

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE
PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600 DE LA FORMULA SAE”.**

**TESIS DE GRADO
PREVIA A LA
OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO AUTOMOTRIZ**

AUTORES:

**ELOY TARQUINO CALLE SOLIS
DORIAN ALBERTO RIVAS MACERO**

DIRECTOR:

ING. JOSÉ FERNANDO MOLINA N.

CUENCA, NOVIEMBRE 2014

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Eloy Tarquino Calle Solís, Dorian Alberto Rivas Macero, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la Normatividad Institucional vigentes.



Eloy Tarquino Calle Solís

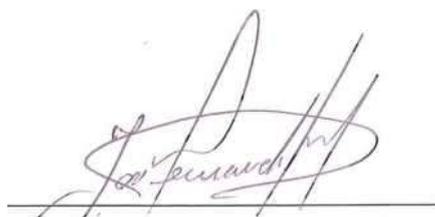


Dorian Alberto Rivas Macero

CERTIFICACIÓN

Yo, Ing. José Fernando Molina N. certifico que el trabajo de tesis “**Diseño y construcción del múltiple de escape para el motor Yamaha Fzr600 de la formula SAE**”, para la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, realizado por los estudiantes: Eloy Tarquino Calle Solís, Dorian Alberto Rivas Macero, fue realizado bajo mi tutela y dirección.

Cuenca, 07 de noviembre del 2014

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'José Fernando Molina N.', is written over a horizontal line.

Ing. José Fernando Molina N.

AGRADECIMIENTO

Primero a Dios por haber permitido realizar y cumplir mis metas, agradezco a mis maravillosos padres, ya que su influencia y apoyo diario me ha permitido culminar una meta más en la vida, a mi familia que siempre están pendientes mi desarrollo personal.

Agradezco a mi compañero de trabajo Dorian que compartió esta responsabilidad tan grande y así concluir nuestra tesis, a mis compañeros de la Fórmula SAE que siempre se han interesado por el equipo, para finalizar agradezco a mi tutor, Ing. José Fernando Molina, que nos acompañó en este camino final.

Eloy Tarquino Calle Solís

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, por bendecirme con inteligencia, sabiduría y el don de aprender.

A mis padres por el apoyo incondicional en el cumplimiento de mis metas.

A nuestro tutor, Ing. José Fernando Molina, quien nos ha guiado en el desarrollo de este trabajo. A mi compañero de tesis Eloy Calle y a todo el equipo “UPS RACING TEAM”, por su entusiasmo y dedicación para hacer realidad un sueño, “El Bosco 1.0”.

Dorian Alberto Rivas Macero

DEDICATORIA

Dedicado a mi padre que tal vez un sueño, de él, se ve reflejado en un hijo, también este proyecto está dedicado a las personas que siempre han estado cerca de mí, que siempre me levantaron cuando estaba caído, que me apoyaron y permitieron que salga adelante, gracias a todos los que estuvieron cerca, mientras cumplía la meta de concluir la universidad.

Eloy Tarquino Calle Solís

DEDICATORIA

Dedico a mis padres, a mi hermana y a toda mi familia, por ser el pilar fundamental que apoyan mis objetivos.

A mi tía Reina Macero y a Mónica Mera por su apoyo, consejos y por ser un ejemplo a seguir en alcance de las metas académicas.

Dorian Alberto Rivas Macero

RESUMEN

En el desarrollo de este trabajo se establecen los diferentes procesos para llegar a obtener un diseño óptimo del múltiple de escape para el motor en estudio.

Así en el capítulo uno, se describe las características del motor y el estudio termodinámico, en el cual se determinan las diferentes propiedades del fluido de trabajo a diferentes regímenes de funcionamiento, las mismas que servirán como condiciones iniciales para la simulación en el software, también se establece el par y la potencia del motor, y los parámetros físicos del múltiple de escape.

El capítulo dos, trata sobre las normas que debe cumplir el sistema de escape para la competencia en la formula Student, se describen los tipos de configuraciones de múltiples de escape y las fórmulas para establecer las longitudes de los colectores, se realizan varios diseños en el software Solidworks y se analiza su comportamiento mediante la simulación en el software Ansys, se escoge el mejor diseño mediante el análisis de resultados.

En el capítulo tres, se establecen las dimensiones de los elementos del múltiple de escape, los materiales y procesos de construcción, se elige el tipo de silenciador y se realiza un análisis de costos de fabricación del elemento en cuestión.

En el capítulo cuatro, se realiza un análisis de resultados, provenientes de las gráficas de par y potencia obtenidas mediante la prueba en el banco dinamométrico. También se verifica el cumplimiento del diseño con las normas del reglamento de la competencia y por último se muestran los resultados obtenidos en la competencia en Silverstone-Reino Unido.

ABSTRACT

Different processes are established in the development of this work for optimal design of exhaust manifold for the engine studied.

In chapter one, engine characteristics and thermodynamic study are described, in which various properties of the working fluid are determined for different operating modes, they will serve as initial conditions for the simulation software, torque, engine power, and the physical parameters of the exhaust manifold is also established.

The chapter two discusses the rules you must follow the exhaust system for competition Formula Students, types of exhaust manifold configurations are described and formulas to establish the lengths of the collector, various designs are done in Solidworks software and its performance is analyzed by simulation in Ansys software, the best design is chosen by analyzing results.

The dimensions of the elements of the manifold are established in chapter three, the materials and construction processes, choose the type of muffler and an analysis of the manufacturing cost of the item is made.

In chapter four, an analysis of results is done, from the torque and power graphs obtained by testing on the dynamometer, the Compliance of the design is also verified with the rules of procedure of the competition and finally the results of competition in Silverstone UK.

