotive industry, volumetric compressors and turbochargers, being the last option the chosen one. The compressor that best meets the operating conditions obtained through various calculations made on real data and reasoned assumptions will be selected, taking into account the operating maps of each machine offered in the current market. Redesigns of the exhaust and intake manifolds will be done using the CAD-CAM *SolidWorks* computer program adapting and optimizing the geometries for the operation of the engine at its maximum power rotation regime. Finally, the possible



PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

manufacturing processes and materials for the redesigned collectors with the support of the *GRANTA EduPack* software will be discussed.



INTRODUCCIÓN

La idea principal de este estudio es analizar la posibilidad de aumentar las prestaciones de un motor atmosférico mediante la implementación de un sistema de sobrealimentación ofrecido en el mercado. Este propósito es de especial interés para enriquecer la experiencia de conducción al mejorar la respuesta y la aceleración del vehículo.

OBJETIVOS

A continuación se enumeran las metas propuestas para este estudio:

- Elección del tipo de sobrealimentación más conveniente.
- Selección de un sistema de sobrealimentación mediante cálculos que tengan en cuenta las limitaciones del motor, comprendiendo el funcionamiento del compresor.
- Diseño y análisis de los elementos necesarios para la incorporación del sistema de sobrealimentación.
- Selección de materiales y procesos de fabricación de los elementos diseñados.
- Elaboración de un presupuesto total del proyecto.

ANTECEDENTES

Un motor de combustión interna alternativo (MCIA de ahora en adelante) es una máquina térmica que aprovecha la energía química de un combustible mezclado con un comburente (generalmente aire) provocando una reacción de combustión que transforma esta energía en movimiento lineal alternativo de uno o varios pistones. Este movimiento lineal está asegurado por unos cilindros que envuelven a los pistones y, junto con la culata sellando la parte superior, proporcionan un ambiente hermético donde la mezcla aire-combustible se comprime para alcanzar las condiciones termodinámicas necesarias y así generar el trabajo en forma de expansión del volumen comprimido. El movimiento lineal de los pistones se convierte en rotativo a través de un sistema biela-manivela que culmina en la rotación del cigüeñal, elemento encargado de transmitir este movimiento al resto de sistemas acoplados al motor.

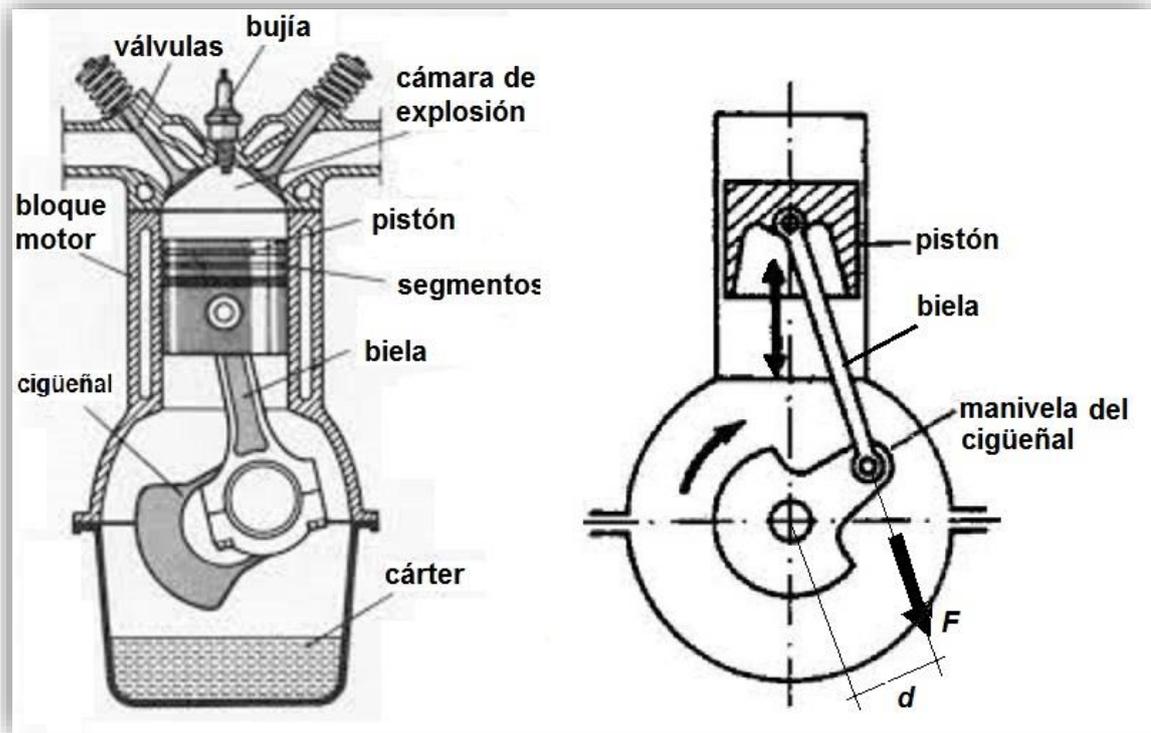


Imagen 1: Ilustración básica de los componentes de un MCI

Existen varios tipos de MCIs, por lo tanto serán varios los criterios de clasificación [1] (págs. 27-35):

- **Según el proceso de combustión**

- Motores de encendido provocado (MEP): El inicio de la reacción de combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, que actualmente se consigue haciendo saltar una chispa entre los electrodos de una bujía. El instante en el que esto sucede es crucial para conseguir la máxima eficiencia en la combustión.
- Motores de encendido por compresión (MEC): El inicio de la combustión se produce mediante un proceso de autoencendido de la mezcla al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión.

- **Ciclo de trabajo**

- Motores de cuatro tiempos: En estos motores un ciclo de trabajo se completa en dos vueltas del cigüeñal, o lo que es lo mismo, en cuatro carreras del pistón. Esto da pie a la existencia de cuatro fases o tiempos de funcionamiento del motor:

- **Admisión:** se produce el llenado del cilindro a causa de la depresión generada por el movimiento del pistón desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) junto con la apertura de las válvulas de admisión
- **Compresión:** Con las válvulas de admisión y escape cerradas el pistón se mueve desde el PMI hasta el PMS comprimiendo el fluido contenido en el cilindro. En las cercanías del PMS se produce el salto de chispa en el caso de los MEP o se inyecta el combustible en el caso de los MEC, produciéndose la combustión.
- **Expansión:** La combustión produce un aumento de presión de los gases contenidos en el cilindro, empujando al émbolo que vuelve a desplazarse del PMS al PMI. Este desplazamiento es el único del que se obtiene trabajo.
- **Escape:** En el PMI se abren las válvulas de escape y el émbolo comienza a desplazarse al PMS expulsando los gases quemados al exterior del cilindro; cuando el émbolo llega al PMS se cierra la válvula de escape y se inicia un nuevo ciclo.

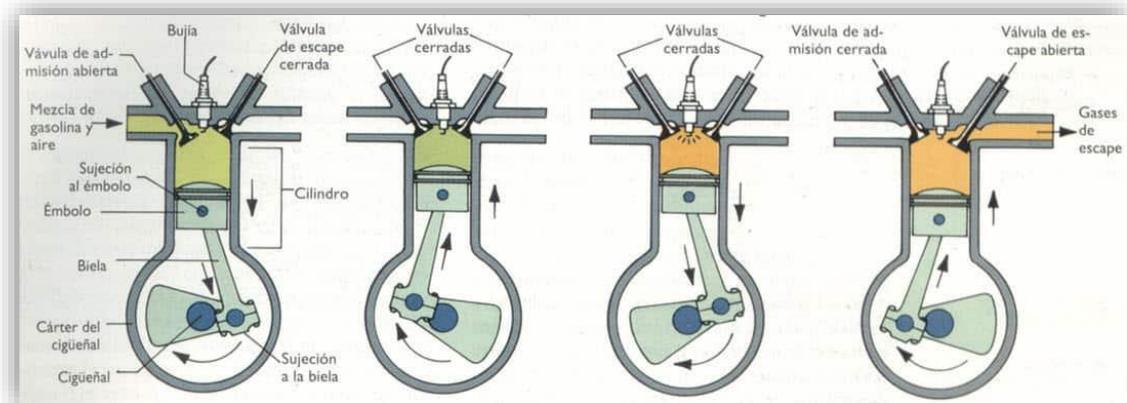


Imagen 2: Funcionamiento de un motor 4T

- Motores de 2 tiempos: Estos motores se caracterizan porque el ciclo se completa en dos carreras del émbolo o, en lo que es lo mismo, en una vuelta de cigüeñal. La diferencia fundamental reside en el proceso de renovación de la carga, ya que en estos motores la mayor parte de los procesos de escape y de admisión ocurre simultáneamente en lo que se conoce como proceso de barrido.

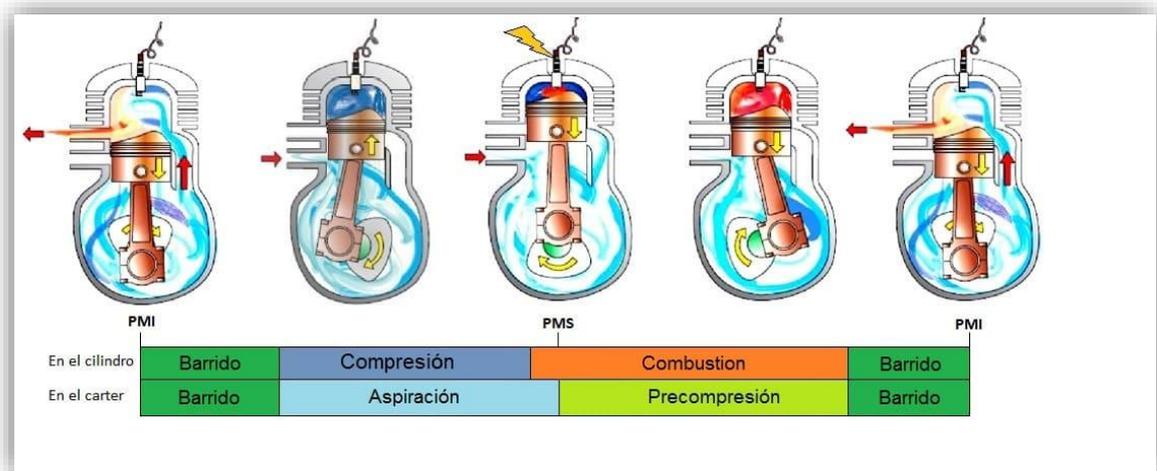


Imagen 3: Funcionamiento de un motor 2T

- **Presión de admisión**

- Motores de aspiración natural: Los gases frescos entran al cilindro inducidos por la succión creada por el propio movimiento del émbolo cuando se desplaza desde el PMS hacia el PMI.
- Motores sobrealimentados: Se utiliza un compresor para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica, forzando la entrada de gases frescos al cilindro. El principal objetivo es aumentar la densidad del aire en el colector de admisión de modo que se puede quemar mayor cantidad de combustible o quemar la misma cantidad en mejores condiciones. Como resultado final se puede aumentar la potencia del motor o su rendimiento, o reducir las emisiones en MEC.



- **Tipo de refrigeración**

- Motores refrigerados por aire: En estos motores es el propio aire del ambiente el que extrae el calor desde las paredes del motor siendo necesario ampliar la superficie efectiva de transferencia mediante la utilización de aletas.
- Motores refrigerados por líquido: Se hace circular el líquido mediante una bomba por canales internos en el motor y se utiliza un intercambiador de calor para volver a enfriar el líquido.

- **Número y disposición de los cilindros:** Los MCIAs pueden tener desde uno a varias decenas de cilindros. El volumen total desplazado determinará, junto con otros factores, la potencia máxima posible. En cuanto a la disposición de los cilindros existen varias opciones: en línea, en V a varios grados, cilindros opuestos (boxer), motores en estrella o radiales, en W, en doble línea, en H y hasta de doble cigüeñal.

En el caso de este estudio el motor en cuestión es de encendido provocado, 4 tiempos, de aspiración natural, refrigerado por líquido, con 4 cilindros en línea. Pertenece a un Seat León del año 2001, aunque el motor es marca Volkswagen y tipo (G) AZD. Utiliza el sistema DOHC (*Dual Over Head Camshaft*), con dos árboles de levas independientes, uno para escape y otro para admisión. El número total de válvulas es de 16, 2 de escape y 2 de admisión por cada cilindro. Está colocado en una posición transversal en la zona delantera del vehículo. Los datos más característicos según se indica en la ficha técnica del vehículo [3] y el anexo al manual de instrucciones [4] son los siguientes:

Cilindrada real [cm³]	1598
Potencia máxima [kW (CV) a 1/min]	77 (105) /5700
Par máximo [N·m a 1/min]	148 /4500
Relación de compresión	12.1

Tabla 1: Datos característicos del motor [3] y [4]

Para estudiar el funcionamiento de los diversos motores se utilizan ciclos termodinámicos teóricos de aire, los cuales son esquemas sustitutos de los ciclos reales que mediante hipótesis simplificadoras permiten predecir parámetros de importancia del ciclo [1] (pág. 78).

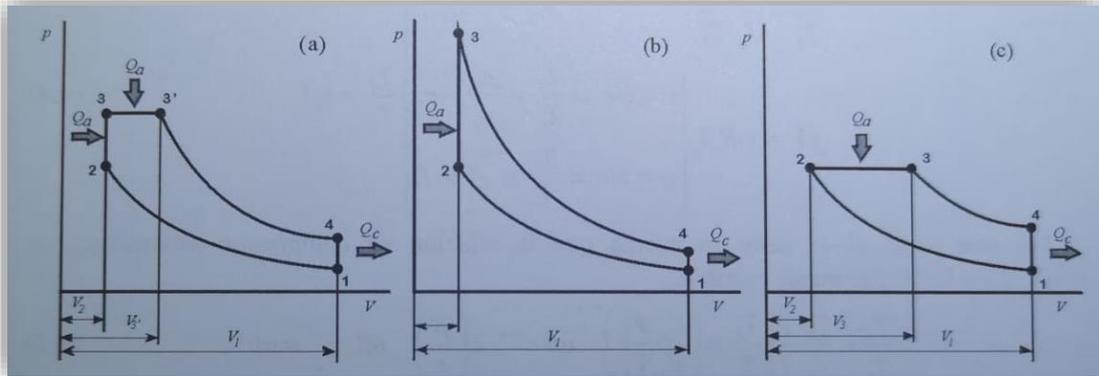


Imagen 4: Diagramas p - V de ciclos termodinámicos teóricos a) de presión limitada, b) de combustión a $V=cte.$ y c) de combustión a $p=cte$ [1] (pág. 79).

Para el motor objeto de estudio en este proyecto el ciclo teórico representativo es el b) mostrado en la imagen 4, denominado ciclo *Otto*. A continuación se describirán los procesos que tienen lugar en dicho ciclo:

- Dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y la expansión (3-4) respectivamente.
- Dos procesos a volumen constante. Uno corresponde al aporte de calor durante la combustión (2-3) y el otro a la cesión de calor durante el tiempo de escape (4-1)

Esta memoria comenzará por exponer las opciones de sobrealimentación más utilizadas actualmente en automoción, explicando las principales ventajas y desventajas de cada una de ellas y eligiendo la opción que mejor se adapte a este estudio. A continuación, será elegido un equipo de sobrealimentación en concreto de entre los ofrecidos en el mercado. Esta elección se hará teniendo en cuenta el funcionamiento del compresor para las condiciones de relación de compresión y flujo másico de aire calculadas para conseguir una potencia objetivo (determinada por las limitaciones del motor) dentro de un rango de rendimientos efectivos.

El siguiente paso será rediseñar los colectores tanto de admisión como de escape teniendo en cuenta como condicionante principal el espacio disponible en el vano motor del vehículo, las



geometrías de las bridas de anclaje a la culata y a la turbina del turbogrupo y en el caso de la admisión la optimización de los colectores individuales de cada cilindro para favorecer el máximo llenado de los mismos. Se harán simulaciones de estos diseños para comprobar el comportamiento del flujo en su interior y determinar la efectividad de los mismos.

No se considerarán objeto de estudio los diseños del intercambiador de calor del aire de admisión (*intercooler*), los conductos de admisión entre el turbogrupo y el colector de admisión ni los conductos del tramo de escape aguas abajo de la turbina del turbogrupo por tratarse de elementos estandarizados, no sujetos a rediseño ni optimización. Únicamente influirán en el estudio las pérdidas de presión generadas por estos elementos en la línea de admisión, las cuales serán estimadas según las indicaciones del fabricante.

Seguidamente, se determinará material de fabricación para cada colector por separado, atendiendo a las condiciones de funcionamiento más determinantes y a la complejidad geométrica de los diseños en sí mismos. Se seleccionarán los materiales y procesos de mayor simplicidad que cumplan con los requisitos de trabajo.

Finalmente se elaborará un presupuesto aproximado tomando valores de diversos proveedores, bases de datos y talleres especializados.

En los anexos se mostrarán los planos de los colectores rediseñados y datos adicionales de las simulaciones.



SOBREALIMENTACIÓN

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión mediante un aumento de la presión, el cual se obtiene mediante un compresor. Dicho aumento de la densidad permite aumentar el gasto másico de aire, o mezcla, para una cilindrada y rendimiento volumétrico determinados. Con el aumento del gasto de aire se incrementa en igual proporción el gasto de combustible y, suponiendo que el rendimiento no se ve afectado, podemos concluir que la potencia del motor crecerá linealmente con el gasto del aire [1] (pág. 172).

Aumentar la cantidad de combustible inyectado directa o indirectamente al cilindro es relativamente sencillo aumentando el caudal ofrecido por los inyectores, pero esto no serviría de nada si la mezcla aire-combustible en el cilindro no es la adecuada, es decir, para un aumento del combustible utilizado debe haber también un aumento del comburente (oxígeno) introducido en el cilindro. Es aquí donde entran en juego los sistemas de sobrealimentación, cuyo propósito principal es aumentar la densidad del aire de admisión, aumentando así la cantidad de oxígeno, mediante una mayor presión del fluido.

No obstante, a este aumento de presión va también ligado un incremento de la temperatura del aire, ya que el proceso está bastante lejos de ser isoterma [1] (pág. 273), lo cual hace que la densidad del fluido comprimido disminuya. Es por esto que se suele utilizar un intercambiador de calor denominado *intercooler* entre el compresor utilizado y el colector de admisión con la intención de enfriar el aire comprimido. Esta práctica es especialmente beneficiosa en MEP.

PROPUESTAS PARA LA SOBREALIMENTACIÓN

Generalmente existen dos tipos de compresores de sobrealimentación en automoción, los volumétricos o de desplazamiento positivo y los turbocompresores. A continuación se hará una breve descripción de ambos aunque finalmente se elegirá el turbocompresor por las razones que se indicarán seguidamente.

COMPRESORES VOLUMÉTRICOS O DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Estos compresores se suelen utilizar en la sobrealimentación mecánica ya que su régimen de giro óptimo es del mismo orden que el del motor [1] (pág. 275). Esto quiere decir que es posible

alcanzar un buen punto de funcionamiento con una buena eficiencia del compresor mediante un acoplamiento mecánico al eje de giro del motor.

Debido al rango de caudales y presiones requeridos en la sobrealimentación de motores en automoción, los compresores volumétricos son, generalmente, rotativos [1] (pág. 279). Entre las configuraciones más utilizadas podemos encontrar los compresores de tornillo y los *scroll* o de tipo G, estos ejemplos se ilustran en la figura siguiente:

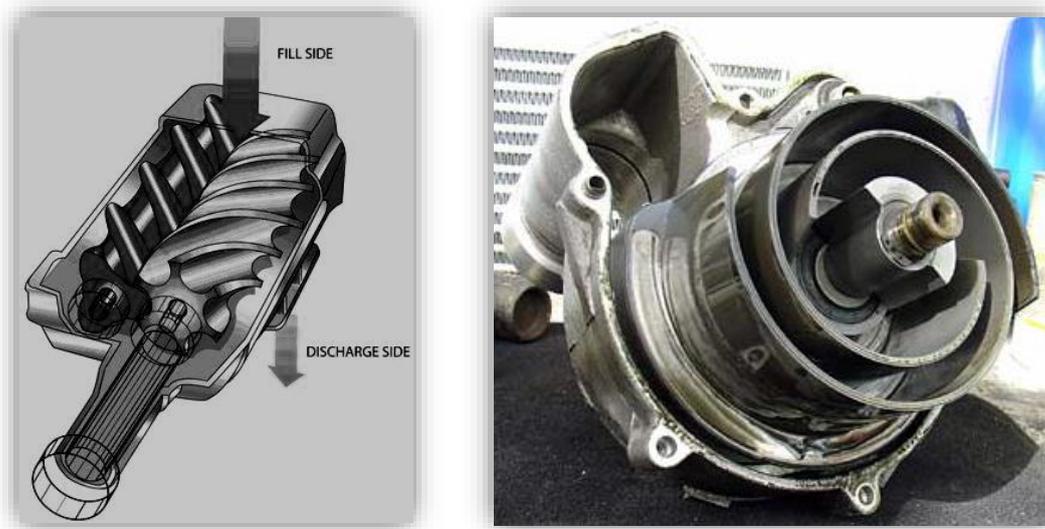


Imagen 5: Compresores volumétricos de tipo tornillo (izquierda) y tipo G o scroll (derecha).

TURBOCOMPRESORES

Se trata de máquinas de flujo, las cuales utilizan movimiento rotativo para acelerar el aire que luego envían a un difusor frenándolo y de esta manera convirtiendo su energía cinética en entalpía, aumentando así su presión [1] (pág. 280).

Este primer aporte de energía cinética se consigue mediante el rotor del compresor, un elemento circular que consta de diversos álabes unido solidariamente mediante un eje con el rotor de la turbina de escape, la cual utiliza la energía de los gases resultantes el proceso de combustión para generar el movimiento rotativo. De esta manera se alcanzan unas revoluciones desde 63.000 hasta 300.000 rpm, dependiendo del tamaño de los rotores, para que el turbocompresor pueda trabajar en un punto de elevada eficiencia [2]. Este intercambio de movimiento entre gases y rotores se encuentra sintetizado en la ecuación de Euler para las turbomáquinas [1] (pág. 280).

Ambos rotores están envueltos por sus respectivas carcasas, las cuales tienen la función de dirigir los gases y variar su velocidad, acelerando los de escape y frenando los de admisión. Estas carcasas están construidas en forma de espiral y su valor geométrico característico es la relación A/R (área sobre radio), el cual define cómo va a variar la velocidad del fluido en las cavidades de las carcasas. De esta manera, para un valor A/R pequeño en la carcasa de escape, el fluido alcanzará su máxima velocidad a bajas revoluciones de giro del motor de combustión, pero a altas revoluciones no podrá admitir todo el caudal generado por el mismo, no permitiendo que la velocidad del rotor aumente y generando mucho calor. Por lo contrario, para un valor A/R elevado la carcasa de escape permitirá un mayor caudal de gases pero estos alcanzarán su máxima velocidad para cuando las revoluciones del motor sean más elevadas que en el caso anterior [2].

El eje que une ambos rotores está lubricado y refrigerado internamente, por aceite o agua, con cojinetes que evitan la fricción de los componentes internos. Para evitar fugas se utilizan tanto elementos mecánicos como la misma presión de gases generada en ambos rotores.

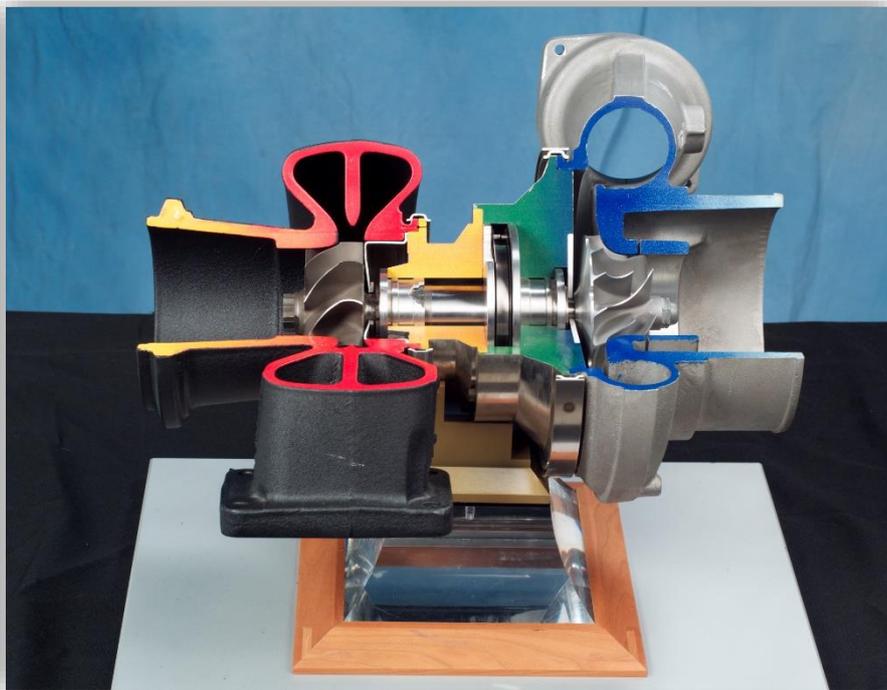


Imagen 6: Turbogruppo

Si se comparan ambas opciones, nos encontramos con un conjunto de ventajas y desventajas entre las dos. Por un lado, a pesar de tener un volumen y peso mayor, los compresores volumétricos son capaces de ofrecer la relación de compresión óptima incluso a bajos regímenes



y cargas, lo cual se traduce en una curva de par más progresiva mejorando así la tracción [1] (pág. 315), cosa que los turbocompresores no son capaces de ofrecer a bajas revoluciones del motor. También tienen una respuesta inmediata en los cambios bruscos de carga y aceleración, en cambio para las turbomáquinas, sobre todo las de gran tamaño, esta respuesta tan rápida no es posible sin la utilización de un sistema adicional de anti-retraso conocido como *anti-lag*.

Por otro lado, la tendencia actual de reducción de emisiones y consumos hace que la turbo-sobrealimentación gane una clara ventaja ya que al utilizar la energía remanente en los gases de escape, que en un principio es energía residual, mejora el rendimiento del motor. Por lo contrario los compresores de desplazamiento positivo generan pérdidas mecánicas ya que se deben accionar de una manera auxiliar como ya se ha comentado.

Esta última razón junto con la amplia variedad de opciones que existen en el mercado con respecto a los compresores volumétricos hace que la turbo-sobrealimentación sea la opción elegida en este trabajo para el estudio del aumento de potencia.

SELECCIÓN DEL COMPRESOR

Para saber qué turbocompresor sería el óptimo para este motor en cuestión se deben fijar algunos parámetros de funcionamiento: la presión media efectiva máxima que debería tener el motor y la presión de sobrealimentación máxima a la que ha de generar el compresor.

Mediante una búsqueda realizada en el libro *Motores de combustión interna alternativos* [1] (pág. 303) se ha determinado que generalmente la presión máxima de compresión de un turbocompresor es de 2.5 veces la presión atmosférica. Por otro lado, la *pme* máxima para motores de encendido provocado es de 17 bar [1] (pág. 63).

Con estas condiciones de funcionamiento fijadas y sabiendo que la potencia máxima del motor se da a las 5700 rpm [4], se puede calcular la potencia efectiva para una *pme* de 17 bar mediante la expresión siguiente:

$$N_e = pme \cdot V_T \cdot i \cdot n$$



Siendo V_T la cilindrada total del motor, n las revoluciones e i el número de ciclos de combustión completos por vuelta de cigüeñal. De esta manera obtenemos que la potencia efectiva será de 129.04 kW, equivalentes a 173.05 CV, lo cual supondría un aumento de potencia máxima del 67.58%.

Ahora bien, para elegir el compresor se debe tener en cuenta su mapa de funcionamiento, lo cual no es otra cosa que un diagrama de curvas características donde se representa el flujo de aire corregido frente al ratio de presiones y se indican también los límites de funcionamiento, las distintas velocidades de giro del eje y la eficiencia del compresor para cada punto del diagrama. El término “flujo de aire corregido” (\dot{m}_a^*) se refiere al producto del flujo de aire necesario para conseguir la potencia objetivo multiplicado por la raíz cuadrada del cociente entre la temperatura a la entrada del compresor y la temperatura de referencia y dividido por el cociente de la presión a la entrada del compresor y la presión de referencia, tal cual se muestra en la expresión siguiente [2]:

$$\dot{m}_a^* = \dot{m}_a \cdot \frac{\sqrt{T_e/T_{ref}}}{p_e/p_{ref}}$$

Este concepto de flujo corregido sirve como simplificación necesaria para definir el comportamiento del turbocompresor ante unas condiciones de funcionamiento determinadas. Su utilización tiene un propósito operativo para determinar las prestaciones del compresor ante distintas condiciones del flujo a la entrada de la misma [1] (pág. 286 y 287).

Dado que las condiciones de referencia coinciden con las condiciones ambientales utilizadas en los cálculos (1 atm, 25°C), el gasto másico de aire calculado será el mismo que el corregido.

La siguiente ilustración muestra un mapa de funcionamiento de un compresor genérico [2].

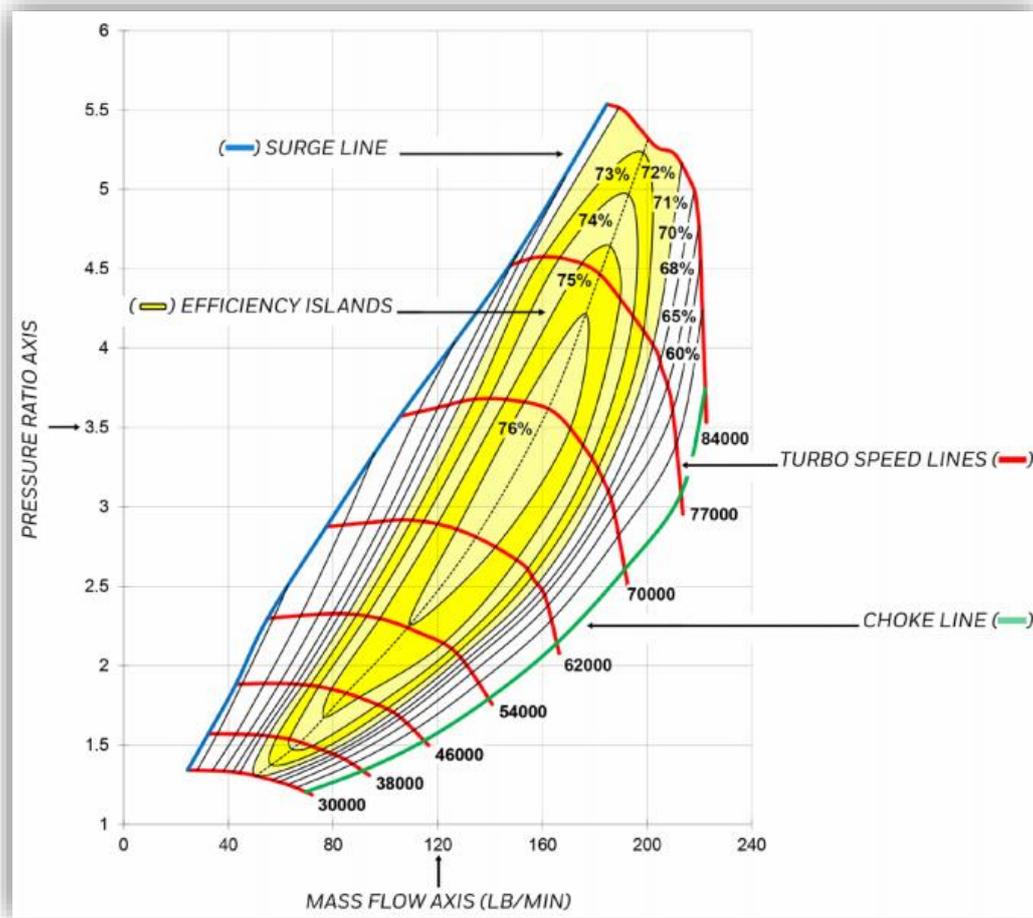


Imagen 7: Diagrama genérico de un compresor [2]

En el eje de abscisas se representa el caudal en este caso en lb/min, mientras que en eje de ordenadas podemos observar los valores de ratio de presiones con respecto a la atmosférica. Los límites están señalados por la línea azul, la cual representa la separación de la zona de trabajo con la zona de bombeo. Este funcionamiento se da cuando existe un bajo caudal que no es capaz de vencer el gradiente de presiones adverso que existe entre la zona de baja y alta presión (atmósfera y admisión respectivamente). En verde tenemos la línea de ahogamiento, una zona en la que la eficiencia del compresor desciende rápidamente y se alcanzan velocidades de giro de los rotores no deseables por ser muy elevadas. En rojo se muestran las distintas velocidades de rotación y en amarillo se pueden observar las distintas islas de eficiencia del compresor.

Para poder situar los puntos de trabajo del compresor a elegir en el diagrama de funcionamiento primero se deben realizar algunos cálculos haciendo varias suposiciones debido a que hay valores que no se pueden medir fuera de un banco de potencia o de un ensayo en laboratorio.



Estas suposiciones se harán basadas en las indicaciones del libro del profesor F. Payri, entre otros [1], y del fabricante del compresor a elegir, Garrett Motion Inc. [2].

Las suposiciones son las siguientes:

- Rendimiento volumétrico para motor MEP moderno con 4 válvulas por cilindro: 95% [2]
- Rendimiento efectivo de un motor MEP: Se utilizará un rango de funcionamiento de entre el 25% y 30%.
- Poder calorífico de la gasolina (H_c): 42.70 MJ/kg [1]
- Dosado estequiométrico para la combustión de la gasolina: 1/14.6 [1] (pág. 55)
- Dosado relativo para motores MEP con catalizador de tres vías: 1 [1] (pág. 55)
- Temperatura aproximada del aire de admisión sobrealimentado para las revoluciones de máxima potencia, teniendo en cuenta el uso de un intercambiador de calor aire-aire (*intercooler*) entre el compresor y el colector de admisión, calculado mediante el software web *Boost Advisor* de *Garret Motion Inc.* (T_{adm}) [2]: 48 °C
- Pérdidas de presión entre la salida del compresor y la admisión [2]: 0.28 bar

El software en línea de Garrett permite, mediante suposiciones y aproximaciones, estimar el caudal que debe trasegar el compresor para llegar a conseguir la potencia deseada para poder ofrecer varias opciones de turbogrupos entre los que elegir. No obstante, el proveedor también ofrece un informe con indicaciones sobre cómo calcular este caudal de aire de una manera no exacta pero sí más aproximada a la realidad [2], y es en estos cálculos donde se aplicarán las suposiciones mencionadas para así obtener los puntos de trabajo de nuestro compresor para las revoluciones de máximo par y potencia del motor.

La expresión que define el flujo de aire necesario para alcanzar la potencia objetivo, según el fabricante, es la siguiente [2]:

$$W_a = N_e \cdot A/F \cdot BSFC$$

Donde N_e es la potencia objetivo en CV, A/F la relación aire-combustible y $BSFC$ equivale al consumo específico de combustible expresado en $\frac{lb}{CV \cdot min}$. Esta expresión no es más que la combinación de tres de las ecuaciones tradicionales de motores de combustión interna, por lo tanto, se puede calcular el gasto másico de aire mediante estas expresiones tradicionales. Es aquí donde entra en juego el rendimiento efectivo supuesto. Mediante él se puede calcular el flujo de combustible y, con este, el flujo de aire.



El rendimiento efectivo máximo se encuentra entorno al 35% para un motor de encendido provocado [1] (pág. 62). No obstante este valor se da en motores muy optimizados para un régimen de giro estacionario, generalmente. Por lo tanto es más realista suponer un rendimiento efectivo de entre el 25% y 30% ya que varía según las condiciones de operación. A continuación se exponen los cálculos realizados con un rendimiento del 30%. Utilizando la siguiente expresión se puede averiguar el gasto másico de combustible.

$$\dot{m}_f = \frac{N_e}{\eta_e \cdot H_C}$$

$$\dot{m}_f = 10.07 \text{ g/s}$$

A través del dosado se obtiene el gasto másico de aire:

$$F = F_r \cdot F_{est}$$

$$F = 0.06849$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f}{F}$$

$$\dot{m}_a = 147.07 \text{ g/s}$$

Mediante la siguiente fórmula se obtiene la densidad de admisión y, con ella y la ecuación de los gases ideales, se puede averiguar la presión de admisión:

$$\rho_{adm} = \frac{\dot{m}_a}{\eta_v \cdot V_T \cdot n \cdot i}$$

$$\rho_{adm} = 2.04 \text{ kg/m}^3$$

$$p_{adm} = \rho_{adm} \cdot R \cdot T_{adm}$$

$$p_{adm} = 1.880 \text{ bar}$$

Para esta presión de admisión el ratio de compresión del turbo-sobrealimentador es de 2.13:1 habiendo sumado a la presión de admisión calculada los 0.28 bar de pérdidas a lo largo de las canalizaciones entre el compresor y la admisión.



El fabricante también indica una expresión para, conociendo el valor de la presión de admisión, poder calcular el flujo de aire ofrecido por el compresor para un número de revoluciones determinado. De esta manera, se calcula el flujo de aire para las revoluciones de máximo par del motor, 4500 rpm según SEAT [4]:

$$W_a = \frac{p_{adm} \cdot \eta_v \cdot n \cdot i \cdot V_T}{R \cdot (460 + T_{adm})}$$

$$W_{a,4500} = 15.23 \text{ lb}/\text{min}$$

En este caso la expresión viene derivada de un sistema de ecuaciones igualando a través de la densidad las dos fórmulas siguientes:

$$\rho_{adm} = \frac{p_{adm}}{R \cdot T_{adm}}$$

$$\rho_{adm} = \frac{\dot{m}_a}{\eta_v \cdot V_T \cdot n \cdot i}$$

La constante que suma a la temperatura de admisión (460) se utiliza para poder trabajar con las unidades imperiales.

Para poder situar los resultados en las curvas de funcionamiento de los compresores Garrett se deben utilizar las unidades del sistema imperial, por lo tanto el flujo de aire trasegado por el compresor será expresado en lb/min.

Repetiendo estos mismos cálculos para un rendimiento efectivo del 25% se obtienen el resto de los resultados:



PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

Rendimiento efectivo (%)	30	25
Gasto combustible (g/s)	10.07	12.09
Gasto aire Ne máx. (g/s)	147.07	176.49
Gasto aire Ne máx. (lb/min)	19.45	23.35
Densidad admisión (kg/m³)	2.04	2.45
Presión de admisión (bar)	1.88	2.23
Ratio Compresión	2.13	2.50
Gasto aire Me máx. (g/s)	115.16	138.15
Gasto aire Me máx. (lb/min)	15.23	18.27

Tabla 2: Resultados de los cálculos.

Ahora que ya se conocen los valores de caudal de aire de sobrealimentación para los dos puntos de funcionamiento más importantes del motor, máximo par y máxima potencia, es hora de situarlos en las gráficas de los distintos compresores ofrecidos por el fabricante. La oferta de turbocompresores es muy amplia, así que para acotar la búsqueda, Garrett permite introducir los valores de potencia objetivo y cilindrada. De esta manera, se obtienen cuatro candidatos: GBC20-300, GT2560R, GT2554R Y GT2052.

A continuación se estudiarán los mapas de funcionamiento de cada compresor situando los resultados obtenidos en los cálculos para poder comparar como funcionaría cada unidad. Aparecerán dos líneas uniendo dos puntos cada una. Los puntos representarán las condiciones de funcionamiento para la máxima potencia y el máximo par. El conjunto verde representará los cálculos para un rendimiento efectivo del motor del 30% y el azul para los cálculos del 25%.

GBC20-300

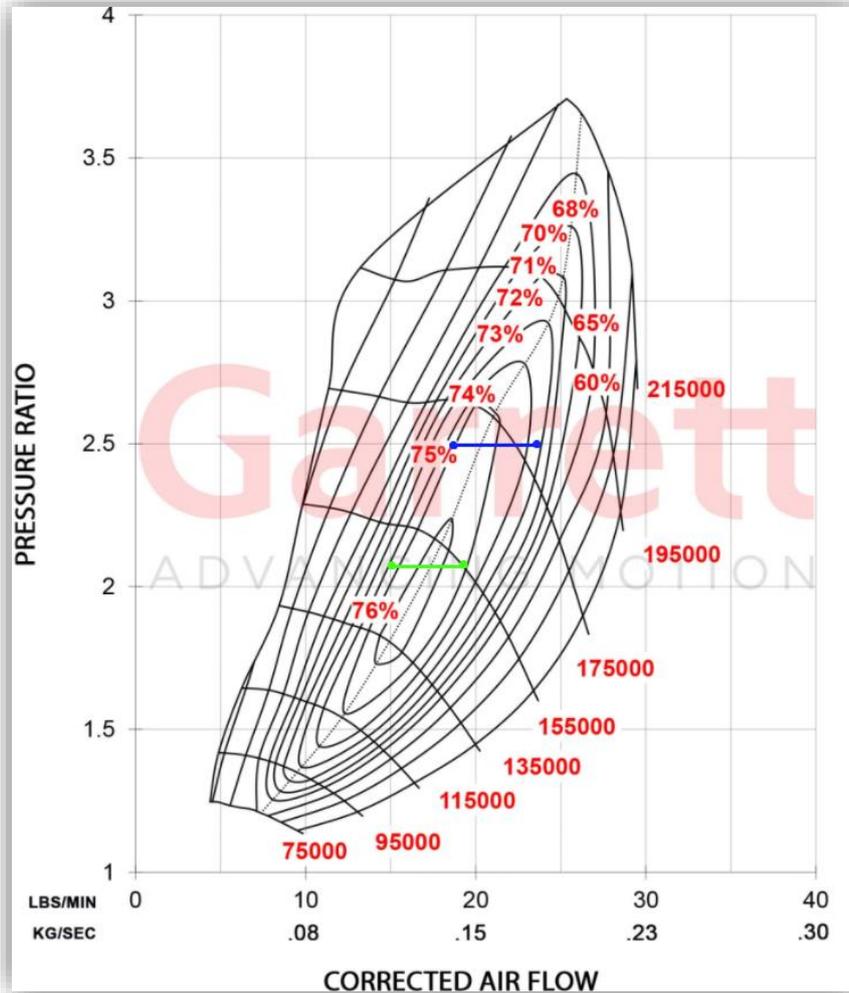


Imagen 8: Mapa de funcionamiento del compresor GBC20-300 [2]

Este modelo es una muy buena opción ya que los puntos de funcionamiento se sitúan en las zonas de mayor eficiencia del compresor y existe un buen margen tanto a la derecha como a la izquierda en la gráfica para no alcanzar las zonas de bombeo o ahogamiento. La velocidad de los rotores se encontraría en el rango medio de revoluciones.

GT2560R

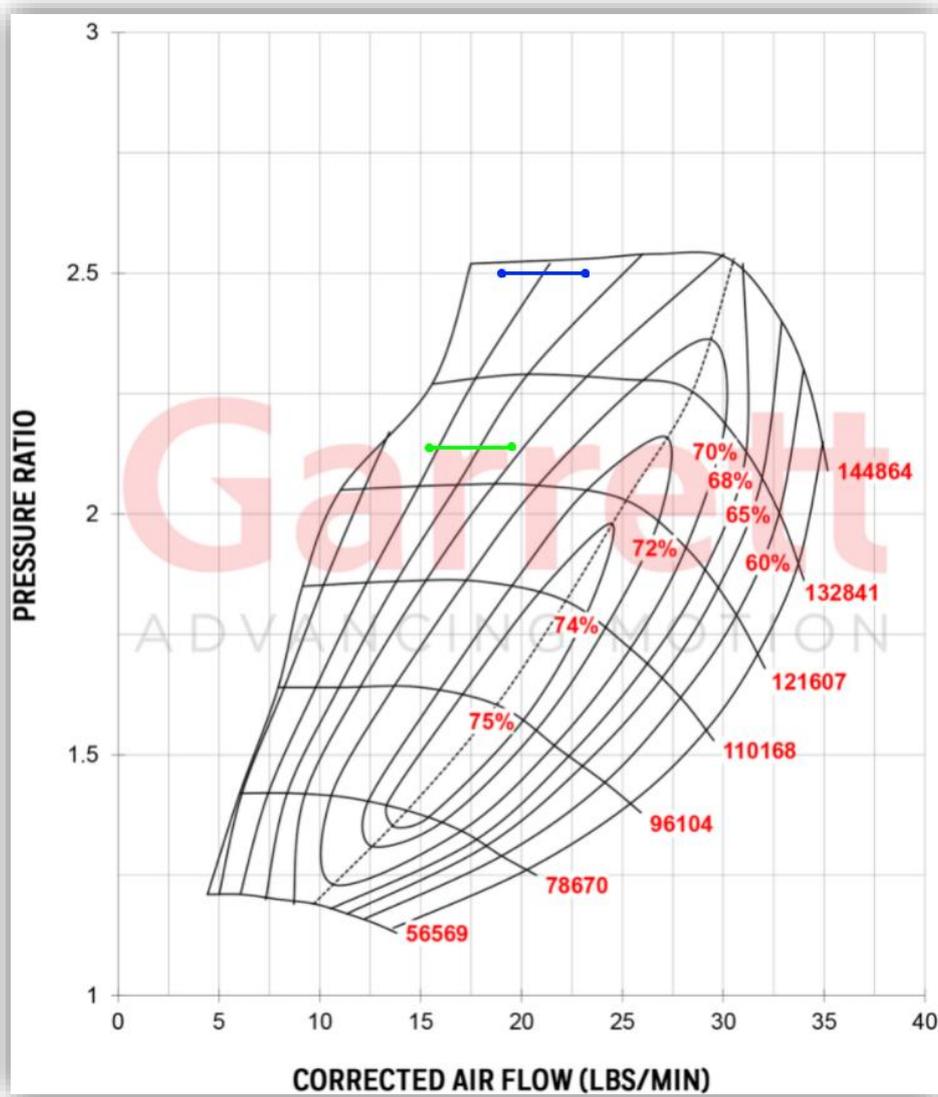


Imagen 9: Mapa de funcionamiento del compresor GT2560R [2]

En este caso, la relación de compresión máxima que puede ofrecer el compresor es de poco más de 2.5, lo cual hace que el rango de funcionamiento calculado para un rendimiento efectivo del 25% se encuentre muy arriba en la gráfica, acercándose al límite de revoluciones de los rotores, además de situarse ambos rangos de funcionamiento calculados muy cerca de la línea de bombeo, por lo que a bajas revoluciones del motor el compresor funcionaría de manera no deseable. Se descarta esta opción.