Contenido

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600 DE LA FORMULA SAE”. I

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD II

CERTIFICACIÓN III

AGRADECIMIENTO..... IV

AGRADECIMIENTO..... V

DEDICATORIA VI

DEDICATORIA VII

RESUMEN..... VIII

ABSTRACT IX

Índice de Figuras XIII

Índice de Tablas XVI

CAPITULO I..... 1

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DEL MOTOR YAMAHA FZR600 Y PARÁMETROS FÍSICOS DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE. 1

1.1. Conceptos termodinámicos 2

1.1.1. Sistemas termodinámicos..... 2

1.1.2. Propiedades del sistema termodinámico 3

1.1.3. Procesos termodinámicos..... 4

1.1.4. Ciclos termodinámicos..... 5

1.1.5. Tipos de ciclos termodinámicos..... 5

1.1.6. Ciclo Otto de aire estándar 5

1.1.7. Análisis termodinámico en motores de cuatro tiempos 8

1.1.8. Ciclo Real del motor 10

1.1.9. Cálculo termodinámico del motor Yamaha FZR600 12

1.1.10. Torque o Par motor 27

1.1.11. Potencia del motor..... 30

1.2. Parámetros físicos del múltiple de escape..... 33

1.2.1. Proceso de Renovación de la carga en el motor..... 33

CAPITULO II	38
DISEÑO DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600	38
2.1. Reconocimiento de la necesidad	39
2.2. Definición del problema.....	39
2.3. Normas del reglamento Formula SAE 2014 para el sistema de escape.....	40
2.4. Múltiple o colector de escape.....	41
2.4.1 Configuraciones de los múltiples de escape.....	42
2.5. Longitud y diámetro de los conductos para el múltiple de escape.....	44
2.5.1. Fórmulas Del libro “Four Stroke Performance Tuning”	44
2.5.2. Fórmulas del libro “Preparación de Motores de Serie para Competición”.....	48
2.5.3. Fórmulas de la página web “ Fórmulas para fabricar headers”	52
2.5.4. Resultados de los tres grupos de fórmulas	55
2.5.5. Datos para el diseño del múltiple de escape.....	57
2.6. Elección de la configuración para el diseño del múltiple de escape	57
2.7. Diseños	58
2.8. Simulación	60
2.8.1. Software para simulación.....	61
2.8.2. Parámetros para la simulación	61
2.8.3. Análisis CFX.....	67
2.9. Parámetros y Resultados generales de la simulación.....	74
2.10. Análisis de resultados.....	76
2.11. Elección del Diseño para la construcción del múltiple de escape.....	80
 CAPITULO III	 82
CONSTRUCCIÓN DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600	82
3.1. Descripción general.....	83
3.1.1. Materiales utilizados para la construcción de múltiples de escape.	83
3.2. Tabla de beneficio de cada material.....	89
3.3. Elementos que componen el múltiple de escape.....	91
3.3.1. Dimensiones de los elementos	91
3.4. Materiales para la construcción del múltiple de escape	96
3.5. Procesos para la construcción del múltiple de escape.....	96

3.6. El silenciador o muffler.....	101
3.6.1. Tipos de silenciadores	102
3.6.2. Elección del silenciador	103
3.7. Análisis de Costos del sistema de escape para el motor Yamaha FZR600..	106
3.7.1. Costos directos	107
3.7.2. Costos indirectos	110
3.7.3. Costo total de fabricación del sistema de escape	112
CAPITULO IV	114
ANÁLISIS DE RESULTADOS	114
4.1. Funcionamiento del múltiple de escape	115
4.2. Estado general del motor Yamaha FZR600	115
4.2.1. Par y Potencia del motor	116
4.2.2. Análisis de potencia del motor	118
4.2.3. Análisis de par o torque del motor	119
4.2.4. Posibles causas de la reducción del par y potencia	120
4.3. Temperaturas en el sistema de escape.....	121
4.3.1. Temperaturas del sistema de escape sin aislamiento térmico	121
4.3.2. Temperaturas con aislamiento térmico del sistema de escape	122
4.4. Múltiple de escape, cumplimiento con las normas del reglamento	123
4.4.1. Altura y distancia al eje posterior de Salida del escape	123
4.4.3. Ruido	124
4.5. Resultados de la competencia Formula Student 2014/Silverstone-Reino Unido	125
4.5.1. Revisión técnica	125
4.5.2. Seguridad	125
4.5.4. Resultados	126
CONCLUSIONES	128
RECOMENDACIONES	130
BIBLIOGRAFÍA	131

Índice de Figuras

Capítulo I

Figura 1. 1. Sistema, alrededores y frontera.....	2
Figura 1. 2. Sistema cerrado.....	3
Figura 1. 3. Diagrama P-V de un proceso de compresión	4
Figura 1. 4. Procesos del ciclo Otto ideal	6
Figura 1. 5. Diagrama T-s para el ciclo Otto.....	8
Figura 1. 6. Ciclo real de un motor	10
Figura 1. 7. Diferencia entre el ciclo real y el ciclo teórico	11
Figura 1. 8. Diagrama de distribución.....	11
Figura 1. 9. Presión uno (P_1) Vs Revoluciones por minuto.	26
Figura 1. 10. Presión de escape (P_4) Vs Revoluciones por minuto.....	27
Figura 1. 11. Mecanismo biela-manivela del motor de explosión	28
Figura 1. 12. Gráfica de Par o torque del motor Yamaha FZR 600 estándar.....	29
Figura 1. 13. Gráfica de la Potencia del motor Yamaha FZR 600 estándar	30
Figura 1. 14. Ondas de presión en los conductos de escape	35
Figura 1. 15. Velocidades del gas en el escape	37