GT2554R

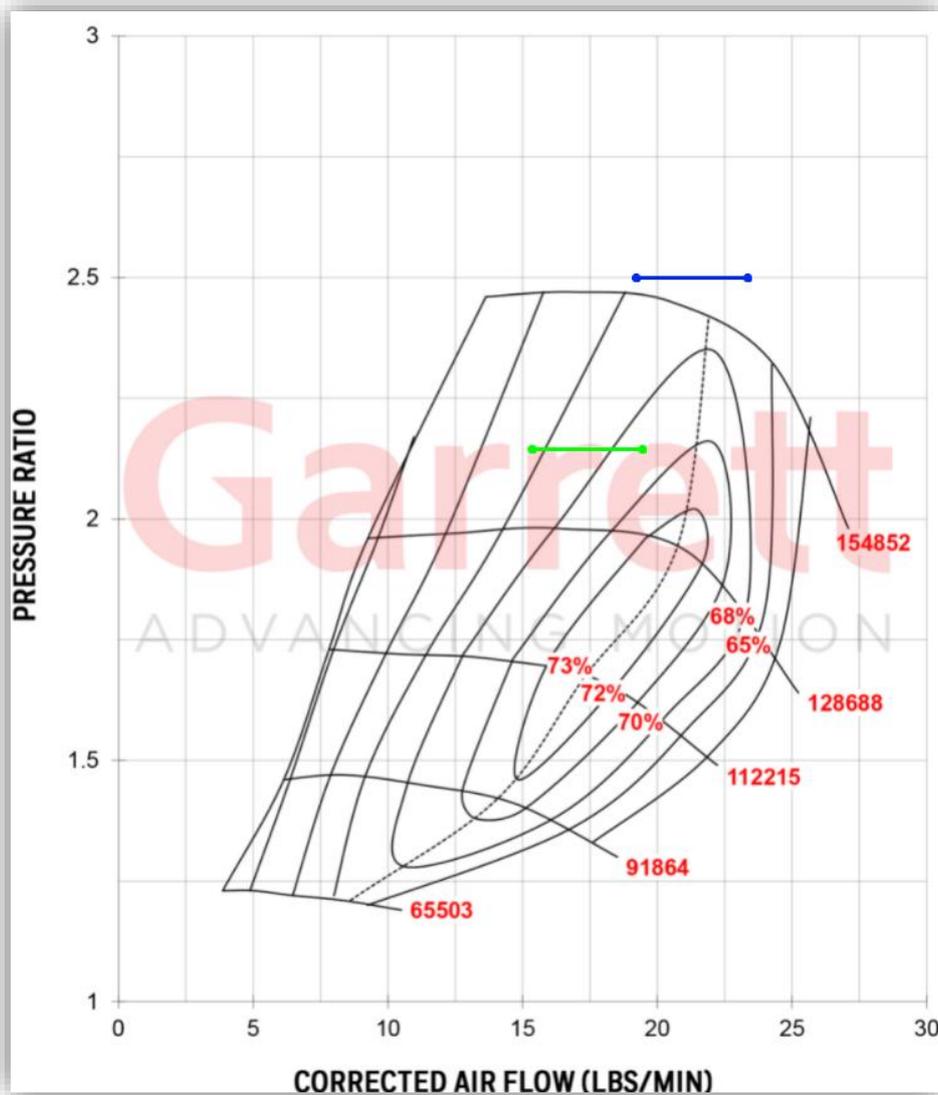


Imagen 10: Mapa de funcionamiento del compresor GT2554R [2]

Para el rendimiento del 30% el rango de funcionamiento se encuentra en zonas de baja eficiencia y el rango de rendimiento 25% directamente sale de la región operativa del compresor. Por lo tanto este modelo queda descartado.

GT2052

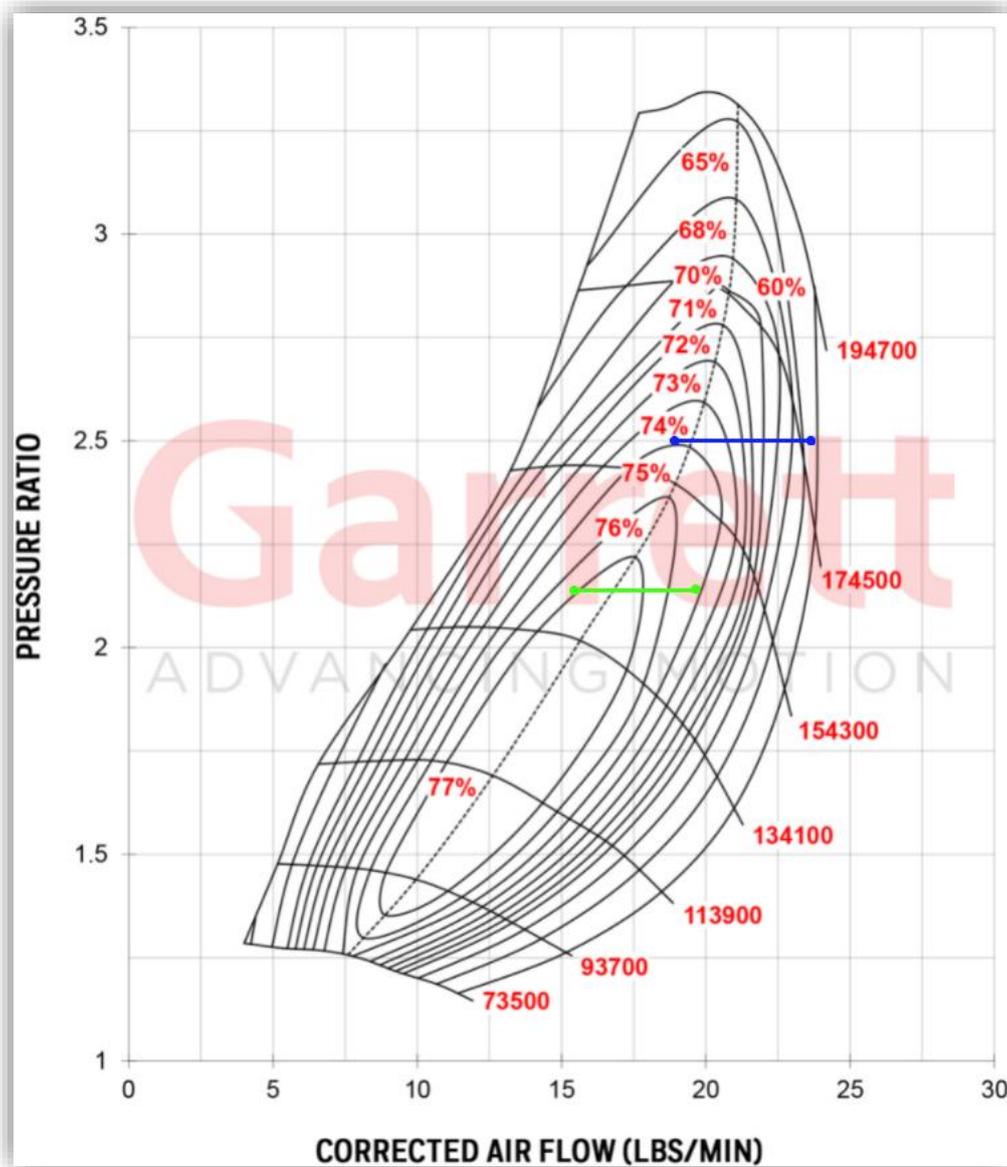


Imagen 11: Mapa de funcionamiento del compresor GT2052 [2]

Este modelo también es un buen candidato, trabajando en zonas de buena eficiencia. Lo más problemático es la proximidad del rango de trabajo para rendimiento efectivo del 25% a la zona de ahogamiento, a la cual se podría llegar sobrepasando las 5700 rpm de máxima potencia hasta el límite del motor en 6500 rpm.

Es por este último detalle que el primer modelo estudiado, el GBC20-300, es el más apto para esta aplicación y será la elección final.



MODIFICACIONES DE COLECTORES

El funcionamiento de un motor alternativo se entiende como no estacionario, es decir, las premisas de funcionamiento (grado de carga, revoluciones, etc.) varían constantemente, así como las condiciones de los fluidos con los que se trabaja. En consecuencia, los procesos de flujo que acontecen en los conductos de admisión y escape tienen un carácter esencialmente no estacionario, cuyo origen se encuentra en el flujo inducido por el paso del fluido a través de las válvulas por los procesos de llenado y vaciado de los cilindros [1] pág. 174.

Durante este apartado se rediseñarán los colectores de admisión y escape imponiendo como condición principal su geometría con respecto al espacio disponible en el vano motor para alojar estos elementos y manteniendo los anclajes de los mismos a la culata del motor, mariposa de admisión y a la brida de la turbina del turbogrupo. Teniendo este principal condicionante en cuenta, se intentarán optimizar (sintonizar) estos colectores para el régimen de giro de máxima potencia ($n = 5700$ rpm) y el gasto másico calculado en el apartado anterior para un rendimiento efectivo del 30% ($\dot{m}_a + \dot{m}_f = 157.14$ g/s). El orden de encendido de los cilindros supuesto será 1-3-4-2.

El software de diseño utilizado será *SolidWorks 2019*, donde se modelarán ambos colectores y se harán varios análisis de flujo mediante el complemento *Flow Simulation*. Las simulaciones comprenderán un transcurso de 5 ciclos completos del motor, simulando las variaciones de presiones generadas por las aperturas de las válvulas mediante hojas de cálculo en *Excel*. Las simulaciones tendrán como objetivo comprobar que la cantidad de flujo que entra y sale del motor es equitativa para cada cilindro. Para ello las simulaciones utilizarán como fluido de trabajo el aire.

COLECTOR DE ADMISIÓN

Para el colector de admisión se utilizará un diseño parecido al del original, con un cuerpo central y distintos colectores individuales que van desde el volumen común hasta cada una de las pipas de admisión. Estos colectores individuales deberán estar sintonizados para favorecer el llenado del cilindro en la carrera de admisión. Esto significa calcular la longitud que debe de tener cada colector individual para un régimen de giro determinado, que en este caso es el de potencia máxima.



Cuando la válvula de admisión se abre en la carrera de admisión, la depresión generada provoca una onda de presión que viaja a lo largo del colector y se ve modificada y reflejada en cada cambio de sección. La longitud de este conducto determinará el desfase temporal existente entre la apertura de la válvula en el ciclo siguiente y la llegada de la onda reflejada para que esta modifique las condiciones termodinámicas en la pipa de admisión favoreciendo así el llenado del cilindro.

Esta longitud se debe calcular mediante la expresión siguiente [1] (pág. 223):

$$L = \frac{a}{8 \cdot n}$$

Donde a es la velocidad del sonido en el aire y n las revoluciones del motor. De esta manera se obtiene el valor de L , 451 mm. La sección interior del colector debe de ser constante, y su longitud debe de ser medida desde el asiento de las válvulas, por lo que la longitud de la pipa de admisión deberá formar parte de la calculada en el sintonizado.

Se supondrá una sección de la pipa de admisión constante e igual a la que presenta la brida de anclaje del colector original. La longitud desde la entrada de la pipa hasta el asiento de las válvulas se medirá directamente sobre la culata, 90 mm. El espesor de la brida de anclaje del colector también formará parte de la longitud calculada en la sintonización.

También se han de tener en cuenta las dimensiones del colector principal, el volumen común que conecta los distintos colectores de cada cilindro con la entrada de aire situada en la mariposa de admisión. Si este volumen es muy pequeño la amplitud de la onda reflejada será menor y no favorecerá tanto el llenado del cilindro. No obstante, si este volumen tiene un tamaño de varias veces la cilindrada total del motor, las ondas de presión se reflejarán de la misma manera que si los colectores individuales estuvieran abiertos a la atmósfera, adquiriendo la amplitud necesaria para modificar las condiciones termodinámicas en las pipas [1] (pág. 223).

Las medidas de ambas placas de anclaje se extraen directamente del colector original. Para las simulaciones se supondrá una caída de presión en el momento de la apertura de la admisión de 0.3 bar generada por el movimiento del pistón hacia el PMI. La temperatura del aire de admisión será la supuesta para los cálculos de selección del compresor, 321 K.

En la simulación, el tiempo total de cálculo será el equivalente a 5 ciclos completos, es decir, 10 revoluciones del motor, como se ha explicado anteriormente. De esta manera, para el régimen de máxima potencia el análisis tendrá una duración de 0.10526316 segundos. El uso de esta

cantidad de cifras significativas es necesario para que el estudio sea lo suficientemente representativo. Este tiempo total será dividido en un total de 520 intervalos de estudio para conseguir una precisión suficiente tanto en los resultados como en las representaciones del comportamiento del flujo.

El dominio computacional envolverá por completo el sólido. Las condiciones de frontera serán las siguientes:

- Entrada por la brida de unión a la mariposa de admisión: Entrada de flujo másico de aire de 0.15714 kg/s
- Salida por la brida de anclaje a la culata a cada pipa de admisión: Variación de presión dependiente del tiempo y el orden de encendido.

Para evaluar la eficacia del diseño se observará que el flujo másico suministrado sea equivalente en todos los cilindros, admitiendo una desviación máxima del 5%. Se evaluará el máximo flujo trasegado de cada uno de los ciclos simulados.

PRIMER DISEÑO

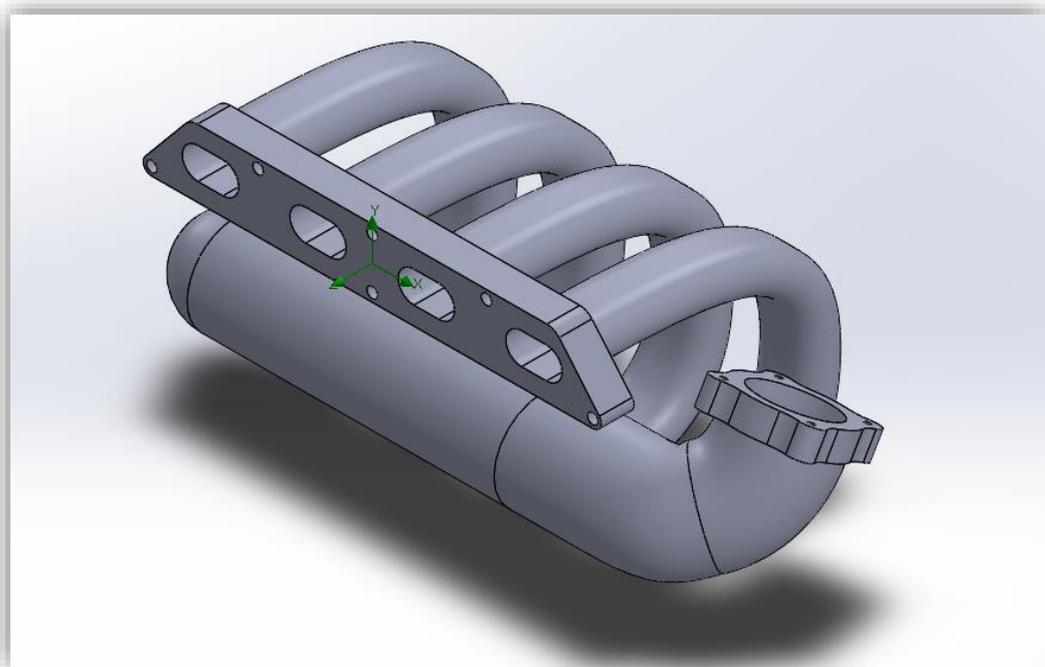


Imagen 12: Primer diseño del colector de admisión. Vista isométrica.



Como se puede observar, se trata de un diseño muy parecido al colector de serie. En las simulaciones, los resultados han sido exportados numéricamente a Excel para su valoración. En este apartado solamente se mostrarán los valores de máximo flujo trasegado para cada cilindro durante los cinco ciclos de trabajo, pero en el *Anexo II* se mostrarán las gráficas para cada cilindro y diseño.

DISEÑO 1			
CILINDRO Nº	MÁXIMO FLUJO TRASEGADO (KG/S)	%	DESVIACIÓN (%)
1	0.09269	100.00	0.00
2	0.08296	89.50	10.50
3	0.08220	88.68	11.32
4	0.07935	85.61	14.39

Tabla 3: Resultados de la simulación del diseño 1 del colector de admisión.

Como se puede observar, el cilindro 1 está recibiendo como mínimo un 10% más que el resto de los cilindros, por lo tanto es necesario un rediseño.

DISEÑO FINAL

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos para el anterior diseño, se ha determinado que se debe cambiar la localización de entrada del flujo másico a una posición más centrada con respecto a los colectores individuales.

En este diseño el volumen del colector común será de aproximadamente 3900 cm^3 , equivalente a 2.44 veces la cilindrada total del motor para favorecer una mayor amplitud de onda de presión como se ha explicado al principio de este apartado.

La longitud de los conductos de admisión sintonizados en relación con el espacio disponible en el vano motor obliga a realizar un diseño compacto haciendo que estas ramificaciones no puedan ser rectas, sino que deberán seguir un camino en forma de "S" hasta desembocar en el volumen común conectado a la mariposa de admisión.

Se variará la posición de la brida de la mariposa de admisión con respecto a la de anclaje a la culata para que adquiera una posición centrada en el volumen común y así favorecer el reparto equitativo del flujo de aire a todos los cilindros.

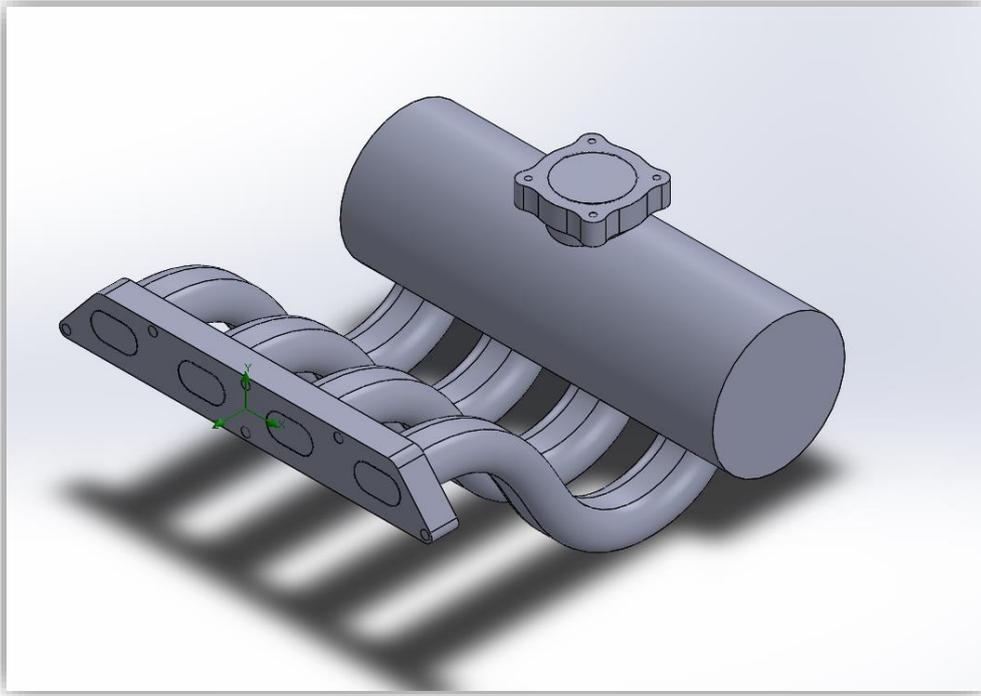


Imagen 13: Rediseño del colector de admisión, vista isométrica.

Los resultados obtenidos son:

DISEÑO FINAL			
CILINDRO Nº	MÁXIMO FLUJO TRASEGADO (KG/S)	%	DESVIACIÓN (%)
1	0.08843	100.00	0.00
2	0.08800	99.51	0.49
3	0.08583	97.06	2.94
4	0.08431	95.34	4.66

Tabla 4: Resultados obtenidos para el diseño final del colector de admisión.



Como se puede apreciar en la *Tabla 4*, la desviación máxima de flujo trasegado es del 4.66%, por lo tanto se puede afirmar que este diseño cumple con las condiciones requeridas y será el definitivo para el colector de admisión.

COLECTOR DE ESCAPE

Aunque anteriormente se ha comentado que el flujo en los colectores se considera no estacionario, es acertado afirmar que para un régimen de revoluciones alto, como es el caso de este estudio, el flujo se puede considerar casi estacionario aguas abajo de la unión de los colectores individuales de cada cilindro [1] (pág. 226). Esto es importante ya que aunque en las simulaciones se estudien las condiciones del flujo en cada colector de manera individual, en cuanto éste llegue a la entrada de la carcasa de la turbina del turbogrupo se podrá considerar casi estacionario.

Existen varias similitudes en cuanto al diseño de los colectores de admisión. No obstante, se deben tener en cuenta tres diferencias fundamentales:

- **Varios picos de presión:** El pulso de presión de escape tiene dos picos, el primero producido por la descarga del cilindro y el segundo por la carrera de escape del pistón. Esto hará que la forma y la amplitud de las ondas de presión sean distintas a las generadas en el colector de admisión [1] (pág. 226).
- **Duración del proceso de escape:** La duración de este proceso es mayor que el de admisión, como consecuencia el problema de interferencias entre cilindros va a ser más relevante, sobre todo en los motores de cuatro cilindros donde el pulso espontáneo de un cilindro coincide con el cruce de válvulas del cilindro anterior según el orden de encendido [1] (págs. 226 y 227).
- **Temperatura de escape:** En este proceso, la temperatura será mucho mayor que durante la admisión. Esto ocasiona una mayor velocidad de propagación del sonido y por ende una mayor velocidad de los pulsos de presión [1] (pág. 227).

Es por estas tres razones que los conductos de escape no se suelen sintonizar para un régimen de giro determinado ya que deberían ser excesivamente largos [1] (pág. 227). Por lo tanto, los factores más determinantes que van a condicionar el diseño del nuevo colector de escape son el tamaño del turbogrupo y el espacio disponible en el vano motor para alojar tanto el colector

como el sobrealimentador, así como las dimensiones de las placas de anclaje a la culata y a la carcasa de la turbina de escape del turbogruppo.

Las medidas de la placa de anclaje a la culata se extraen directamente del colector original. Las medidas de la placa de anclaje al turbogruppo y las dimensiones del mismo las facilita el fabricante, en este caso se trata de una placa T25 [2].