Capítulo II

Figura 2. 1. Colector de escape Honda Civic VTI	41
Figura 2. 2. Configuraciones de los múltiples de escape	42
Figura 2. 3. Múltiple de escape de Dalhousie Formula SAE (Configuración 4-2-1).	43
Figura 2. 4. Múltiple de escape de UC Davis Formula SAE	43
Figura 2. 5. Sistemas de escape para un motor de cuatro cilindros	44
Figura 2. 6. Múltiple de escape original del motor Yamaha FZR600.....	60
Figura 2. 7. Generación del enmallado de la geometría.....	61
Figura 2. 8. Calidad del enmallado	62
Figura 2. 9. Definición de la simulación	62
Figura 2. 10. Parámetros físicos	63
Figura 2. 11. Definición de entradas y salidas	63
Figura 2. 12. Definición de las condiciones iniciales.....	64
Figura 2. 13. Ejecución del análisis	65
Figura 2. 14. Referencia de entradas y salidas del fluido.....	66
Figura 2. 15. Velocidades promedio del fluido en las entradas de los diseños.....	77
Figura 2. 16. Velocidades promedio de entrada en porcentajes.....	77
Figura 2. 17. Velocidades de salida del fluido en los diseños.....	78
Figura 2. 18. Flujo másico en las entradas de los diseños	79
Figura 2. 19. Porcentajes de flujo másico en las entradas de los diseños	79

Figura 2. 20. Diseño elegido	81
------------------------------------	----

Capítulo III

Figura 3. 1 .Tubos estirados en frio	83
Figura 3. 2. Resultados del ensayo de rugosidad	87
Figura 3. 3. Longitud de las divisiones para la lectura de rugosidad	88
Figura 3. 4. Clases de rugosidades	88
Figura 3. 5. Dimensiones del buje de unión.....	91
Figura 3. 6. Medidas de la placa de sujeción	92
Figura 3. 7. Cotas del colector del cilindro1	92
Figura 3. 8. Cotas del colector del cilindro 2	93
Figura 3. 9. Cotas del colector del cilindro 3	93
Figura 3. 10. Cotas del colector del cilindro 4	94
Figura 3. 11. Dimensiones de la unión 4-1	94
Figura 3. 12. Cotas del colector secundario	95
Figura 3. 13. Dobladora de tubos hidráulica	97
Figura 3. 14. Cortes en el tubo para formar radios de curvatura requeridos.....	97
Figura 3. 15. Tubos del colector primario.....	98
Figura 3. 16. Ubicación en el motor y suelda de los tubos del colector primario.....	98
Figura 3. 17. Fabricación de la unión 4-1 para el múltiple de escape.....	99
Figura 3. 18. Colector primario y unión 4-1, ensamblados.....	99
Figura 3. 19. Ubicación del colector secundario.....	100
Figura 3. 20. Ubicación del sensor de oxígeno en el múltiple de escape.....	100
Figura 3. 21. Aislamiento térmico del múltiple de escape	101
Figura 3. 22. Tipos básicos de silenciadores.....	103
Figura 3. 23. Velocidad del motor para la prueba de sonido de acuerdo con la Fórmula SAE.....	104
Figura 3. 24. Silenciador de absorción.....	105
Figura 3. 25. Silenciador 5tg yhm 238j de un motor Yamaha 450 cm³	105
Figura 3. 26. Silenciador 5tg yhm 238j implementado en el múltiple de escape ...	106
Figura 3. 27. Tipos de costos	106
Figura 3. 28. Nuevo sistema de escape, implementado en el motor del vehículo ...	113

Capítulo IV

Figura 4. 1. Prueba del motor del vehículo en el banco dinamométrico.....	116
Figura 4. 2. Gráfica de la Potencia del motor Yamaha FZR600 actual	116
Figura 4. 3. Curvas de par y potencia actuales.....	117
Figura 4. 4. Curvas de par y potencia estándar	117
Figura 4. 5. Potencia actual Vs. Potencia estándar (KW)	118
Figura 4. 6. Par actual VS. Par estándar (N·m).....	119
Figura 4. 7. Temperaturas en el colector primario (vista superior).....	121
Figura 4. 8. Temperaturas del colector primario con radiación de calor en el depósito de combustible	122
Figura 4. 9. Sistema de escape con aislamiento térmico.....	123
Figura 4. 10. Altura y distancia para la salida del sistema de escape	124
Figura 4. 11. Verificación del nivel de sonido del motor.....	125
Figura 4. 12. Resultados generales de las pruebas estáticas de la competencia formula Student UK.....	126
Figura 4. 13. Monoplaza "Bosco 1.0" en el Endurance del circuito de Silverstone/UK.....	127

Índice de Tablas

Capítulo I

Tabla 1. 1. Datos del motor Yamaha FZR600	13
Tabla 1. 2. Datos para el cálculo termodinámico.....	14
Tabla 1. 3: Presión de vacío de admisión y Presión P_1	16
Tabla 1. 4: Presiones (KPa) del ciclo termodinámico.....	25

Capítulo II

Tabla 2. 1. Datos para el cálculo (primer grupo de fórmulas).	46
Tabla 2. 2. Datos para el cálculo (segundo grupo de fórmulas).....	49
Tabla 2. 3. Datos para el cálculo (tercer grupo de fórmulas).....	53
Tabla 2. 4. Resultados de los tres grupos de fórmulas	55
Tabla 2. 5. Datos para determinar la longitud del múltiple de escape sintonizado....	56
Tabla 2. 6. Longitudes y diámetros de los conductos, para el múltiple de escape....	57
Tabla 2. 7. Diseños propuestos para el múltiple de escape	59
Tabla 2. 8. Valores para las condiciones iniciales	64
Tabla 2. 9. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 1	68
Tabla 2. 10. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 2.....	69
Tabla 2. 11. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 3.....	70
Tabla 2. 12. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 4.....	71
Tabla 2. 13. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 5.....	72
Tabla 2. 14. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 6.....	73
Tabla 2. 15. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño original del motor Yamaha FZR600	74
Tabla 2. 16. Área y volumen de los diseños	75
Tabla 2. 17. Velocidades del fluido en las entradas y salidas de los diseños en estudio	75
Tabla 2. 18. Presiones de entrada y salida en los diseños en estudio.....	76
Tabla 2. 19. Flujo másico en los diseños de estudio	76

Capítulo III

Tabla 3. 1. Tabla de rugosidad y coeficiente de dilatación del acero inoxidable	84
Tabla 3. 2. Resultados del ensayo de rugosidades	89
Tabla 3. 3. Asignación de colores y nivel de calidad.....	89
Tabla 3. 4. Tabla de ponderación	90
Tabla 3. 5. Materiales para la construcción del múltiple de escape.....	96
Tabla 3. 6. Salario de un obrero mecánico.....	107
Tabla 3. 7. Costo del proceso de soldadura.....	108
Tabla 3. 8. Costo de los materiales	108

Tabla 3. 9. Depreciación de los equipos por 4 días de uso	109
Tabla 3. 10. Depreciación de las herramientas	110
Tabla 3. 11. Costos indirectos de fabricación	111
Tabla 3. 12. Elementos indirectos de fabricación	112
Tabla 3. 13. Costo total de la fabricación del sistema de escape	112

Capítulo IV

Tabla 4. 1. Resultados de la competencia formula Student 2014	126
---	-----

CAPITULO I

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO DEL MOTOR YAMAHA FZR600 Y PARÁMETROS FÍSICOS DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE.

1.1. Conceptos termodinámicos

El estudio termodinámico del motor Yamaha FZR600 es necesario para establecer las propiedades o características del fluido que interviene en el funcionamiento del motor. Los datos que se obtendrán del análisis, servirán como base para el diseño de los elementos propuestos.

La termodinámica se define como la ciencia que estudia aspectos de la energía y sus transformaciones, así como también la generación de potencia, la refrigeración y las relaciones entre las propiedades de la materia.

Una de las máquinas que generan potencia a través de un ciclo termodinámico es el motor de combustión interna. Para el análisis termodinámico de los motores de combustión interna, es necesario conocer el significado de varios términos, entre ellos: sistema, proceso, ciclo, etc.

1.1.1. Sistemas termodinámicos

Un sistema termodinámico, se lo define como una cantidad de materia en el espacio, la cual se pondrá en análisis.

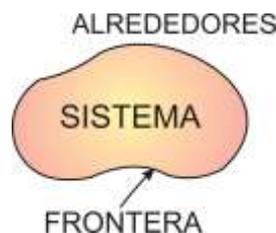


Figura 1. 1. Sistema, alrededores y frontera

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

La masa o región fuera del sistema se conoce como alrededores. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera.

A los sistemas se los puede considerar, *cerrados, abiertos o aislados*.

- **Sistema cerrado.**- consta de una cantidad fija de masa y ninguna otra puede cruzar su frontera, como se ilustra en la figura 1.2. Pero la energía si lo puede hacer en forma de calor o trabajo. Además el volumen de un sistema cerrado no solamente debe ser fijo.

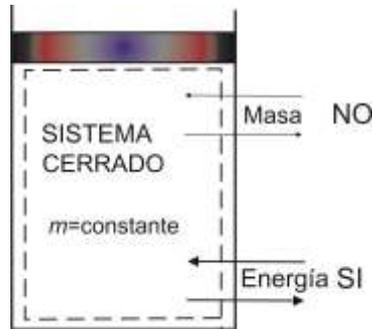


Figura 1. 2. Sistema cerrado

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

- **Sistema abierto:** este sistema generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico. Maneja un volumen de control.
- **Sistema aislado.** Tiene las mismas características de un sistema cerrado, pero además se prohíbe que la energía cruce la frontera.

1.1.2. Propiedades del sistema termodinámico

A las características del sistema se las denomina propiedades y pueden ser intensivas o extensivas.

Intensivas.- son aquellas independientes de la masa de un sistema, como la temperatura T, presión P y densidad ρ .

Extensivas.- son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema, como son la masa m, el volumen V o la energía total.

1.1.3. Procesos termodinámicos

Se denomina proceso a cualquier cambio de estado de equilibrio a otro experimentado por un sistema, y la serie de estados por los que pasa un sistema durante este proceso, es una trayectoria del proceso.

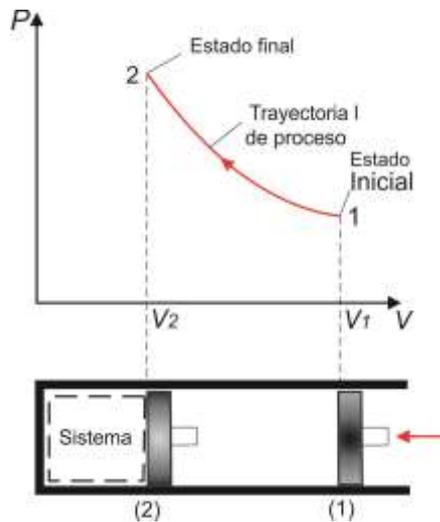


Figura 1. 3. Diagrama P-V de un proceso de compresión

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

Dentro de una máquina térmica pueden suceder diferentes tipos de procesos como son:

- **Proceso adiabático:** se da cuando no hay intercambio de calor con el medio circundante.
- **Proceso isotérmico:** es en el que la temperatura T permanece constante.
- **Proceso politrópico:** ocurre cuando el proceso es intermedio entre dos extremos (adiabático e isotérmico).
- **Proceso isobárico:** es aquel en el que la presión P permanece constante
- **Proceso isocórico o isométrico:** es aquel donde el volumen específico v permanece constante.
- **Proceso isentrópico o isoentrópico:** es aquel en el que la entropía del fluido que forma el sistema permanece constante.¹

¹ CENGEL, Y. (2007). *Termodinámica* (Quinta ed.). D.F, México: Mc Graw Hill.