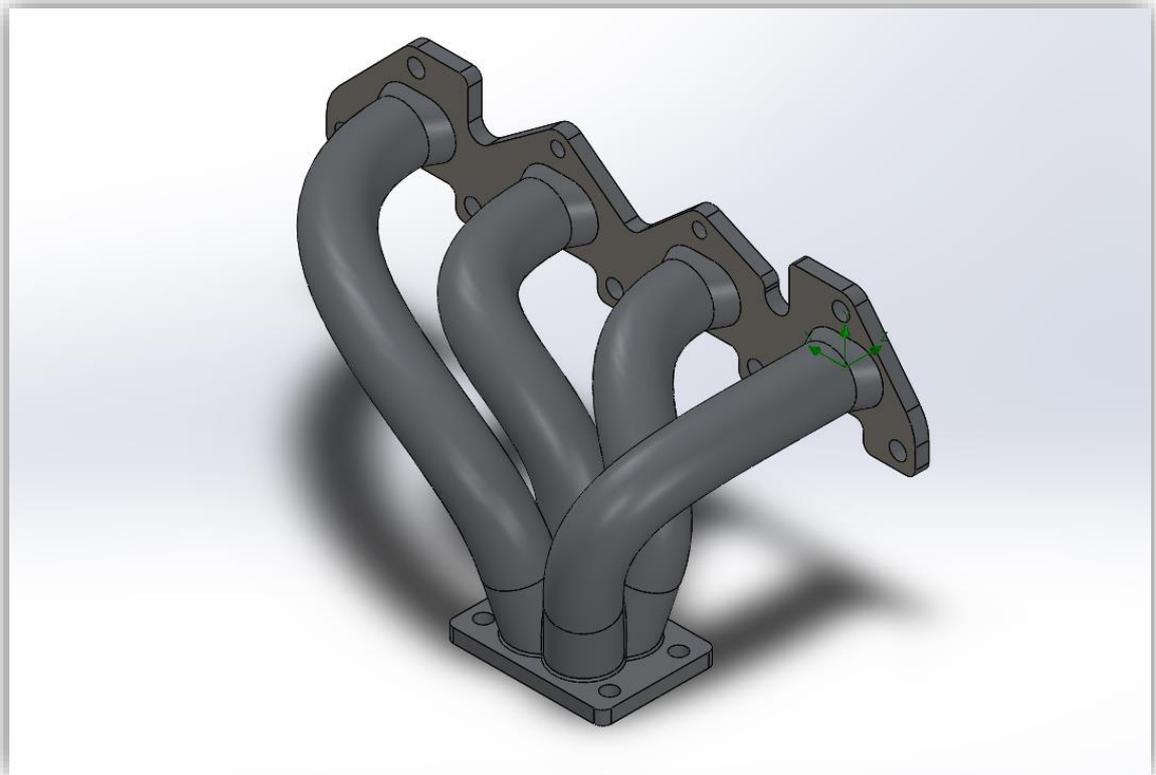


Imagen 14: Diseño del colector de escape. Vista isométrica más representativa.

Para las simulaciones se considerará una presión de escape de 0.2 bares por encima de la presión de admisión, el cual es un valor aproximado pero al mismo tiempo es lo suficientemente representativo para realizar las simulaciones. La temperatura de los gases será calculada de manera aproximada suponiendo un ciclo teórico con las condiciones del motor estudiado. de 446.59 K. Este valor se ha obtenido mediante aproximación utilizando un ciclo teórico de Otto como el descrito en la introducción con los valores propios del motor estudiado y las condiciones de funcionamiento. Dado que se trata de cálculos aproximados, el fluido de estudio en la simulación será aire.

El objetivo de la simulación para el colector de escape será comprobar que no se formen turbulencias de grandes magnitudes que impidan el correcto vaciado de los cilindros y la impulsión de la turbina del compresor, y también que no existan geometrías restrictivas para el flujo de escape. Por lo tanto, no se analizarán datos numéricos tan detallados como para la admisión, sino más bien imágenes que muestren la evolución del flujo dentro del colector.

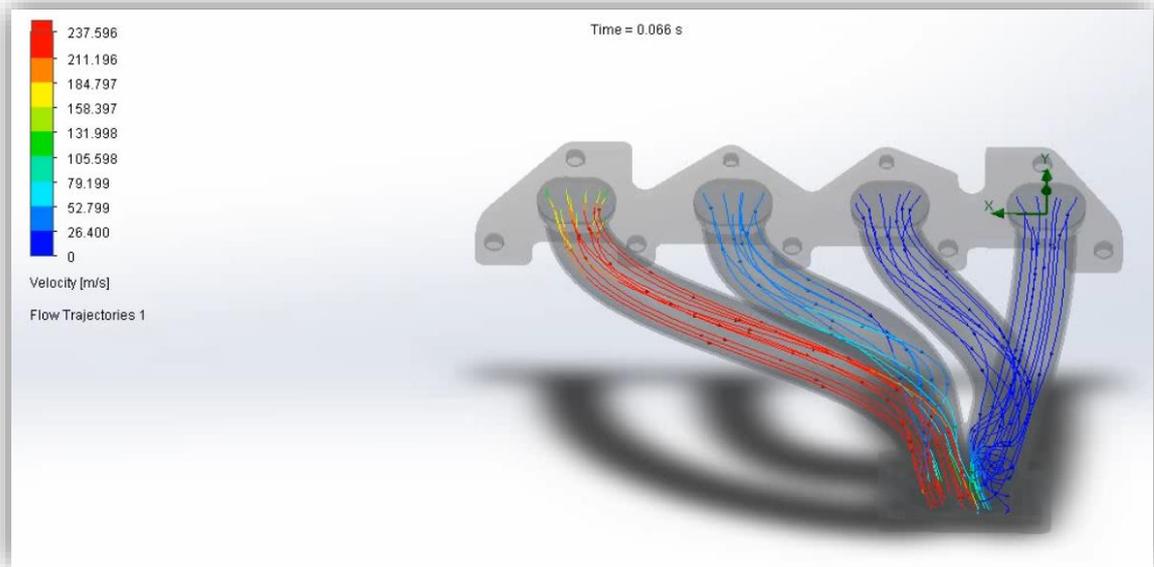


Imagen 15: Velocidad, dirección y sentido del flujo durante la carrera de escape del cilindro 1.

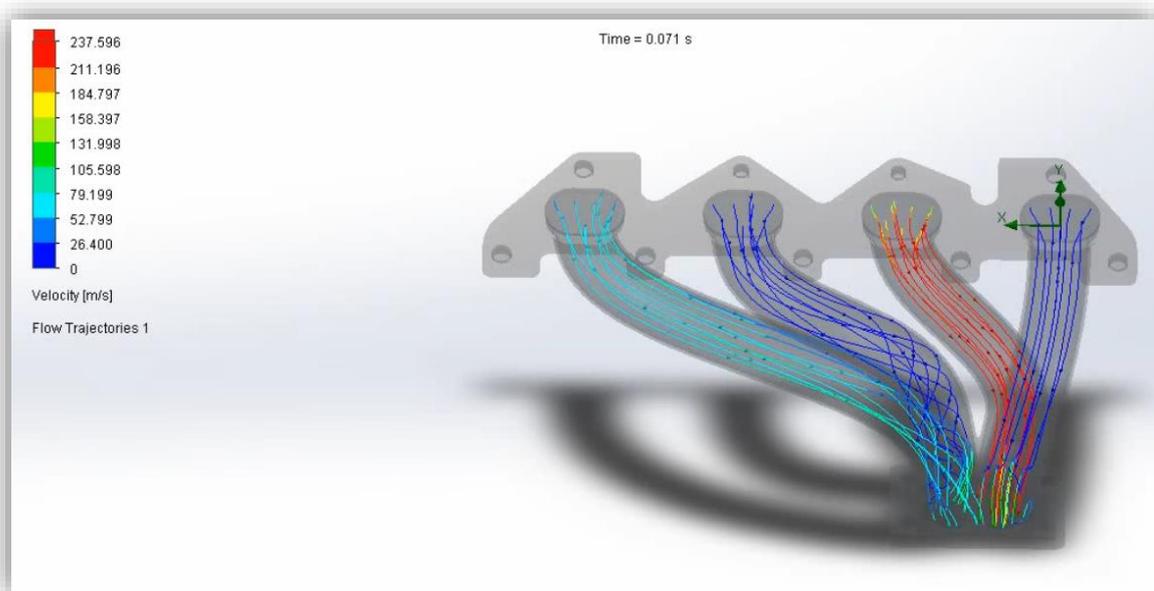


Imagen 16: Velocidad, dirección y sentido del flujo durante la carrera de escape del cilindro 3.

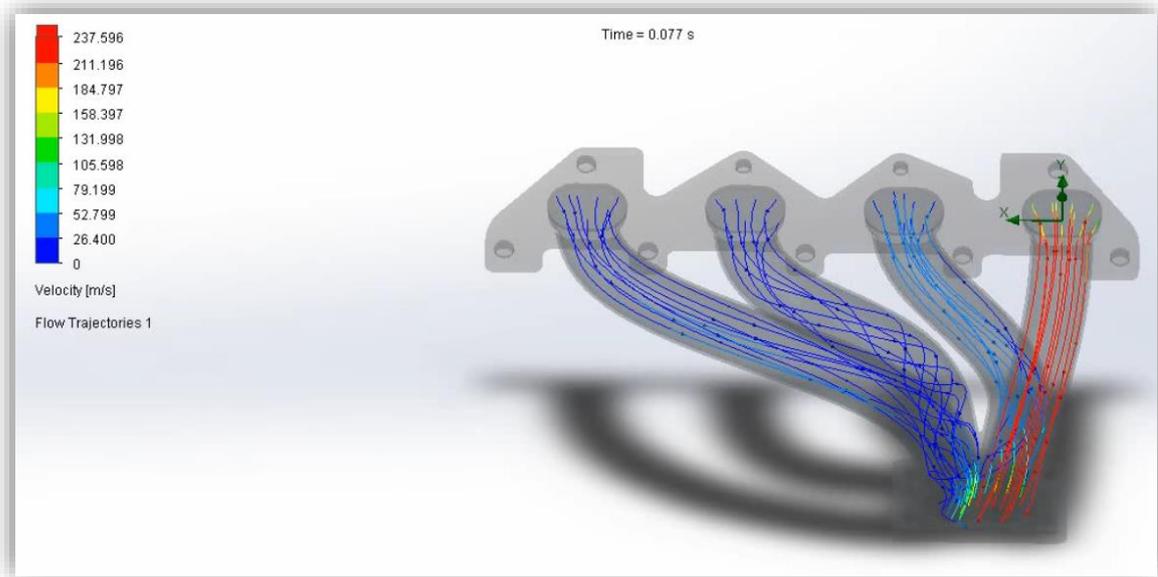


Imagen 17: Velocidad, dirección y sentido del flujo durante la carrera de escape del cilindro 4.

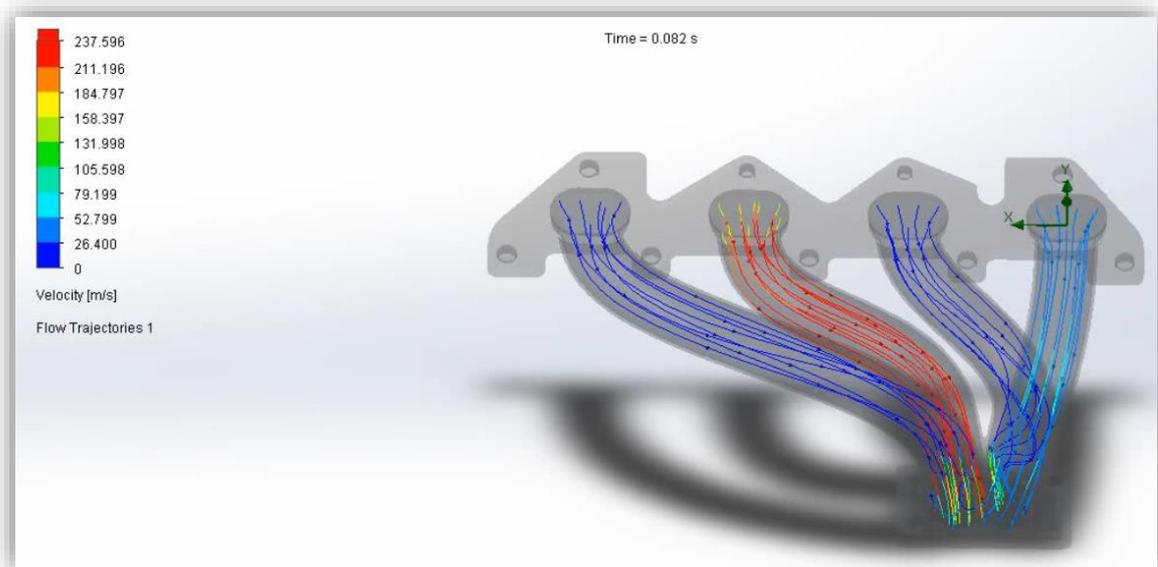


Imagen 18: Velocidad, dirección y sentido del flujo durante la carrera de escape del cilindro 2.

Como se puede observar, no existen geometrías restrictivas en ninguno de los colectores individuales ya que no existen zonas puntuales donde la velocidad del flujo aumente o disminuya considerablemente respecto de las zonas próximas.



PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

En los colectores cuyos cilindros no se encuentran en la carrera de escape se pueden observar algunos vórtices como por ejemplo en el colector 2 de la *Imagen 17*. Estas direcciones del flujo en forma de espiral carecen de efecto sobre el resto del sistema ya que poseen un valor de velocidad de 0 m/s.

Por lo tanto, el diseño cumple con las condiciones impuestas y permite un correcto trasiego del flujo de escape hacia la turbina del turbogrupo.



MÉTODOS Y MATERIALES DE FABRICACIÓN

Para la selección de materiales se tendrán en cuenta las condiciones de trabajo más adversas para los elementos diseñados, tanto la elección del material como del proceso de fabricación irán ligados el uno con el otro. Por una parte, el material debe ser capaz de cumplir los requerimientos que se detallaran más adelante, y por otra parte el proceso de fabricación debe ser capaz de conseguir las geometrías, tolerancias y acabado superficial de los diseños, siendo al mismo tiempo lo más asequible económicamente posible.

Las condiciones que debe cumplir el material son las siguientes:

- Debe resistir las temperaturas de trabajo, que en el caso del escape serán notablemente superiores a las de admisión.
- Debe ser conformable mediante procesos sencillos que permitan unos costes asequibles.
- Debe ser resistente a la corrosión, sobre todo de agua y humedad propias de las condiciones atmosféricas habituales.

COLECTOR DE ADMISIÓN

En el caso del colector de admisión, los materiales más utilizados en automoción son fundiciones de hierro, aluminio y polímeros varios, como es el caso del colector original, el cual está hecho de poliamida reforzada con fibra de vidrio.

Para conformar el colector de admisión con alguno de estos materiales se deberían utilizar distintos procesos de fabricación: colada en molde de arena o a la cera perdida para la función de hierro, conformado de chapa, laminación de tubo metálico hueco y soldadura TIG para el aluminio e inyección o moldeo por compresión o por soplado para los polímeros [5].

A excepción del conformado por chapa, laminación de tubo hueco y soldadura TIG, todos los procesos mencionados requieren de la previa fabricación de un molde para el conformado del material. Este molde supone un gasto económico descomunal, teniendo en cuenta que la producción es de una unidad. Por lo tanto, el proceso económicamente más asequible es el que se utilizaría para el aluminio, esto se aplica también para el resto de los metales utilizados en automoción como son aceros de alto y bajo contenido en carbono y acero inoxidable.

Atendiendo a los requisitos expuestos anteriormente, los metales que mejor cumplen son el acero inoxidable y el aluminio al tener mejor respuesta ante la corrosión (oxidación).

Mediante un estudio en GRANTA EduPack [5] se determina la mejor opción de material para el colector de admisión. Teniendo en cuenta que la temperatura de admisión calculada en el apartado de selección del compresor es de 48 °C se fijará un límite de temperatura máxima en servicio de 100 °C sabiendo que el colector va a estar sometido externamente a las temperaturas generadas en el vano motor.

La temperatura máxima de servicio es una medida empírica y hace referencia a la temperatura más alta a la que el material puede usarse de forma razonable sin oxidación, cambio químico y sin flexión excesiva o problemas de fluencia [5].

A continuación, se configura una gráfica que muestra los metales que cumplen la condición anterior representando en el eje de abscisas el precio y en el eje de ordenadas la densidad del material. De esta manera se obtiene el diagrama siguiente:

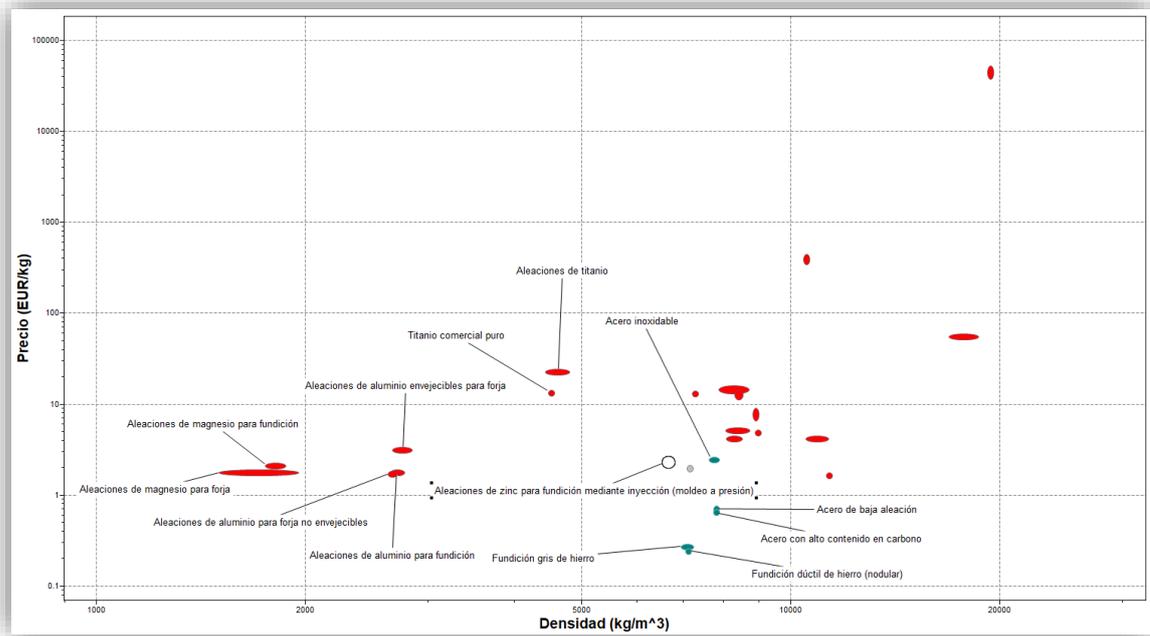


Diagrama 1: Representación precio-densidad de los posibles metales para la fabricación del colector de admisión [5]

Entre los candidatos se encuentran las aleaciones de aluminio para forja no envejecibles, el acero de alto y bajo contenido en carbono y el acero inoxidable. Teniendo en cuenta la condición de baja corrosión, el lazo se acota a las aleaciones de aluminio y al acero inoxidable. Para elegir



entre ambos se debe observar su conformabilidad, que para el aluminio es de 4-5 y para el acero inoxidable de 3-4 [5]. Además, el aluminio es más barato y más ligero, por lo tanto, es el material ideal según las condiciones impuestas.

Los procesos de fabricación finalmente serán los siguientes:

- Laminado de tubo hueco, corte por láser y doblado de tubos para los colectores individuales.
- Corte por láser y conformado de chapa para el volumen común.
- Mecanizado para las dos bridas de anclaje.
- Unión de todos los componentes mediante soldadura TIG con aporte de varilla de aluminio.

COLECTOR DE ESCAPE

En cuanto al colector de escape, el mayor condicionante en el desempeño de su función es la alta temperatura a la que va a ser sometido. También va a ser un elemento con una forma compleja, por lo que los procesos de fabricación utilizados deben ser capaces de conseguir la geometría deseada con el material elegido. Tradicionalmente se han utilizado materiales metálicos para la construcción de colectores de escape, sobre todo fundiciones de hierro, aceros de bajo contenido en carbono, aceros inoxidables y, sobre todo en vehículos de altas prestaciones, titanio por su ligereza y mayor punto de fusión y temperatura máxima de servicio con respecto a los demás metales.

Con un sencillo estudio en EduPack se determinan varias opciones dentro del grupo de metales fijando como temperatura de servicio máxima de 300 °C, ya que la temperatura calculada ha sido de 173.44 °C, como se ha explicado en el apartado de rediseño del colector de escape.

A continuación se configura una gráfica de precio frente a densidad que muestre los materiales que cumplan la condición anterior. De esta manera se obtiene el diagrama siguiente:

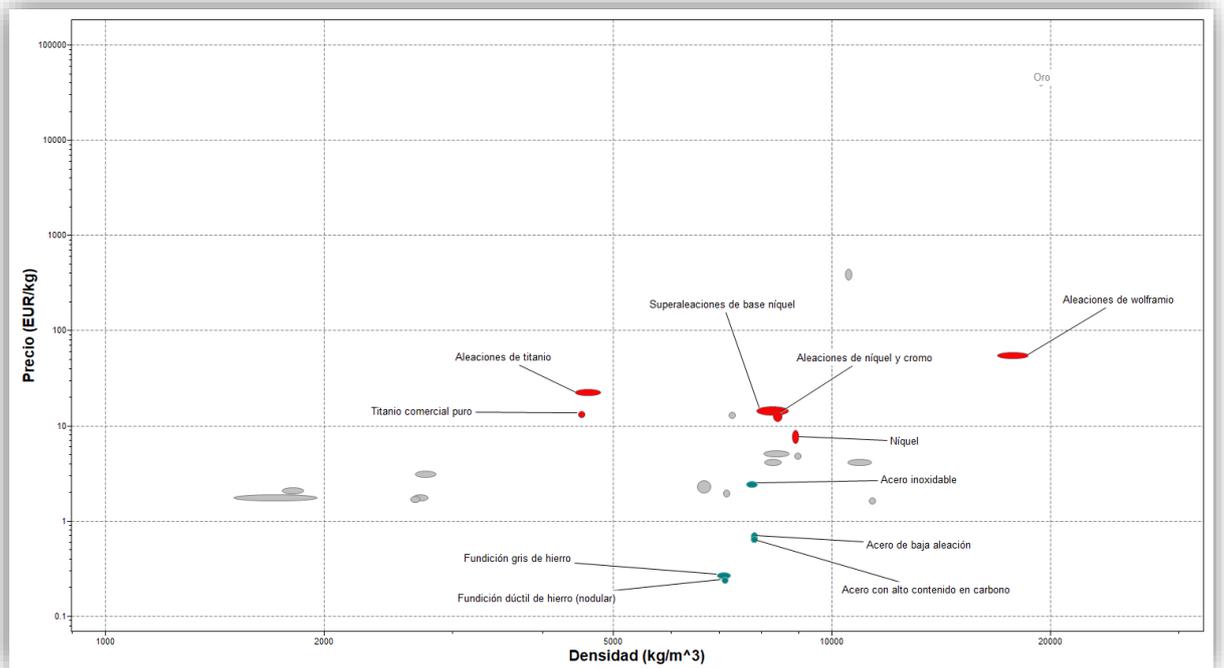


Diagrama 2: Precio/Densidad de los posibles materiales para el colector de escape [5].

Como se puede observar, todos los materiales tradicionales comentados anteriormente cumplen las condiciones impuestas. Dado que se trata de un vehículo de uso diario y no de competición, no es necesario el uso de un material tan caro como el titanio, el cual supera el precio de los 10 €/kg en bruto. Por lo tanto la elección será entre los aceros y las fundiciones de hierro.