1.1.4. Ciclos termodinámicos

Un ciclo se da cuando un sistema regresa a su estado inicial al culminar un proceso, es decir los estados inicial y final son idénticos.²

1.1.5. Tipos de ciclos termodinámicos

- **Ciclo de gas:** La sustancia que lo realiza queda durante el ciclo en estado gaseoso.
- **Ciclo de Vapor:** Recorre parte del ciclo en estado de vapor y otra parte en estado líquido.
- **Ciclo cerrado:** El fluido de trabajo regresa a su estado inicial al final del ciclo (ejemplo. Vapor en una central Térmica).
- **Ciclo abierto:** El fluido de trabajo se renueva en cada ciclo.

Los ciclos reales se aproximan a ciclos ideales, suponiendo:

- El ciclo no implica ninguna fricción.
- Procesos de expansión y compresión son cuasiestáticos.
- Tuberías que conectan las diferentes partes del sistema están bien aisladas.

Se ignoran los cambios de energía cinética y potencial del fluido de trabajo (excepto en toberas).³

1.1.6. Ciclo Otto de aire estándar

El ciclo de Otto recibe este nombre en honor a Nikolaus A. Otto quien construyó una máquina de cuatro tiempos con el ciclo propuesto por Frenchman Beau de Rochas. Este es el ciclo ideal para las máquinas de encendido por chispa (motores a gasolina).

² *Ciclos Termodinámicos ITESCAM.* (s.f.). Recuperado el 16 de Diciembre de 2013, de <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r81708.PDF>

³*Termodinámica.* (s.f.). Recuperado el 30 de Enero de 2014, de Física térmica/Máquinas Térmicas: <http://termodinamica.us.es/termica/transparencias/Leccion8.pdf>

Los procesos del ciclo Otto de aire estándar son: (Figura 1.4.)

Proceso 1-2. Compresión isentrópica

Proceso 2-3. Adición de calor a volumen constante

Proceso 3-4. Expansión isentrópica

Proceso 4-1. Rechazo de calor a volumen constante.

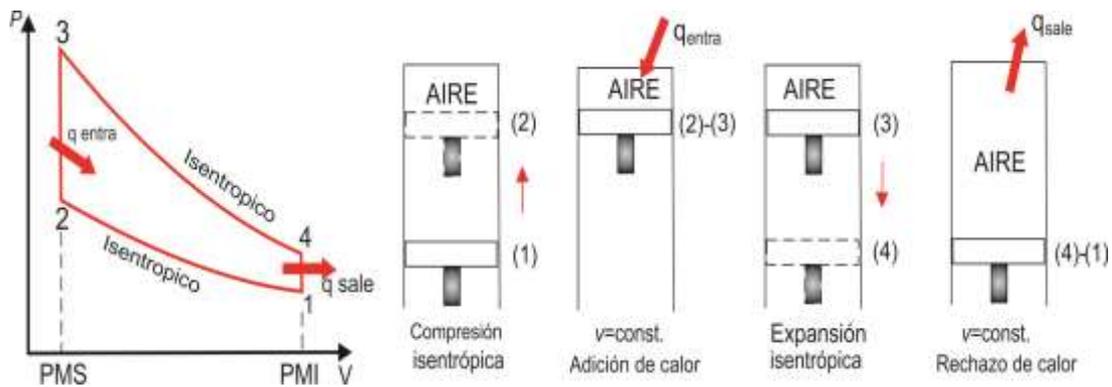


Figura 1. 4. Procesos del ciclo Otto ideal

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

Debido a que los ciclos de potencia de gases reales son bastante complejos, para reducir el análisis a un nivel manejable, se utilizan las siguientes aproximaciones o suposiciones de aire estándar:

1. El fluido de trabajo es aire que circula de modo continuo en un circuito cerrado y siempre se comporta como un gas ideal.
2. Todos los procesos que integran el ciclo son internamente reversibles.
3. El proceso de combustión es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa.
4. El proceso de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor que regresa al fluido de trabajo a su estado inicial.⁴

⁴ CENGEL, Y. "Termodinámica". Op. Cit. p.492

1.1.6.1. Descripción del Ciclo Otto ideal

Proceso 1-2

Se produce la compresión isentrópica, ya que, con las válvulas de admisión y escape cerradas, el pistón se mueve desde el punto muerto inferior (PMI) al punto muerto superior (PMS) comprimiendo la mezcla de aire y combustible. Es decir el volumen de la mezcla se ha reducido al volumen de la cámara de combustión aumentando la presión teórica (P_2). Esta presión P_2 , depende directamente de la relación de compresión r , expresada como:

$$r = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Proceso 2-3

Se da la adición de calor (chispa en la bujía) a volumen constante, en donde se incrementa aún más la presión debido a la combustión de la mezcla aire combustible alcanzando el punto máximo de presión (P_3). Esto ocurre cuando el pistón todavía se encuentra en el PMS y las válvulas de admisión y escape aún permanecen cerradas.