Al igual que para la admisión, la elección del material estará marcada por el proceso de fabricación del colector. Para las fundiciones de hierro el proceso de fabricación es el de colada a la cera perdida o en molde de arena, procesos que, como ya se ha comentado, tienen costes muy elevados por la necesidad de la previa fabricación de un molde. En cuanto al resto de metales, la manera más sencilla es utilizar placas de metal mecanizadas para los anclajes a la culata y al turbogruppo y tuberías huecas que deberán ser cortadas y dobladas para conformar los distintos colectores individuales. De esta manera, se elegirá el acero inoxidable por su mejor respuesta ante la corrosión. La unión entre las distintas piezas se llevará a cabo mediante soldadura TIG.

Cabe mencionar que también existen tecnologías punteras de impresión 3D de metal, las cuales permiten conseguir geometrías huecas complejas mediante un lecho de polvo en el que se



fusionan utilizando láser o haces de electrones las partículas del material en la forma deseada [5]. Este proceso se ha descartado por su elevado coste por unidad y tiempos de fabricación.

Finalmente los procesos utilizados en la fabricación del colector de escape serán los siguientes:

- Laminado de tubo hueco, corte por láser y doblado de tubos para los colectores individuales.
- Mecanizado para las dos bridas de anclaje.
- Unión de todos los componentes mediante soldadura TIG.



PRESUPUESTO

El estudio económico se hará utilizando precios orientativos sujetos a variaciones dependiendo de los precios finales de los materiales utilizados y los costes de mano de obra en el momento exacto de su compra.

TURBOCOMPRESOR

MATERIALES DEL COLECTOR COMPLETO				
Descripción	Material	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Turbocompresor Garrett GBC20-300	Pieza	1	535.00	535.00
Subtotal				535.00
IVA 21%				112.35
Total				647.35

Tabla 5: Coste del turbocompresor seleccionado [6]

COLECTOR DE ADMISIÓN

Tiempo de diseño y análisis del colector:

REDISEÑO DEL COLECTOR DE ADMISIÓN				
Descripción	Material	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Rediseño y análisis	Mano de obra (Horas)	6	60.00	360.00
Realización de planos	Mano de obra (Horas)	2	60.00	120.00
Subtotal				480.00
IVA 21%				100.80
Total				580.80

Tabla 6: Costes del rediseño del colector de admisión.

Materiales de fabricación:



PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

MATERIALES DEL COLECTOR COMPLETO				
Descripción	Material	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Aluminio 5083 brida culata	360x70x25 mm	1	52.65	52.65
Aluminio 5083 brida mariposa	80x80x20 mm	1	13.37	13.37
Chapa aluminio 5083 H111 volumen común	350x50x3 mm	1	10.00	10.00
Tubo hueco aluminio 6060 colectores	1.5 m	1.5	4.22	6.33
			Subtotal	82.35
			IVA 21%	17.29
			Total	99.64

Tabla 7: Coste de los materiales para el colector de admisión [7].

Procesos de fabricación:

PROCESOS DEL COLECTOR COMPLETO				
Descripción del proceso	Materiales	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Mecanizado de bridas	Mano de obra (h)	3	48.25	144.75
Corte y doblado de tubos	Mano de obra (h)	1.5	13.37	20.06
Conformado volumen común corte láser	Mano de obra (h)	0.75	30.00	22.50
Conformado volumen común conformado chapas	Mano de obra (h)	0.5	25.80	12.90
Soldadura TIG de todas las piezas con aporte de la varilla de aluminio	Mano de obra (h)	6.5	37.20	241.80
			Subtotal	442.01
			IVA 21%	92.82
			Total	534.83

Tabla 8: Coste de fabricación del colector de admisión según taller especializado [8]



COLECTOR DE ESCAPE

Tiempo de diseño y análisis del colector:

REDISEÑO DEL COLECTOR DE ADMISIÓN				
Descripción	Material	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Rediseño y análisis	Mano de obra (Horas)	4	60.00	240.00
Realización de planos	Mano de obra (Horas)	2	60.00	120.00
Subtotal				360.00
IVA 21%				75.60
Total				435.60

Tabla 9: Coste del diseño del colector de escape.

Materiales de fabricación:

MATERIALES DEL COLECTOR COMPLETO				
Descripción	Material	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Acero inoxidable brida culata	350x80x10 mm	1	5.48	5.48
Acero inoxidable brida turbina	95x70x10 mm	1	1.31	1.31
Tubo hueco acero inoxidable colectores	1.5 m	1.5	25.85	38.78
Subtotal				45.57
IVA 21%				9.57
Total				55.13

Tabla 10: Coste de los materiales para el colector de escape [5] y [9]

Procesos de fabricación:

PROCESOS DEL COLECTOR DE ESCAPE COMPLETO				
Descripción del proceso	Materiales	Unidades	Precio (€)	Total (€)
Mecanizado de bridas	Mano de obra (h)	3	48.25	144.75
Corte y doblado de tubos	Mano de obra (h)	1.5	13.37	20.06
Soldadura TIG de todas las piezas con aporte de la varilla de aluminio	Mano de obra (h)	5	37.20	186.00
Subtotal				350.81
IVA 21%				73.67
Total				424.47

Tabla 11: Coste de fabricación del colector de escape según taller especializado [8]



PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

<i>Subtotal presupuesto</i>	2295.74 €
<i>IVA 21%</i>	482.11 €
<i>Total presupuesto</i>	2777.85 €



CONCLUSIÓN

En este proyecto de final de grado se ha propuesto la mejora de prestaciones de un motor de encendido provocado mediante la adición de un sistema de sobre alimentación. Para ello, se han expuesto los dos tipos de sobrealimentación más usados en el sector automovilístico eligiendo finalmente la turbocompresión.

Mediante los datos proporcionados por el fabricante del vehículo, el fabricante de turbocompresores estadounidense *Garrett Motion Inc.* [2] y el libro de *Motores de Combustión Interna Alternativos* [1] se han realizado los cálculos necesarios para obtener los parámetros de ratio de presiones del compresor y flujo de aire trasegado por el mismo, para un supuesto rango de rendimiento efectivo del motor de entre el 25% y el 30%.

Conocidas estas condiciones de funcionamiento se han comparado cuatro modelos de turbocompresores recomendados por Garrett teniendo en cuenta la potencia objetivo y la cilindrada total. Se han colocado los datos en los distintos diagramas de funcionamiento de los compresores y se ha comentado el posible funcionamiento de cada uno para las condiciones operativas, eligiendo el compresor más capaz para esta aplicación.

Se han rediseñado y analizado mediante el software *SolidWorks* tanto el colector de admisión como el de escape sometidos a las nuevas exigencias tanto geométricas como operativas, optimizando el funcionamiento para las revoluciones del motor de máxima potencia en el caso de la admisión sintonizando las longitudes de los colectores individuales. También se han observado los comportamientos de la presión del fluido, velocidad, temperatura y flujo del fluido dentro de ambos colectores.

Por último se ha hecho una aproximación en cuanto a los posibles materiales y procesos de fabricación para los nuevos diseños de los colectores teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento.



BIBLIOGRAFÍA

- [1]: F. Payri y J. M. Desantes, et al. Motores de Combustión Interna Alternativos, 6ª edición, Universitat Politècnica de València. Editorial Reverté, S. A., 2011.
- [2]: "Garrett Motion es un proveedor de tecnología de vanguardia", Garrett Motion Inc., 2021. [Online]. Disponible: <https://www.garrettmotion.com/>. [Consultado: 12 – jul - 2021]
- [3]: Centro de publicaciones, Ministerio de Ciencia y Tecnología, Gobierno de España, "Ficha Técnica de Vehículo", Barcelona, 2001.
- [4]: Sociedad Española de automóviles de Turismo (SEAT), "Datos Técnicos", Anexo Manual de Instrucciones León y Toledo, p. 14, 2001.
- [5]: GRANTA EduPack. Canonsburg, Pensilvania, Estados Unidos. Granta Desing Limited 1999-2020, 2021.
- [6]: "896053-5003S GBC20-300 | TM Sport & Racing", Turbosbytm.com, 2021. [Online]. Disponible: <https://www.turbosbytm.com/es/gbc20-300>. [Consultado: 28- jul- 2021].
- [7]: "Tienda online y almacén de Aluminio, Metales y Plásticos Técnicos", Lumetal Plastic, S.L., 2021. [Online]. Disponible: <https://www.lumetalplastic.com/>. [Consultado: 28- jul- 2021].
- [8]: Tubomax | Filtros Partículas, Catalizadores y Tubos de Escape, taller especializado. c/Alona, 14 Local, 03007, Alicante (España)
- [9]: "RS Components | Su partner digital de soluciones industriales", Es.rs-online.com, 2021. [Online]. Disponible: <https://es.rs-online.com/web/>. [Consultado: 28- jul- 2021].

ANEXO I: IMÁGENES Y DATOS ADICIONALES DE LOS REDISEÑOS

COLECTOR DE ADMISIÓN: DISEÑO FINAL

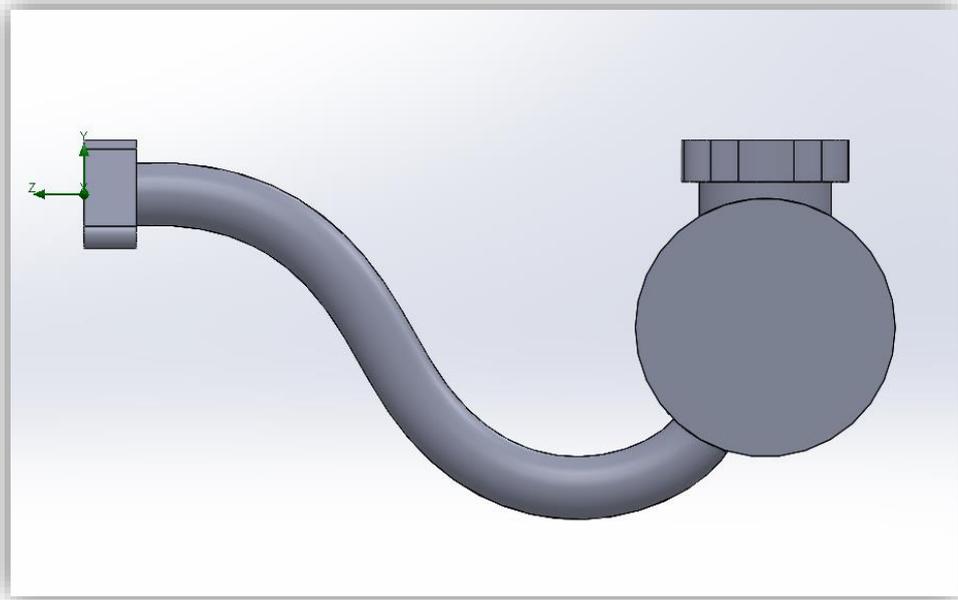


Imagen 19: Rediseño final del colector de admisión, vista de perfil.

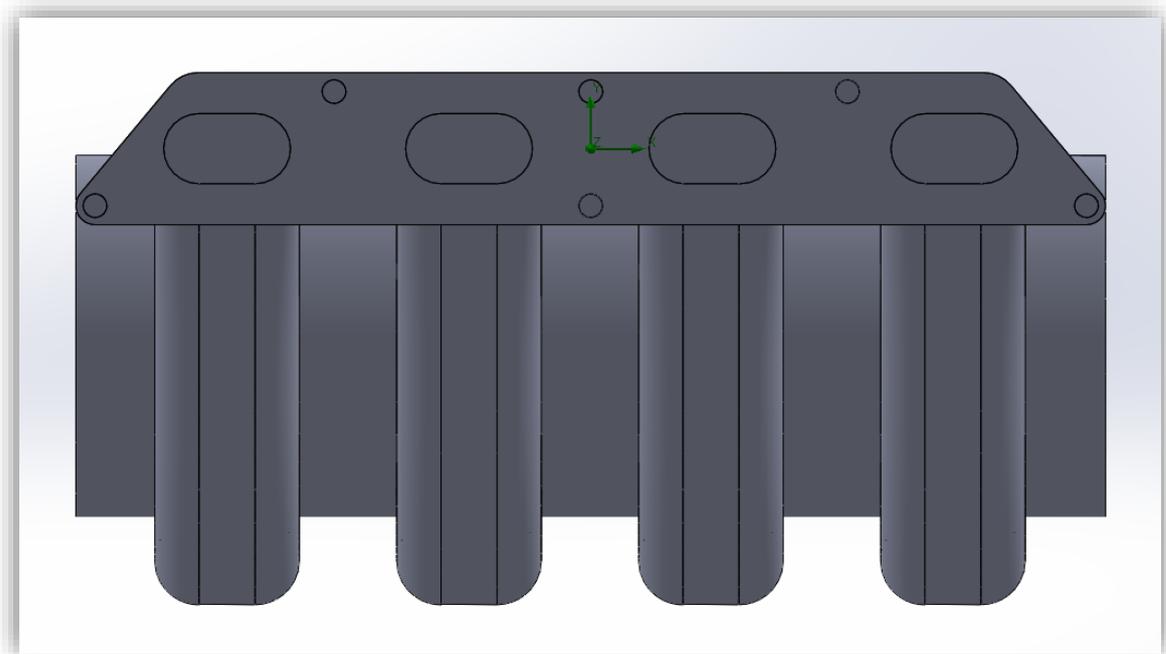


Imagen 20: Rediseño del colector de admisión, vista de alzado

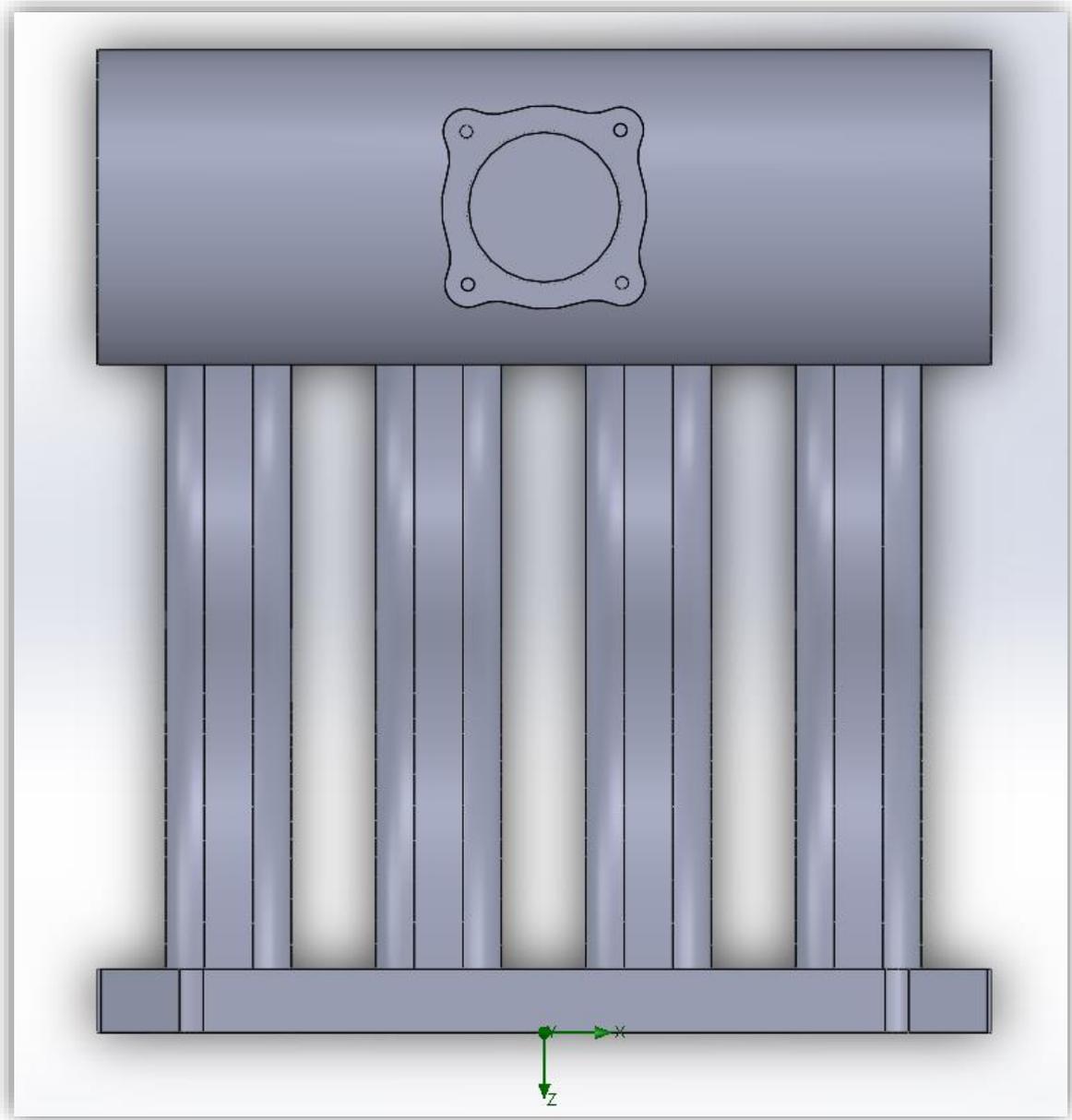


Imagen 21: Rediseño del colector de admisión, vista de planta

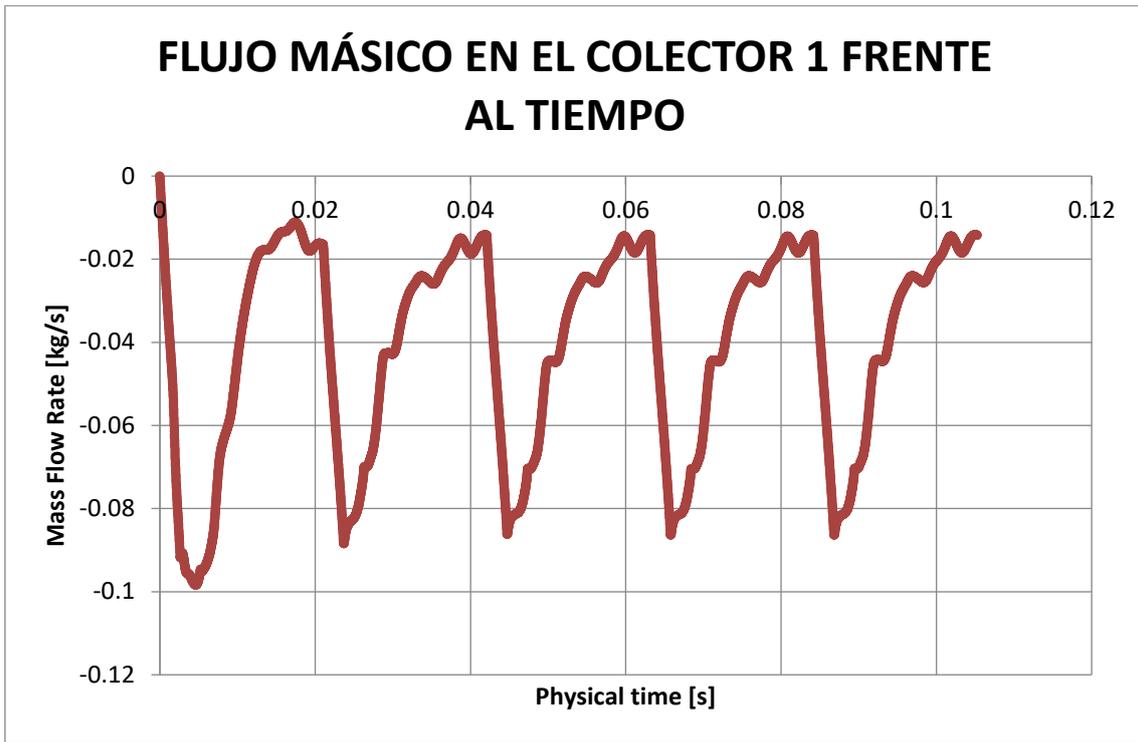


Diagrama 3: Representación del flujo trasegado a través del colector de admisión individual 1 en función del tiempo de ensayo.

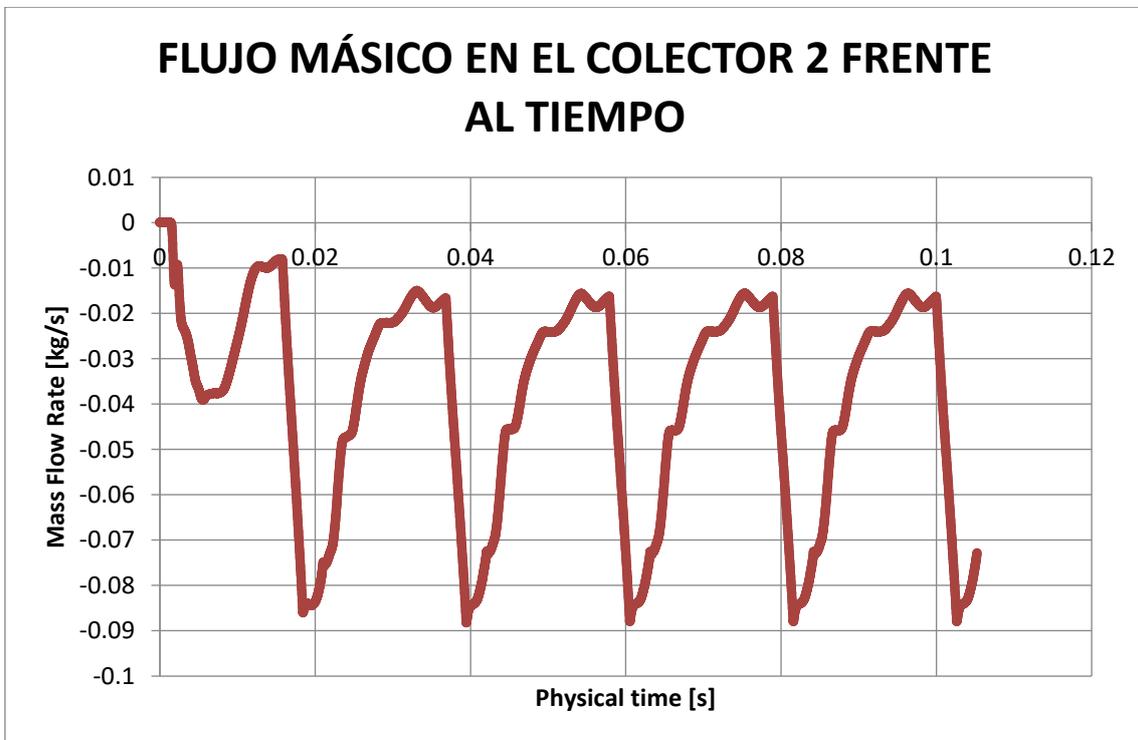


Diagrama 4: Representación del flujo trasegado a través del colector de admisión individual 2 en función del tiempo de ensayo.