Proceso 3-4

Debido a la presión P_3 ejercida sobre el pistón, se da la expansión isentrópica, en donde el pistón se mueve desde el PMS al PMI. El pistón al llegar al PMI alcanza una presión P_4 , debido a la apertura de la válvula de escape y al trabajo producido en esta fase.

Proceso 4-1

En este último proceso se da el rechazo de calor a volumen constante, en donde el pistón se mueve desde el PMI al PMS empujando y evacuando los gases producidos por la combustión de la mezcla hacia la atmósfera.

1. 1.7. Análisis termodinámico en motores de cuatro tiempos

Para realizar el análisis termodinámico en motores de cuatro tiempos, se utilizan las suposiciones de aire estándar descritas anteriormente, resultando el ciclo Otto ideal.

La ejecución del ciclo en un dispositivo de pistón y cilindro junto a un diagrama P-v se ilustra en la figura 1.4, el diagrama T-s del ciclo Otto se presenta en la figura 1.5.

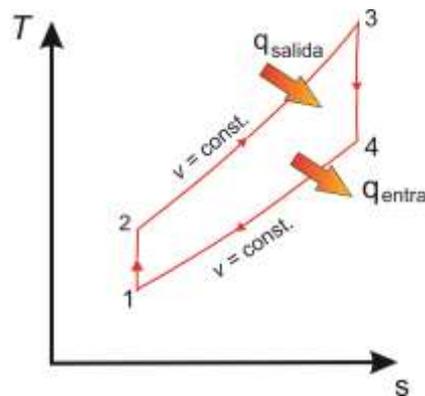


Figura 1. 5. Diagrama T-s para el ciclo Otto

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

El ciclo Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = \Delta u \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Como no hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como:

$$q_{entrada} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Y

$$q_{salida} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad \text{Ecuación 1.4}$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Otto ideal supuesto para el aire frío estándar es:

$$\eta_{ter,otto} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, y $V_2 = V_3$ y $V_4 = V_1$. Por lo tanto,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Sustituyendo las ecuaciones en relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene:

$$\eta_{ter,otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Donde r = relación de compresión (ecuación 1.1) y k es la relación de calores específicos, en donde $K = (C_p / C_v)$.

En la ecuación 1.7 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío, la eficiencia térmica de un ciclo Otto ideal depende de la relación de compresión de la máquina y de la relación de calores específicos del fluido de trabajo. La eficiencia térmica del ciclo Otto ideal aumenta tanto con la relación de compresión como la relación de calores específicos.⁵

Para las ecuaciones descritas anteriormente se tiene que:

q_{entrada}: Calor de entrada al ciclo termodinámico, [KJ/kg].

q_{salida}: Calor de salida, [KJ/kg].

w_{entrada}: trabajo de entrada, [kJ]

w_{salida}: trabajo de salida, [kJ]

Δu: variación en la energía interna, [kJ/kg]

u₃: energía interna en el punto 3 del ciclo termodinámico, [KJ/kg]

u₂: energía interna en el punto 2 del ciclo termodinámico, [KJ/kg]

c_v: Calor específico a volumen constante, [kJ/kg °K]

T₃: Temperatura en el punto 3 del ciclo, [°K]

T₂: Temperatura en el punto 2 del ciclo, [°K].

u₄: energía interna en el punto cuatro del ciclo termodinámico [KJ/kg]

⁵ CENGEL, Y. "Termodinámica". Op. Cit. p.496

- u_1 : energía interna en el punto uno del ciclo termodinámico [KJ/kg]
- T_4 : Temperatura en el punto 4 del ciclo, [°K]
- T_1 : Temperatura en el punto 1 del ciclo, [°K].
- $\eta_{ter,otto}$: Rendimiento térmico del ciclo Otto.
- w_{neto} : Trabajo neto, [kJ]
- k : Relación de calores específicos C_p/C_v .
- r : relación de compresión (V_1/V_2)

Otro término empleado en este tipo de máquinas es la **presión media efectiva** (PME), la cual es una presión ficticia que, si actuara sobre el émbolo durante toda la carrera de potencia, producirá la misma cantidad de trabajo neto que el producido durante el ciclo real.

Es decir:

$$W_{neto} = PME \times \text{área del émbolo} \times \text{carrera}$$

$$W_{neto} = PME \times \text{volumen de desplazamiento}$$

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max}-V_{min}} = \frac{w_{neto}}{V_1-V_2} = \frac{w_{neto}}{V_1-V_1/r} = \frac{w_{neto}}{V_1(1-\frac{1}{r})} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

1.1.8. Ciclo Real del motor

Los motores funcionan de manera diferente al ciclo teórico, ya que, primeramente el fluido de trabajo real, es una mezcla aire-combustible, los calores específicos son variables, los procesos de compresión y expansión no son adiabáticos, además los gases en la combustión se disocian.

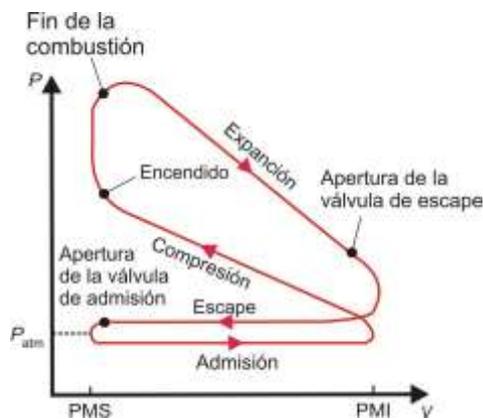


Figura 1. 6. Ciclo real de un motor

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89170355/Termodinámica-Yunus-A-Cengel-Sexta-edición>

A continuación se muestra el ciclo real y el ciclo teórico del motor Otto:

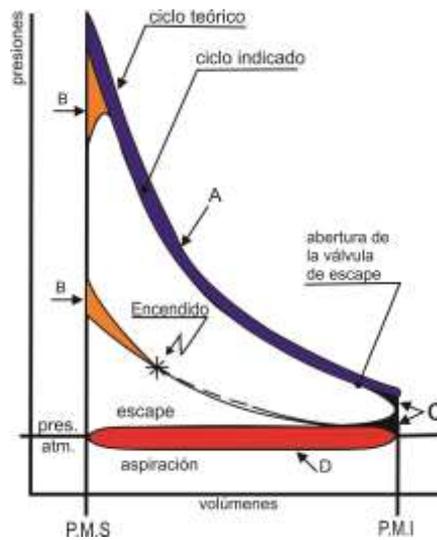


Figura 1. 7. Diferencia entre el ciclo real y el ciclo teórico
Fuente: http://demotor.net/images/ciclos_reales/004.jpg

En esta figura se puede observar que la diferencia entre los dos ciclos se da en el proceso 2-3 que es el de adición de calor (encendido) y el proceso 4-1 de rechazo de calor, los cuales no se dan a volumen constante. Además el valor de las presiones en cada proceso varía levemente.

1.1.8.1. Estrategias para reducir la diferencia del ciclo teórico con el Real.

A las estrategias para reducir las diferencias entre el ciclo teórico y el real se las denomina como diagramas de distribución.

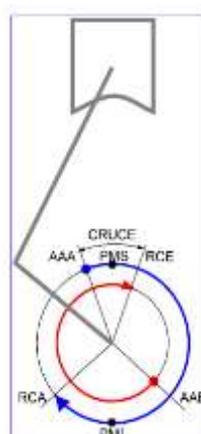


Figura 1. 8. Diagrama de distribución.

Fuente: [http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L2-3.-%20Renovación de la carga. Distribución y sintonizado.pdf](http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L2-3.-%20Renovación%20de%20la%20carga.%20Distribución%20y%20sintonizado.pdf)

En donde:

- (AAA) Adelanto a la Apertura de la válvula de Admisión.- se da para mejorar el llenado del cilindro.
- (RCA) Retraso al Cierre de la Admisión, para aprovechar la energía cinética del fluido de entrada, mejorando también el llenado del cilindro.
- (AE) Adelanto al Encendido.- El objetivo es hacer coincidir el final de la combustión de la mezcla con el PMS, y al empezar la expansión el pistón genere el trabajo desde el PMS al PMI aprovechando al máximo la fuerza y empuje de la expansión.
- (AAE) Adelanto a la Apertura del Escape.- Para ganar inercia en los gases quemados, garantizando el vaciado del cilindro con la válvula de escape totalmente abierta y ganando inercia del fluido.
- (RCE) Retraso al Cierre del Escape.- se da para que se dé una limpieza total de los gases quemados en el cilindro, lo cual permite absorber mayor cantidad de mezcla fresca gracias a la velocidad de salida de los gases de escape.

Existe un tiempo donde las válvulas de admisión y escape están abiertas, este momento se lo conoce como cruce de válvulas, donde se da una renovación de gas adecuada y se limpia el cilindro de gases combustionados.

1.1.9. Cálculo termodinámico del motor Yamaha FZR600

El análisis termodinámico se lo realiza utilizando las ecuaciones que rigen el comportamiento del ciclo Otto ideal para cada proceso.

Para iniciar el cálculo, se requiere conocer los datos del motor a analizar, los mismos se presentan en la siguiente tabla:

1.1.9.1. Datos del motor

DATOS DEL MOTOR YAMAHA FZR600	
Marca	Yamaha
Modelo	FZR 600
Estilo	Sport
Tipo de motor	599cc, refrigerado por agua, 4 cilindros en línea, 4 Tiempos
Combustible	Gasolina
Sistema de alimentación	Inyección multipunto (adaptado)
Sistema de encendido	Secuencial, (bobinas independientes)
Orden de encendido	1-2-4-3
Válvulas:	DOHC, 4 Válvulas por cilindro
Relación de compresión (r)	12:1
Diámetro del cilindro (d)	0,059m
Longitud de la carrera del pistón (L)	0,054m
Potencia	76 hp @ 10000 rpm
Torque	45 ft · lb. @ 8250 rpm

Tabla 1. 1. Datos del motor Yamaha FZR600
Fuente: <http://heath.agdog.com/fzr/specifications/>

A continuación se plantea el cálculo termodinámico del motor Yamaha FZR600, con datos iniciales de presión (P_1) y temperatura (T_1) a 2000 rpm. Para las demás revoluciones del motor el proceso de cálculo es el mismo, pero las propiedades termodinámicas son las que cambian, por lo que posteriormente solo se presentan los resultados que se obtienen, más no el proceso de cálculo, correspondiente a cada régimen de giro.

1.1.9.2. Datos para el cálculo termodinámico

Datos	
Rpm = 2000	
$T_1 = 27^\circ\text{C} \approx 300 \text{ K}$	
$P_1 = 67,46 \text{ KPa}$	
$r = 12:1$	
$d = 0,059$	m
$L = 0,0548$	m
$\rho_{\text{aire}} = 1,293 \text{ kg/m}^3$	
$\rho_{\text{combustible}} = 784,90 \text{ kg/m}^3$	
$F=(14,7/\text{Kg})$	
$P_{ci} = 43950 \text{ KJ/Kg}$	
$k = 1,4$	
$C_{\text{aire}} = 345,9 \text{ m/s}$	

Tabla 1. 2. Datos para el cálculo termodinámico
Fuente: los autores

1.1.9.3. Proceso de cálculo ⁶

El análisis termodinámico se lo realiza por procesos del ciclo termodinámico y se consideran a los calores específicos constantes.