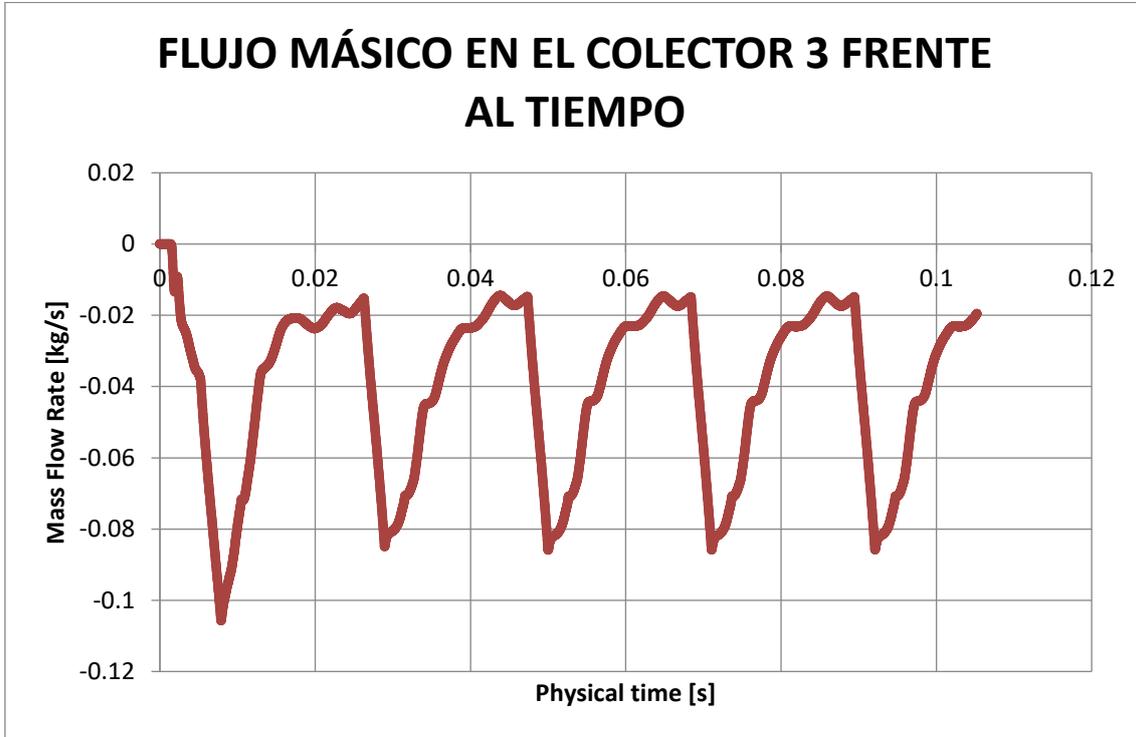


Diagrama 5: Representación del flujo trasegado a través del colector de admisión individual 3 en función del tiempo de ensayo.

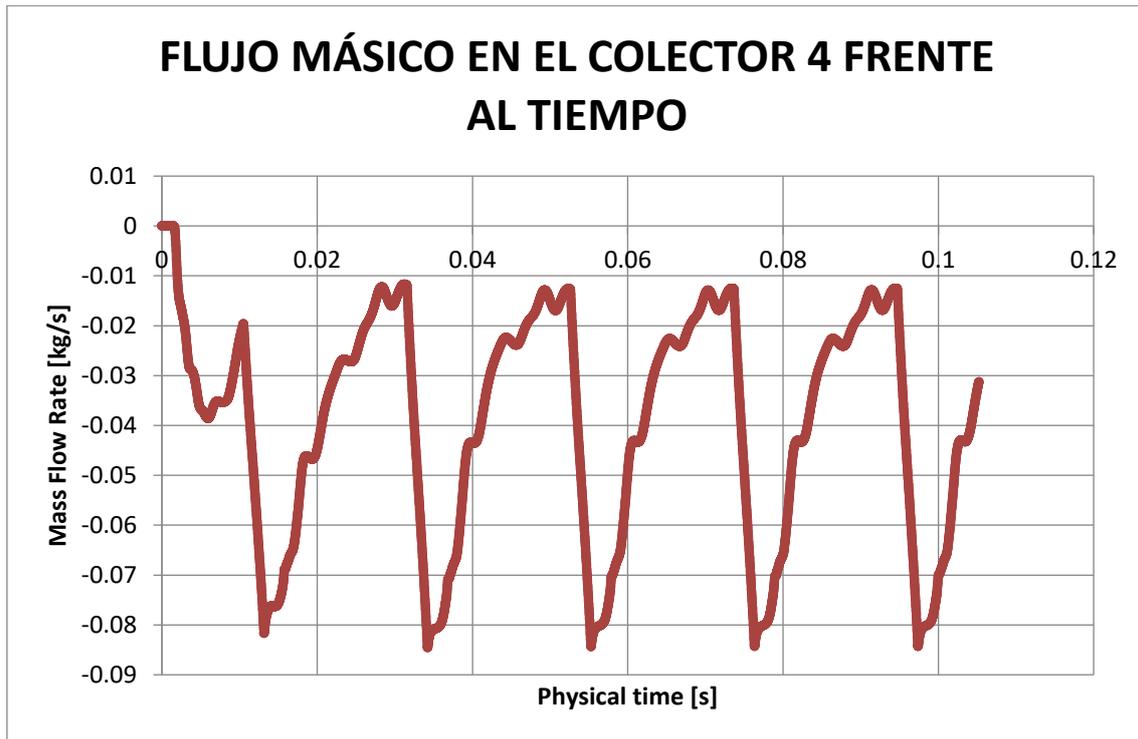


Diagrama 6: Representación del flujo trasegado a través del colector de admisión individual 4 en función del tiempo de ensayo.

COLECTOR DE ESCAPE

Nota: el diseño final de la brida de anclaje del colector de escape a la culata será simplificado en los planos en pro de la sencillez del diseño y una más fácil procesabilidad en el momento de su producción, por lo tanto, en las imágenes siguientes se mostrará una diseño de la brida de escape no definitivo. El resto de los elementos sí lo son.

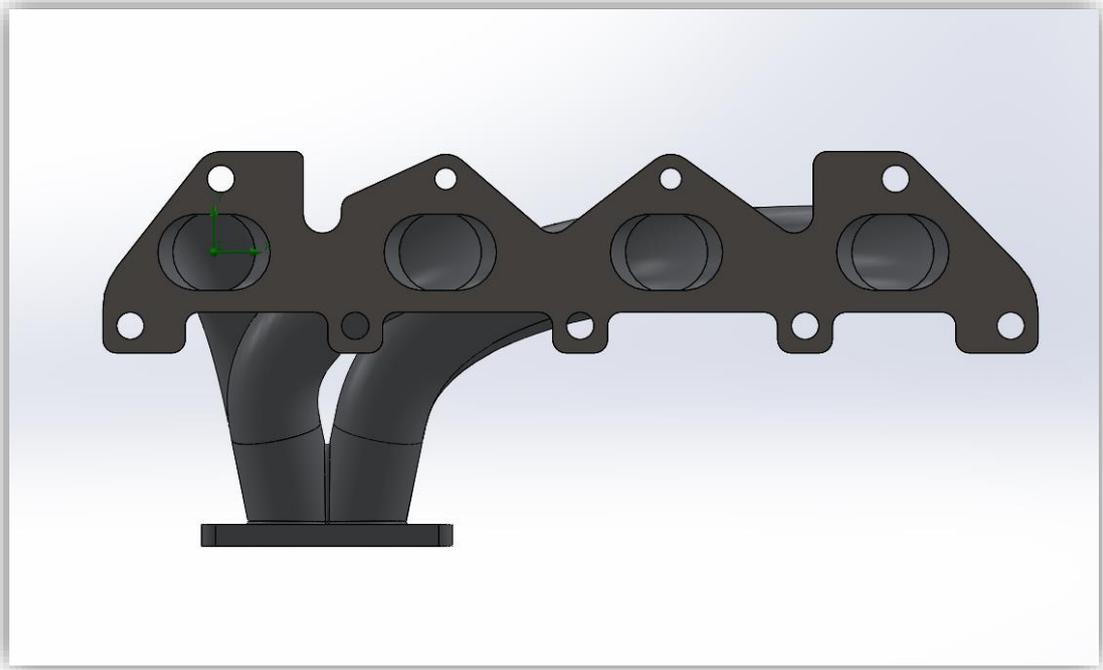


Imagen 22: Rediseño del colector de escape, vista del alzado.

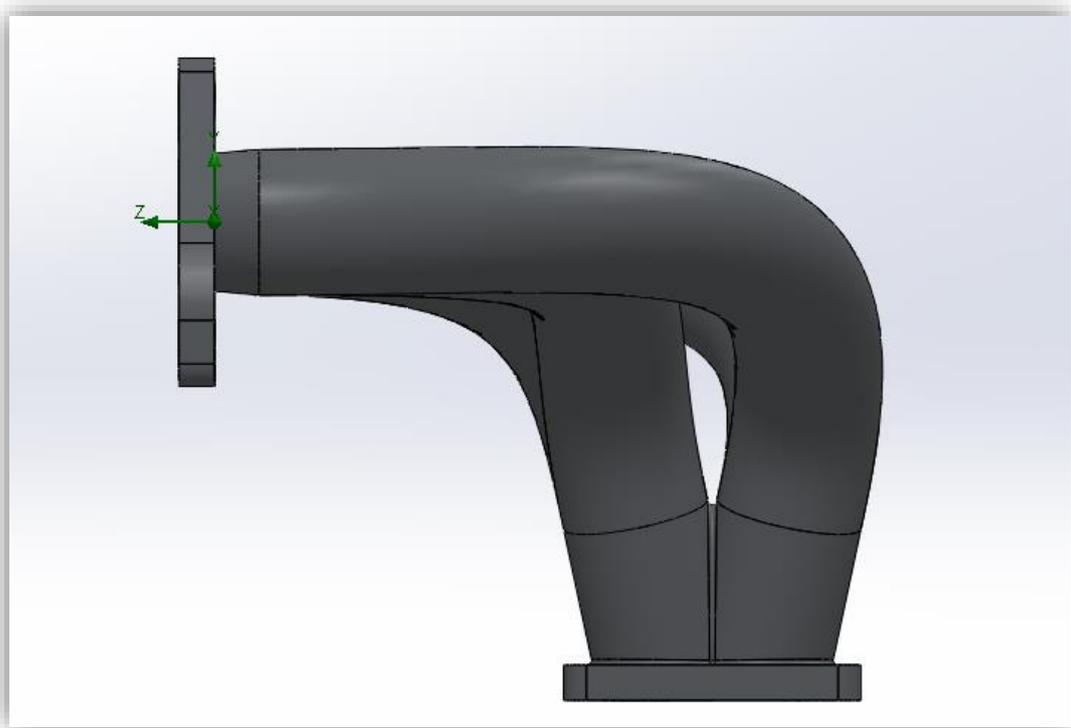


Imagen 23: Rediseño del colector de escape, vista del perfil derecho.

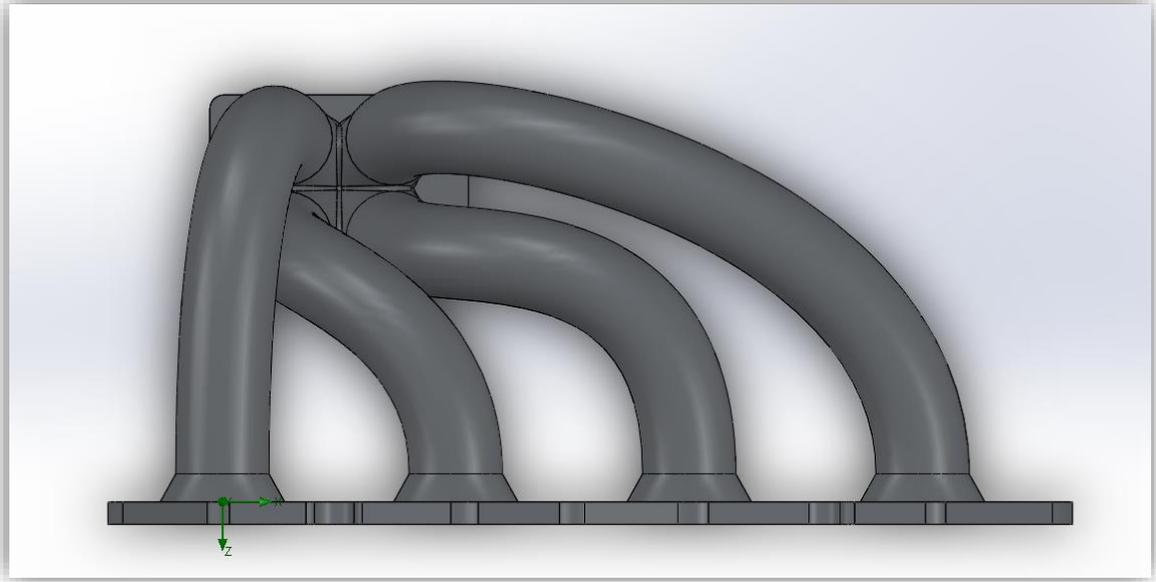


Imagen 24: Rediseño del colector de escape, vista de planta.

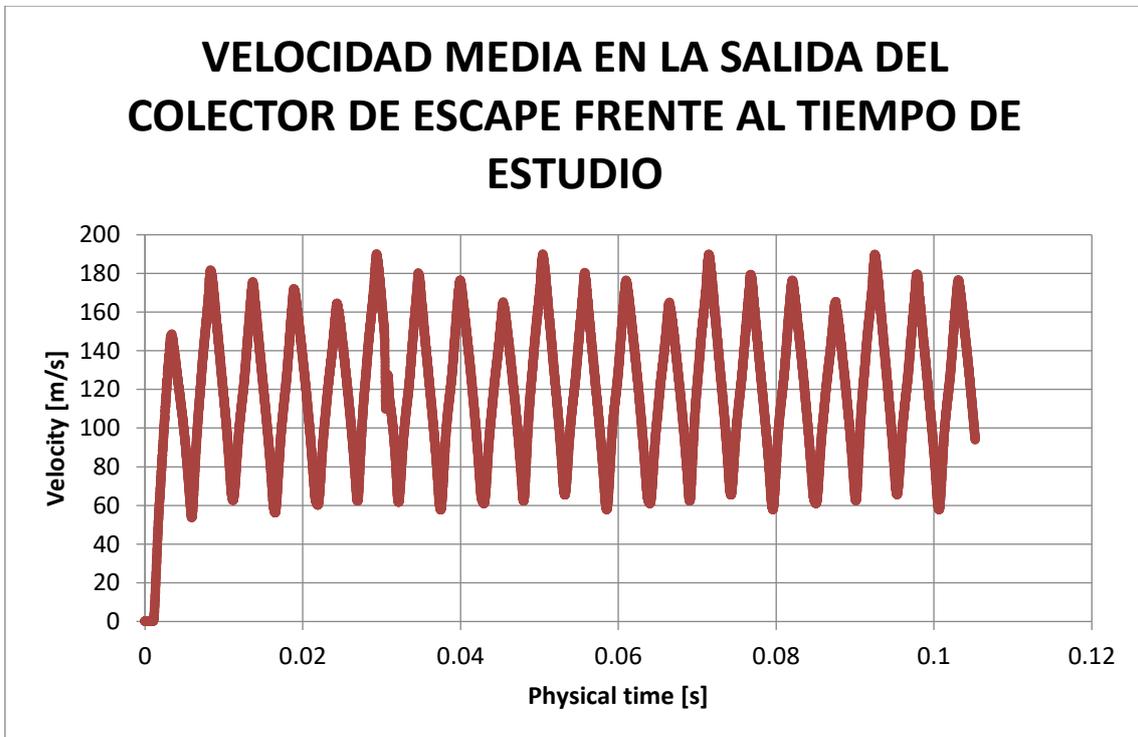


Diagrama 7: Velocidad media del flujo de escape a la salida del colector.

LONGITUD MEDIA DE LAS TURBULENCIAS A LA SALIDA DEL COLECTOR DE ESCAPE FRENTE AL TIEMPO DE ESTUDIO

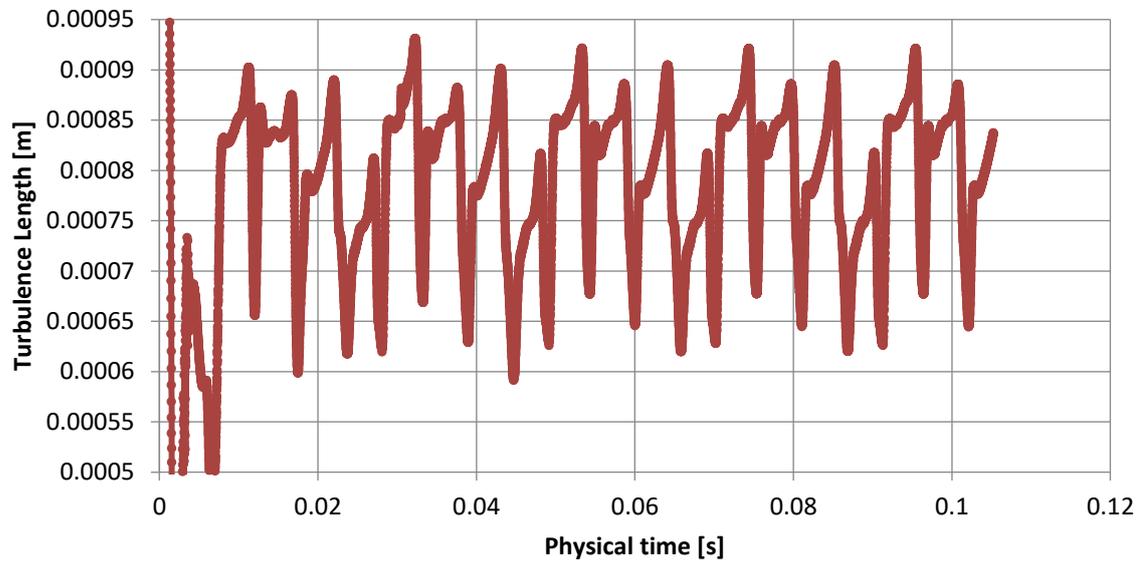
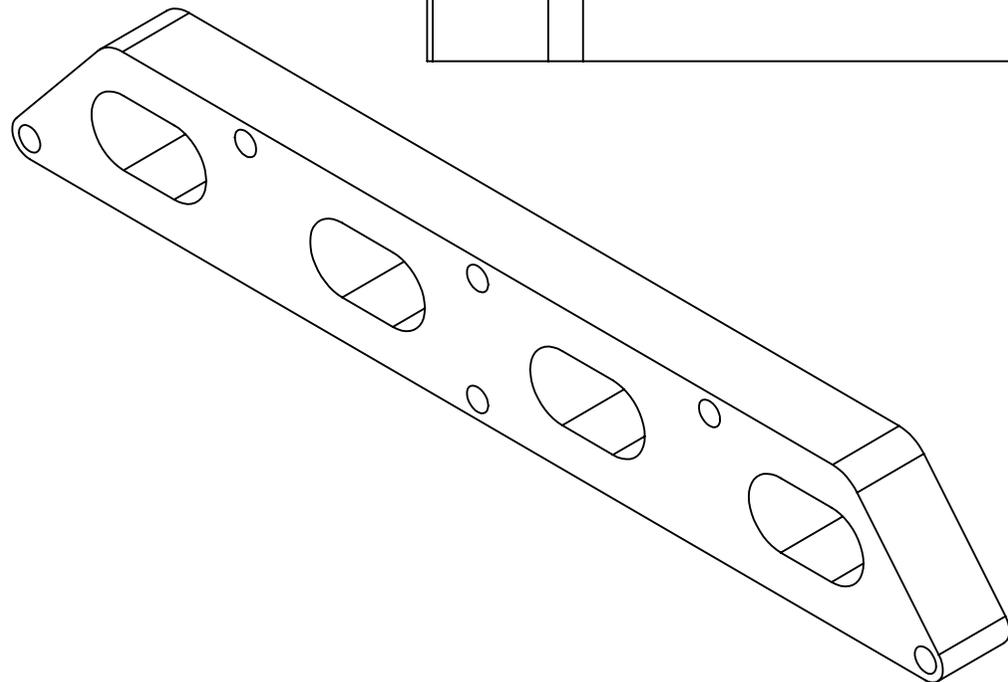
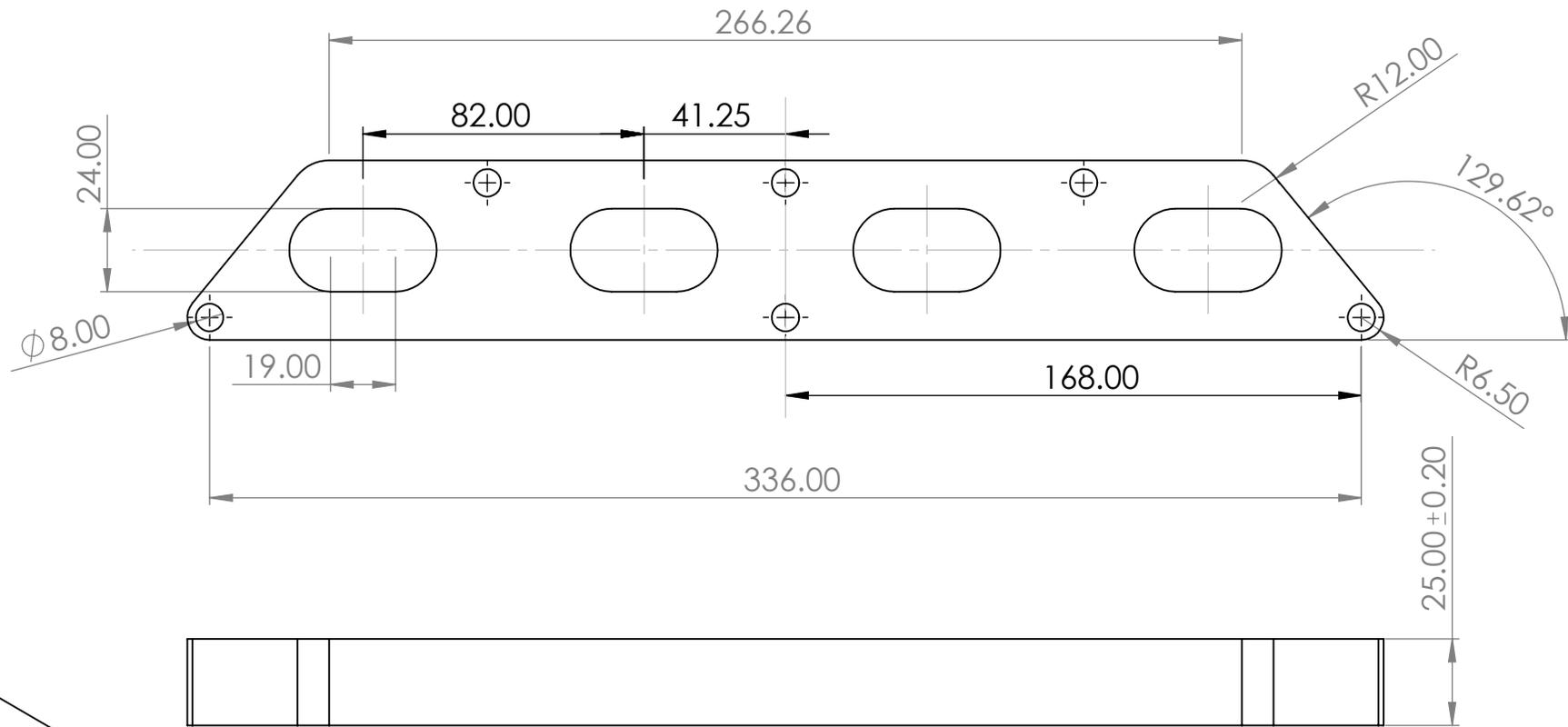


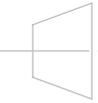
Diagrama 8: Longitud media de las turbulencias del flujo de escape a la salida del colector.