1.1.9.3.1. Proceso 1-2. Compresión isentrópica

A partir de la temperatura en el punto 1 se determinan los valores de energía interna uno u_1 , volumen relativo uno vr_1 y entropía uno s_1 , a través de la tabla

⁶ LEMA, C., & TOBAR, G. (2011). *Diseño de colectores de admisión y escape con análisis comparativo para un motor estándar g10 de un vehículo Suzuki Forsa*. Tesis, Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca/Ecuador.

termodinámica A-17, que se encuentra en el libro de Termodinámica, del autor Yunus. Cengel.

Obteniendo los siguientes valores:

$$T_1 = 27^\circ\text{C} \approx 300 \text{ K}$$

Tabla.⁷

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{u_1 = 214,07 \text{ KJ/Kg}} \\ \mathbf{vr_1 = 621,2} \\ \mathbf{s_1 = s_2 = 1,70203 \text{ KJ/Kg}} \end{array} \right.$$

– **Determinación del volumen relativo dos vr_2**

Con los valores obtenidos de la tabla, se determina vr_2 , mediante la relación:

$$vr_2 = \frac{1}{r} vr_1 \quad \text{Ecuación 1.9}$$

$$vr_2 = \frac{1}{12} (621,2) ;$$

$$vr_2 = \mathbf{51,76}$$

Con este valor del volumen relativo dos vr_2 , se obtiene los valores de energía interna u_2 , y de temperatura T_2 mediante las tablas termodinámicas e interpolando sus valores.

– **Determinación de T_2 y u_2 .**

$$\mathbf{vr_2 = 51,76}$$

Tabla.⁸

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{T_2 = 779,38K} \\ \mathbf{u_2 = 575,5 \text{ KJ/Kg}} \end{array} \right.$$

⁷ Tabla A17: CENGEL, Y. (2007). *Termodinámica* (Quinta ed.). D.F, México: Mc Graw Hill. p.910. (ver Anexo A.1)

⁸ Tabla A17: CENGEL, Y. Op. Cit.

Luego se determina la presión en el punto dos P_2 . Pero debido a que P_2 está en función de la presión en el punto uno P_1 , previamente se determinará P_1 .

P_1 , es el resultado de las lecturas de las señales de los sensores, para lo cual se utiliza el software ECU Manager 1.3 para su visualización y adquisición de datos.

Debido a que en la lectura de los datos se muestra una medida de depresión (vacío) en el múltiple de admisión, se debe restar dichos valores de la presión atmosférica (presión atmosférica a nivel del mar = 101,32 KPa), obteniéndose así la presión P_1 , pero en valor absoluto, la cual se muestra en la siguiente tabla.

Rpm	Depresión o vacío de admisión (KPa)	Presión P_1 (KPa)
2000	33,86	67,46
3000	27,09	74,23
4000	23,70	77,62
5000	22,01	79,31
6000	16,92	84,41
7000	13,94	87,39
8000	11,15	90,18
9000	9,89	91,43
10000	8,00	93,33
11000	5,36	95,97
12000	4,07	97,25

Tabla 1. 3: Presión de vacío de admisión y Presión P_1
Fuente: Los autores

A continuación, reemplazando el valor de P_1 a 2000 rpm en la ecuación 1.10, se determina el valor de la presión dos P_2 .

– **Determinación de P_2 .**

$$P_2 = \frac{r P_1 T_2}{T_1}$$

Ecuación 1.10

$$P_2 = \frac{12 (67,46 \text{ KPa})(779,38\text{K})}{(300\text{K})}$$

$$P_2 = 2103,2 \text{ KPa}$$

1.1.9.3.2. Proceso 2-3.- Adición de calor a volumen constante

El calor de entrada (Q_1) viene definido por:

$$Q_1 = C_v(T_3 - T_2) \quad \text{Ecuación 1.11}$$

Donde:

Q_1 : Cantidad de calor en el punto 1 [KJ/Kg].

C_v : Calor específico a volumen constante [KJ/Kg°K].

O también Q_1 , es tomado como:

$$Q_1 = \frac{(r-1)}{r} m_a \cdot F \cdot P_{ci} \quad \text{Ecuación 1. 12}$$

Donde:

m_a : Masa de aire que ingresa al motor

F: relación de aire combustible. (14,756/kg)

P_{ci} : Poder calorífico inferior de la gasolina (43950 KJ/kg)

Para determinar Q_1 , Se utiliza la ecuación. 1.12, debido a que no se tiene el valor de la temperatura tres T_3 , ni el valor de la energía interna tres u_3 .

Para encontrar los valores de m_a , V_T , V , V_c , se tienen las siguientes relaciones.

$$m_a = V_T \cdot \rho_{aire} \quad \text{Ecuación 1. 13}$$

$$V_T = (V + V_c) n \quad \text{Ecuación 1.14}$$

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \quad \text{Ecuación 1.15}$$

$$V_c = \frac{V}{r-1}$$

Ecuación 1.16

Donde:

V_T : Volumen total del motor.

V : volumen unitario del cilindro

d : diámetro del cilindro

L : carrera del pistón o longitud del cilindro

V_c : Volumen de la cámara de combustión

n : Número de cilindros del motor.

– **Determinación del Q_1 o calor de entrada**

En primer lugar se determina el volumen del cilindro unitario, reemplazando los datos de ingreso que se muestran en la tabla 2:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L$$

Ecuación 1.15

$$V = \frac{\pi(0,059m)^2}{4} \cdot (0,0548m)$$

$$V = 1,4982E - 04 m^3$$