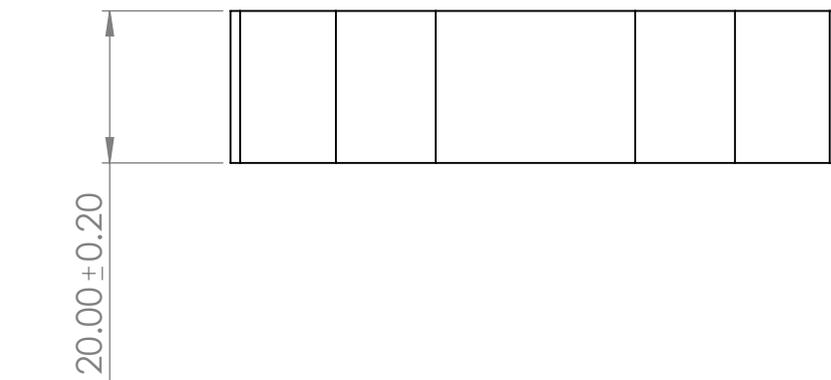
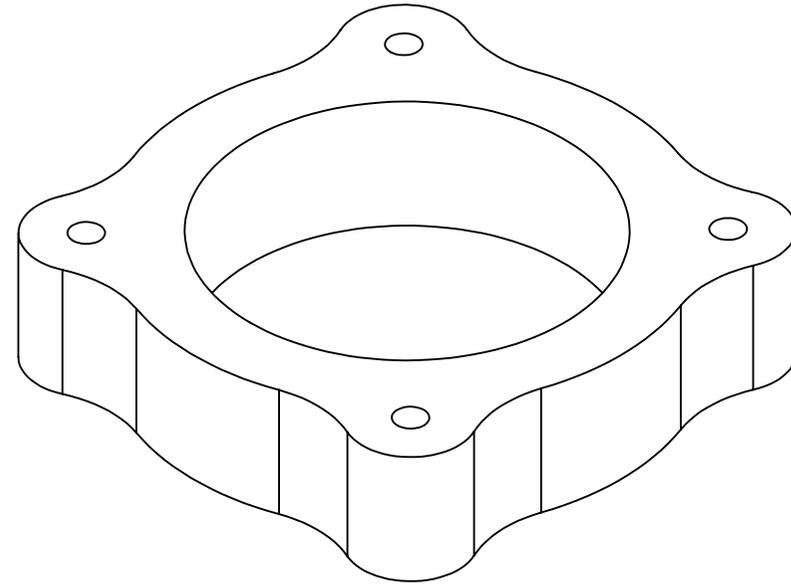
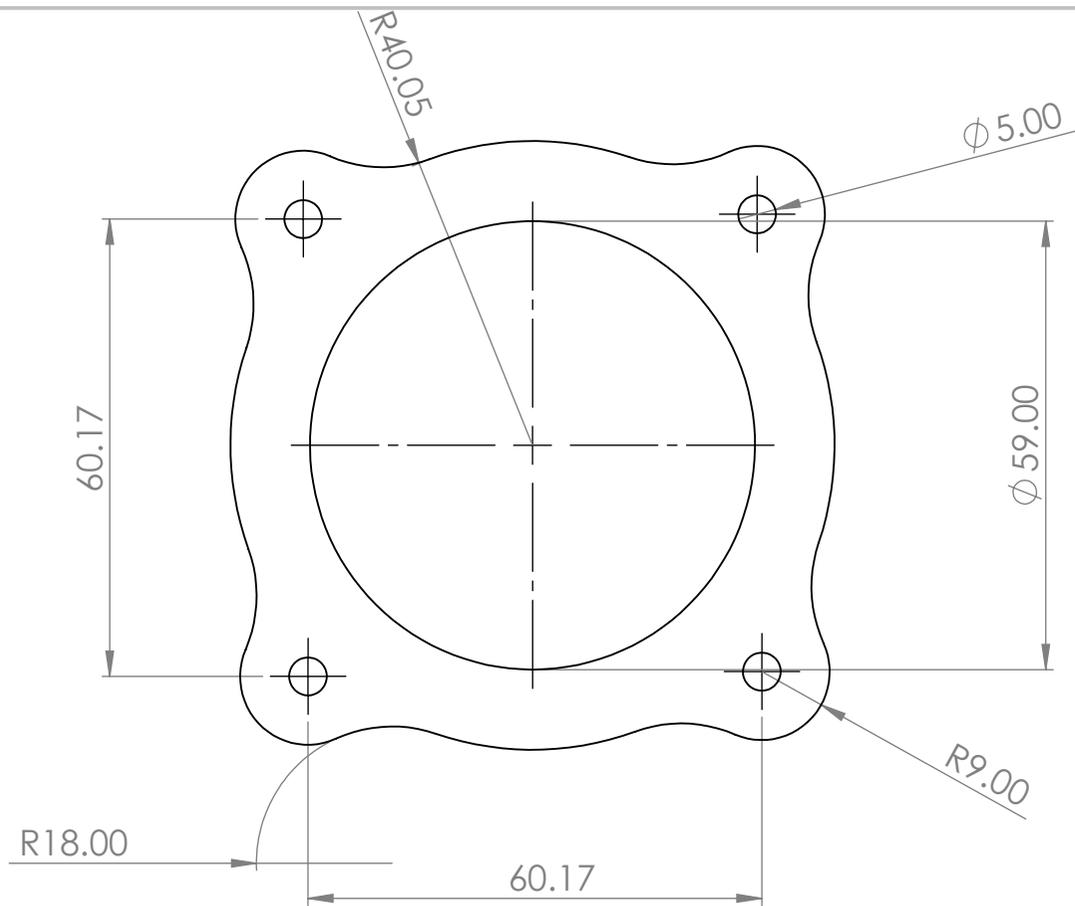


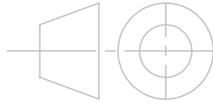
PROYECTO DE MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA
ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

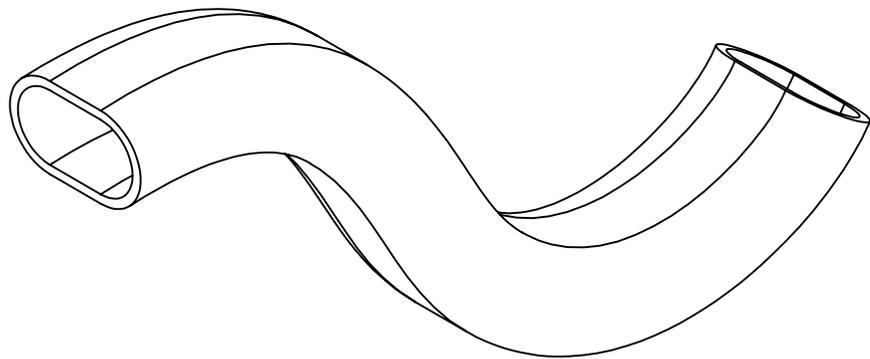
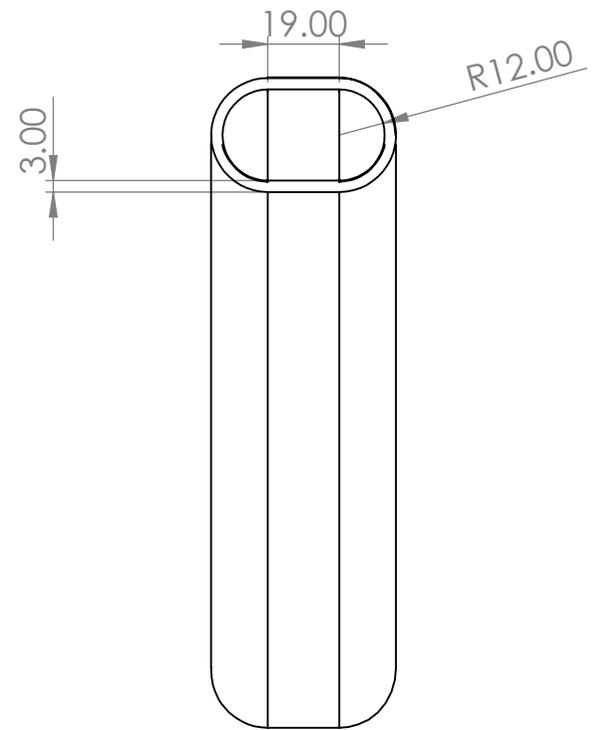
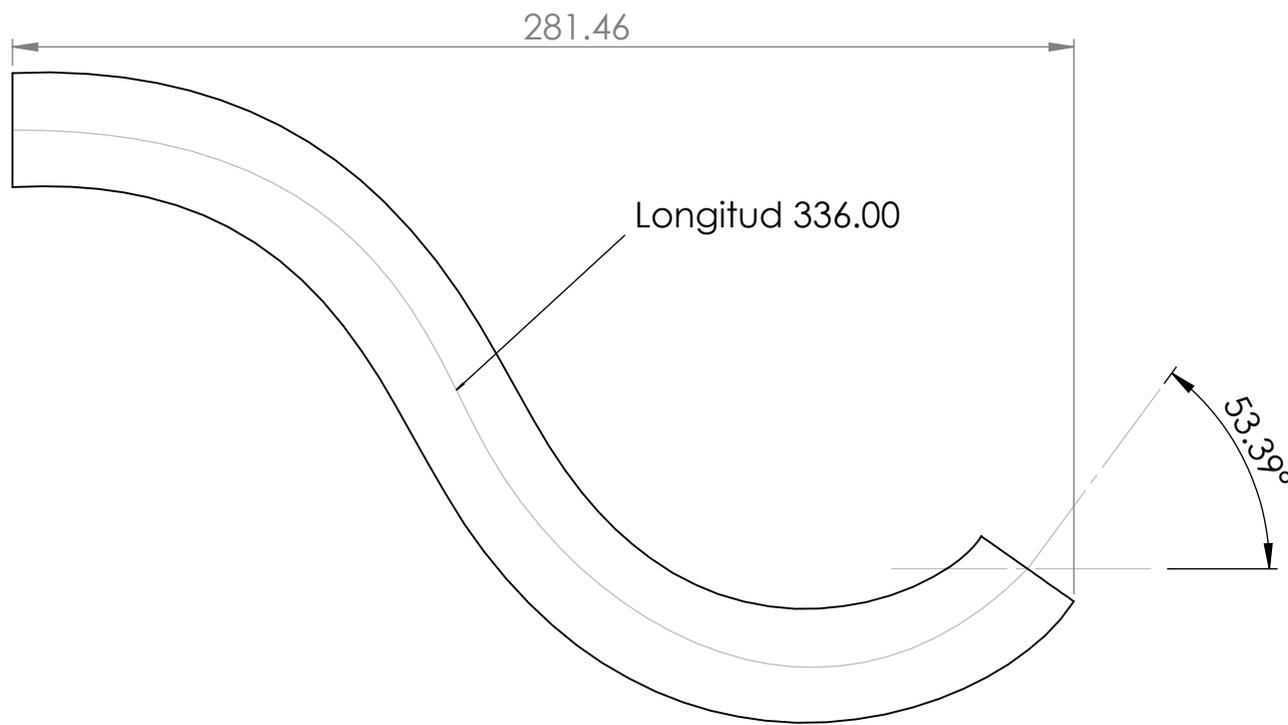
ANEXO II: PLANOS

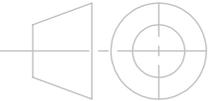


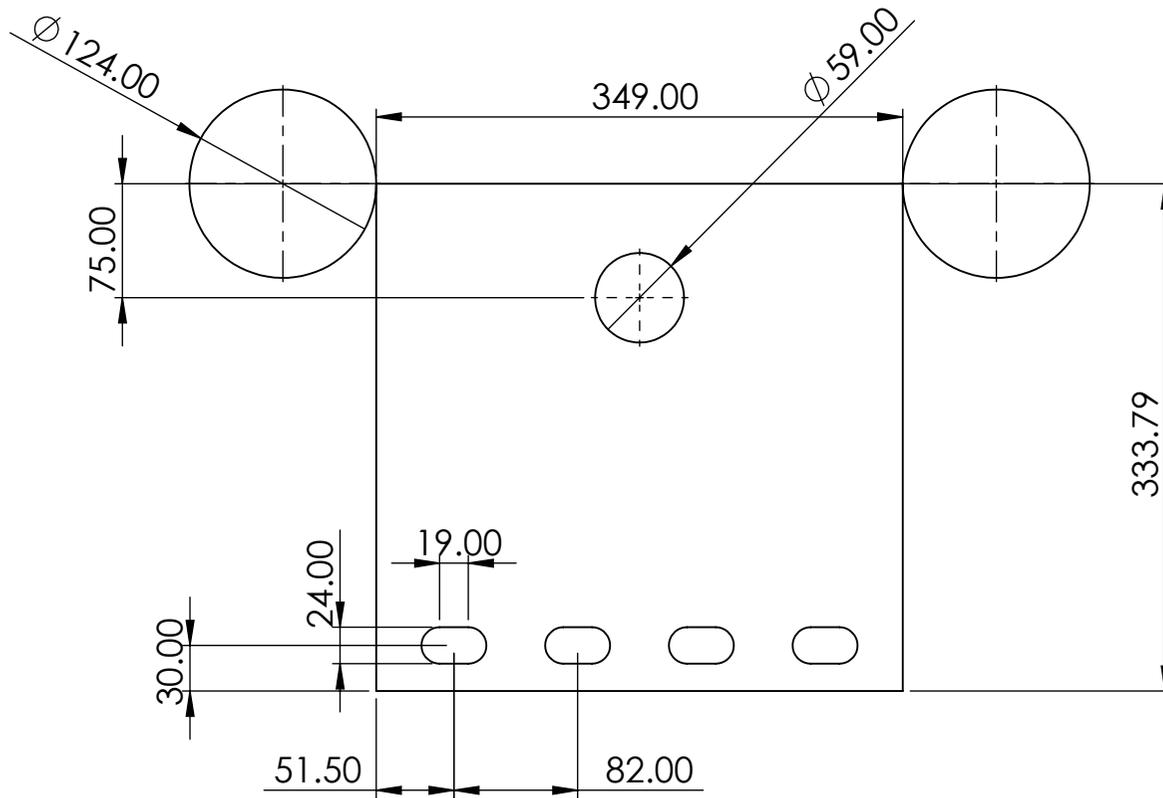
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	ALUMINIO	Escala 1:2
			Cotas en mm
	 	Autor: Juan Fernández Pastor	
Acabado:	N7	Plano:	BRIDA ADMISIÓN - CULATA
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	ALUMINIO	Escala 1:1
			Cotas en mm
		Autor: Juan Fernández Pastor	
Acabado:	N7		
	Plano: BRIDA MARIPOSA DE ADMISIÓN		
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	ALUMINIO	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor:	Juan Fernández Pastor
Acabado:	N7	Plano:	COLECTOR INDIVIDUAL ADMISIÓN
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Material:
CHAPA ALUMINIO E = 3 mm

Escala 1:2

Cotas en mm

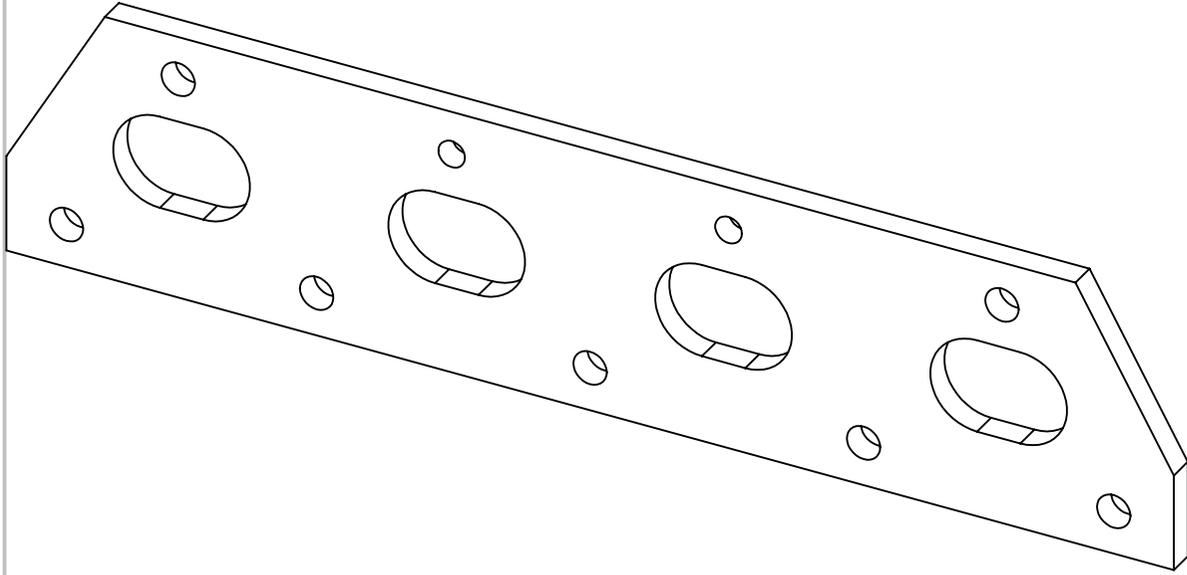
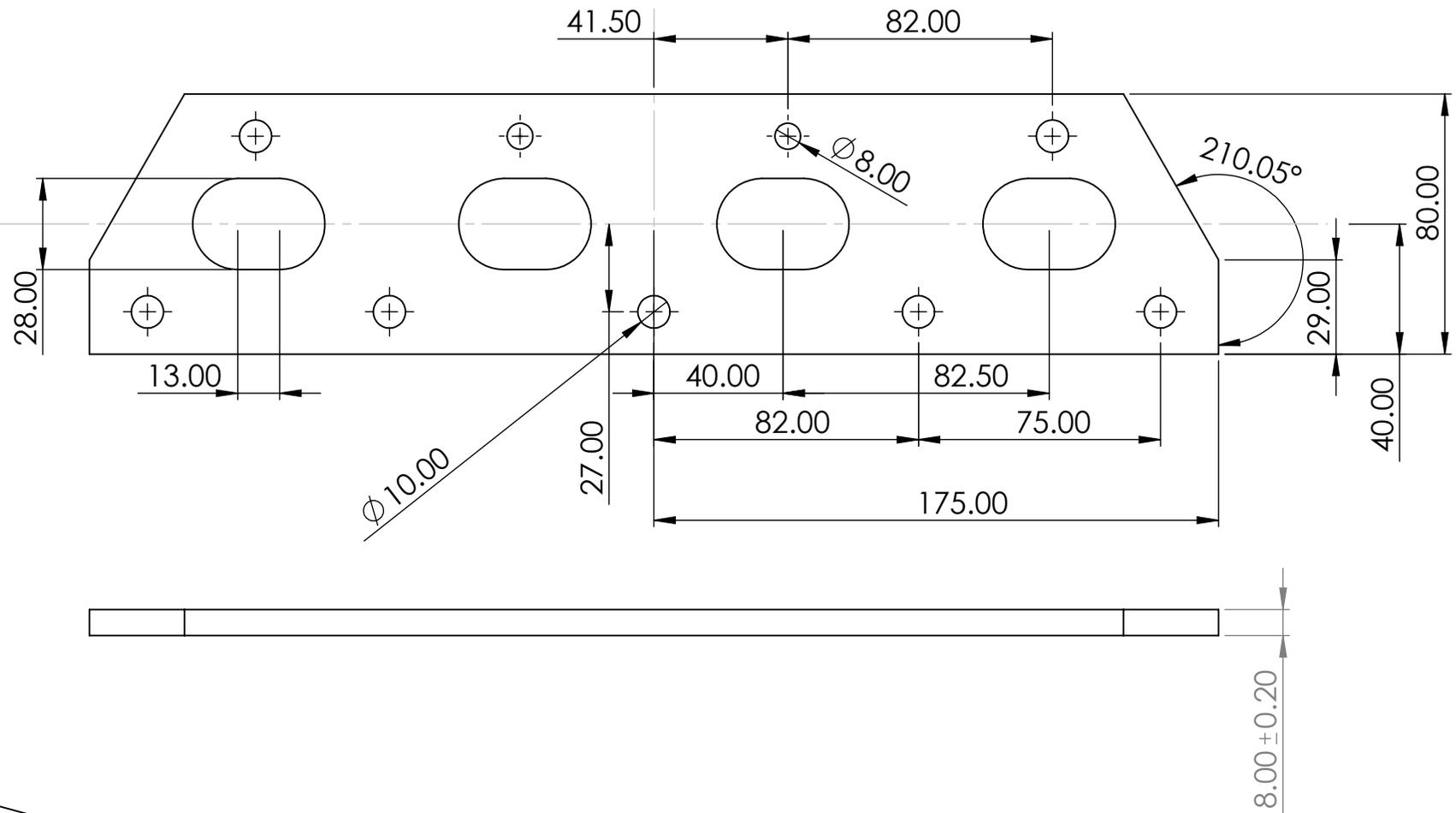


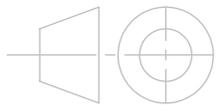
Autor:
Juan Fernández Pastor

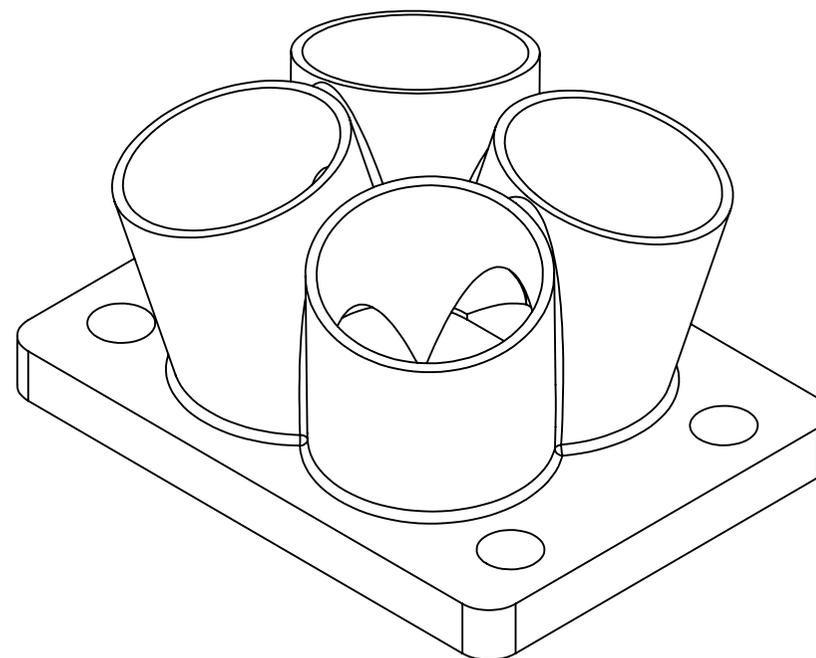
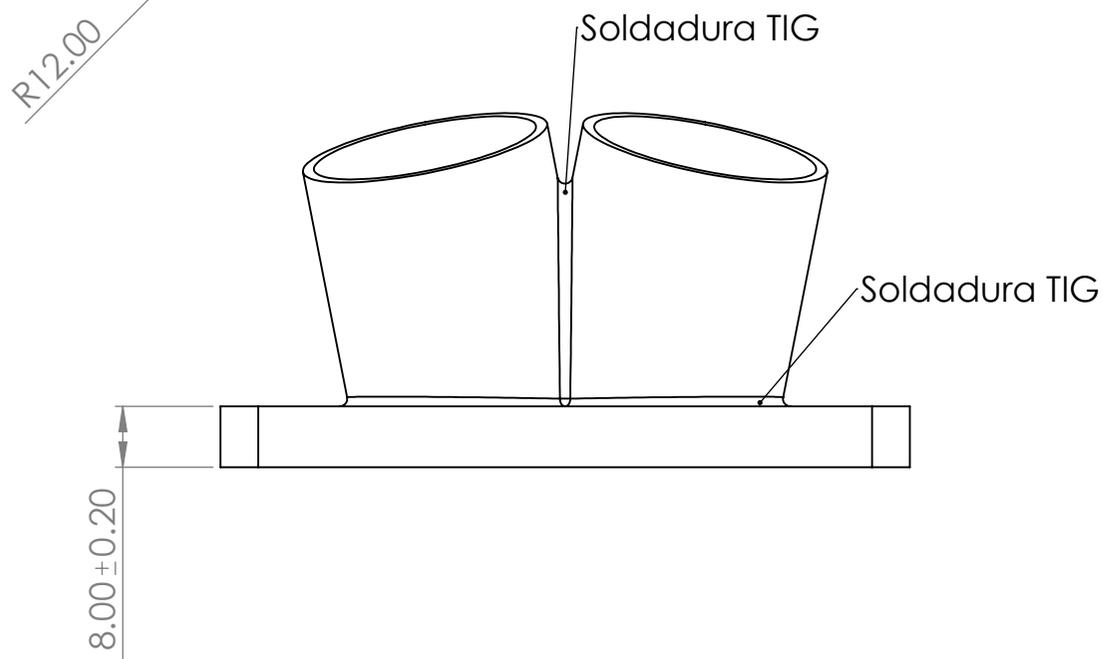
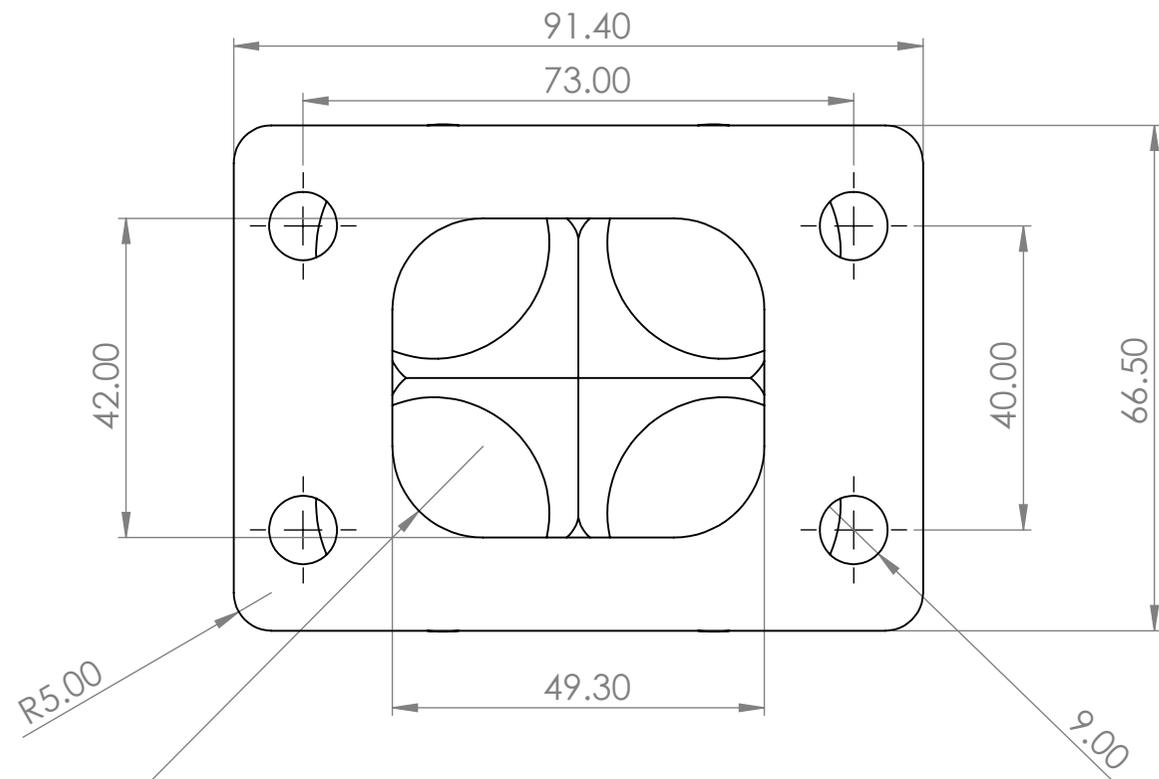
Acabado:
N7

Plano:
DESPLIEGUE CHAPA VOLUMEN COMÚN

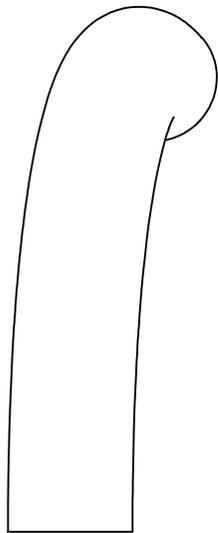
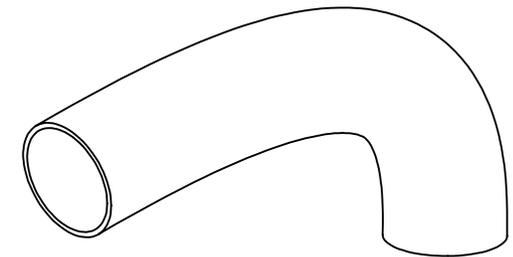
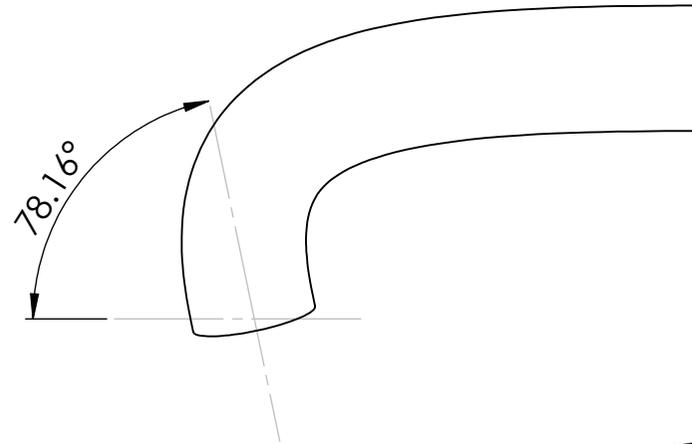
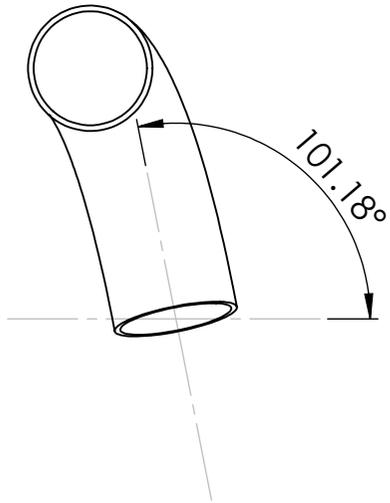
Proyecto: MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN



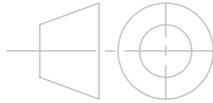
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor:	Juan Fernández Pastor
Acabado:	N7	Plano:	BRIDA ESCAPE-CULATA
Si no se indica lo contrario, tolerancias de ± 0.10 mm			
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		

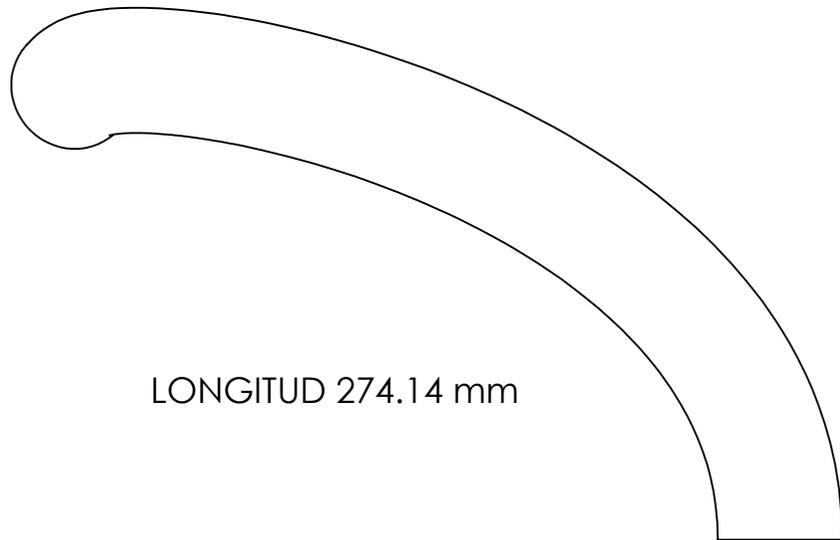
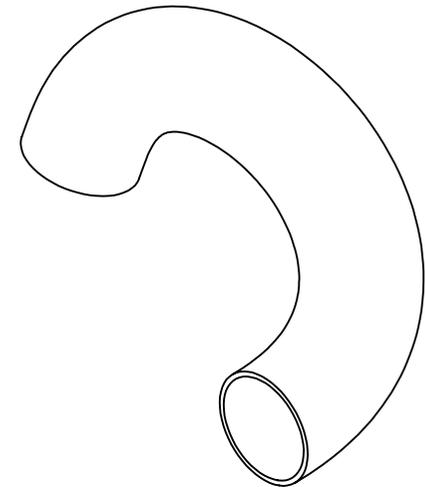
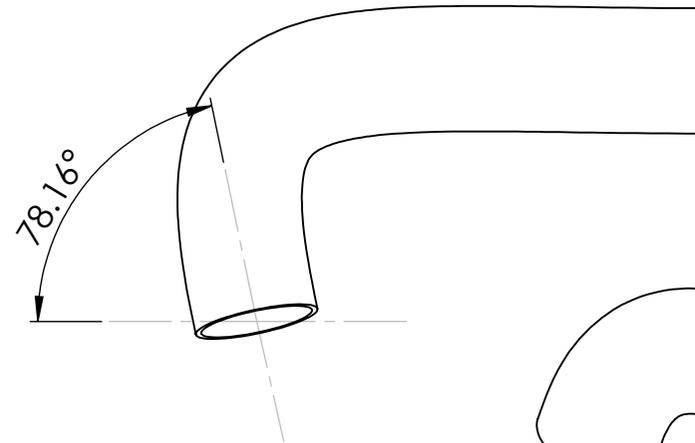
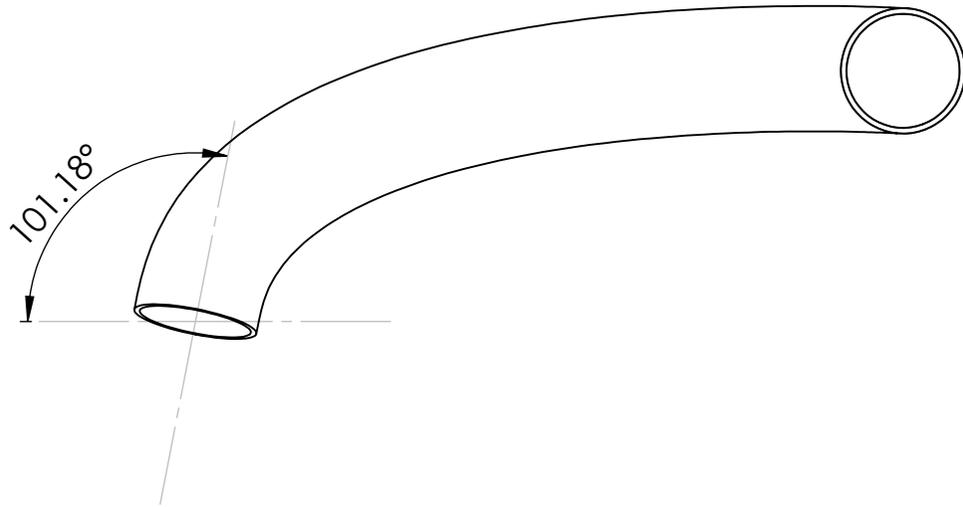


 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor:	Juan Fernández Pastor
Acabado:	N7	Plano:	BRIDA ESCAPE-CULATA
Si no se indica lo contrario, tolerancias de ± 0.10 mm			
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		

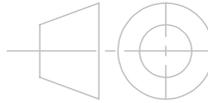


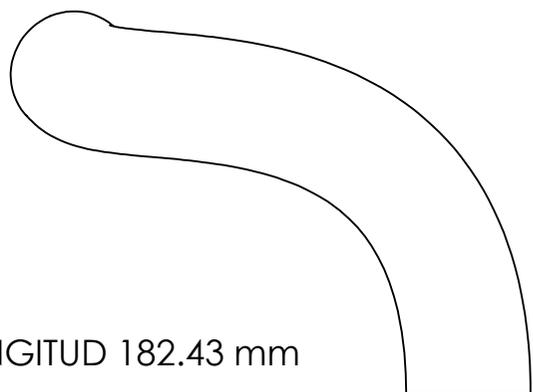
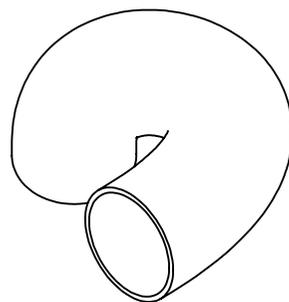
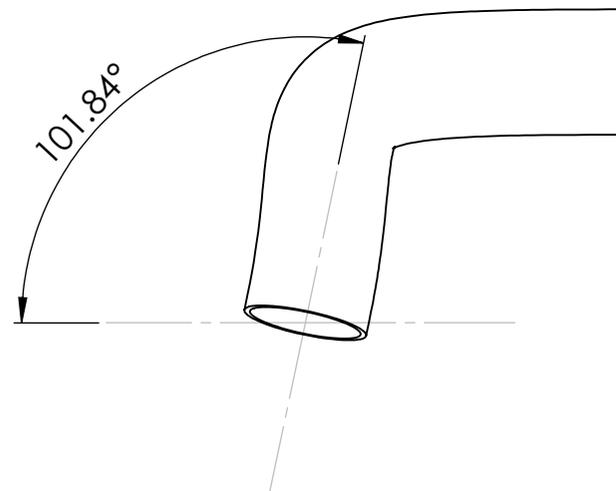
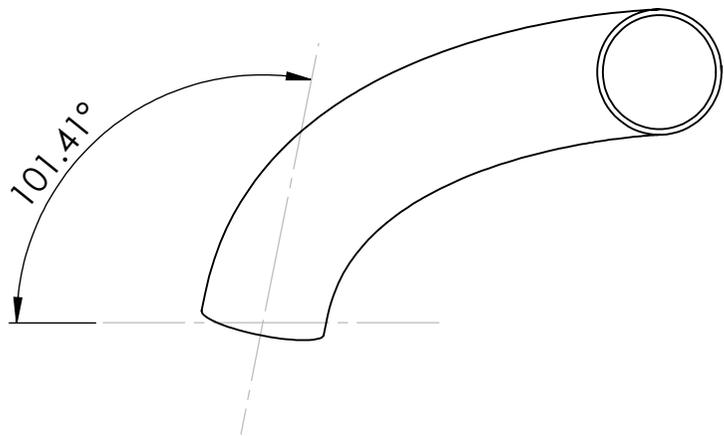
LONGITUD 167.60 mm

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor:	Juan Fernández Pastor
Acabado:	N7		
Plano:	DETALLE COLECTOR ESCAPE 4		
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



LONGITUD 274.14 mm

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor: Juan Fernández Pastor	
Acabado:	N7		
Plano:	DETALLE COLECTOR ESCAPE 1		
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



LONGITUD 182.43 mm



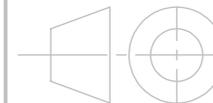
UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Material:

Acero inoxidable

Escala 1:2

Cotas en mm



Autor:

Juan Fernández Pastor

Acabado:

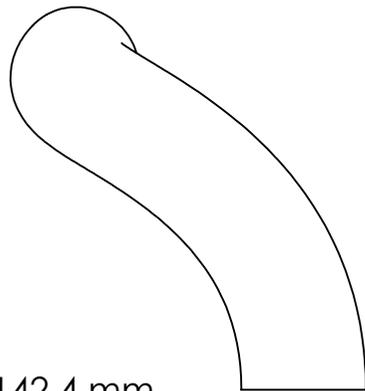
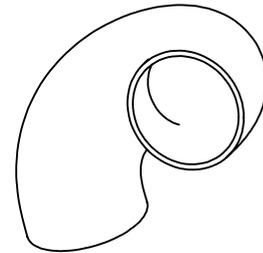
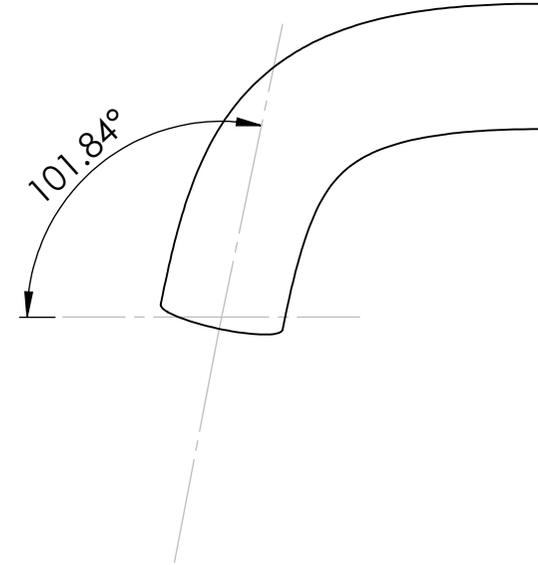
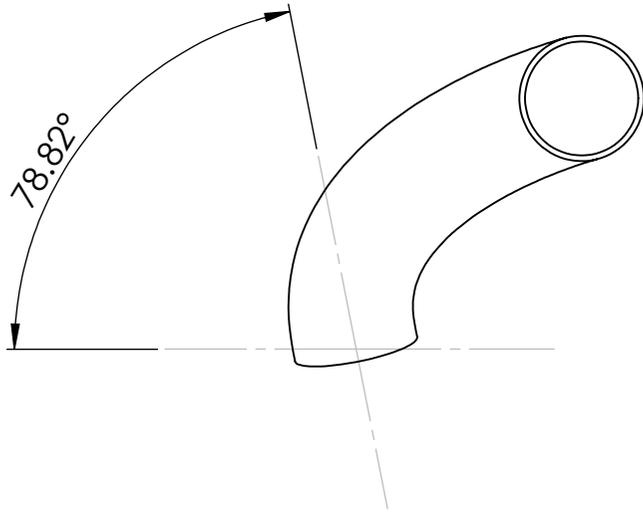
N7

Plano:

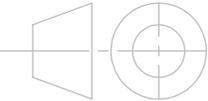
DETALLE COLECTOR ESCAPE 2

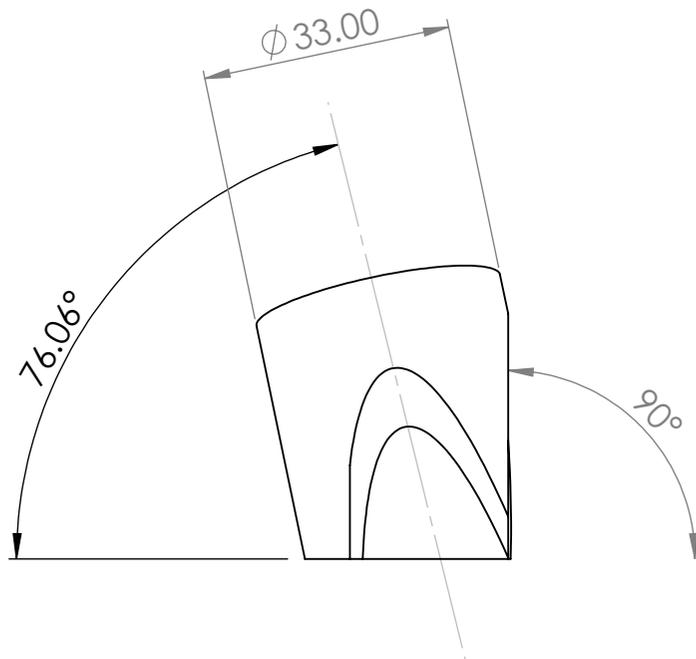
Proyecto:

MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN

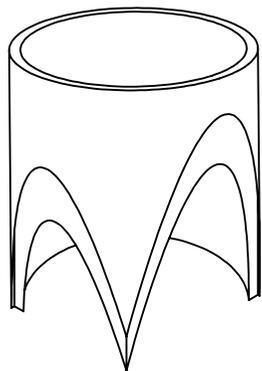
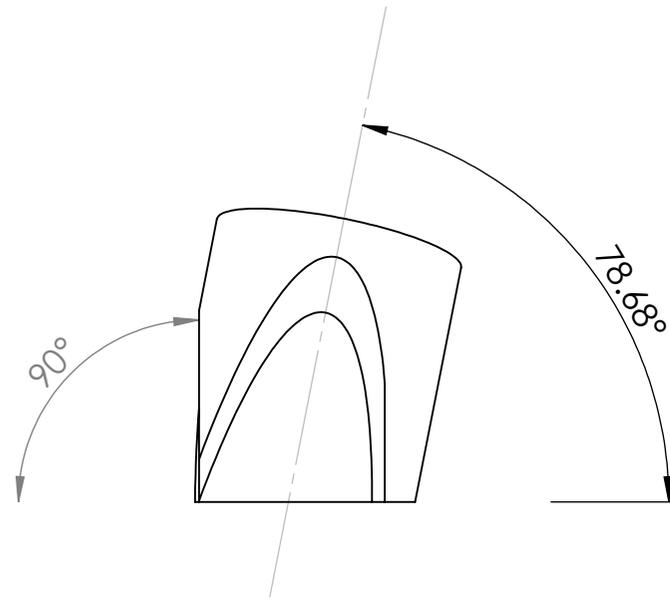


LONGITUD 142.4 mm

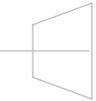
 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:2
			Cotas en mm
		Autor: Juan Fernández Pastor	
Acabado:	N7		
Plano:	DETALLE COLECTOR ESCAPE 3		
Proyecto:	MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN		



DIÁMETRO INT. 30 MM



NOTA: CORTAR DOS
PIEZAS CON ESTAS
MEDIDAS Y OTRAS DOS
INVIRTIENDO LAS
MEDIDAS CON
RESPECTO A LAS VISTAS

 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA	Material:	Acero inoxidable	Escala 1:1
			Cotas en mm
	 	Autor: Juan Fernández Pastor	
Acabado:	N7	Plano: DETALLE DE UNIÓN COLECTORES - BRIDA TURBOGRUPO	
Proyecto: MEJORA DE PRESTACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVO MEDIANTE LA INCORPORACIÓN DE UN SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN			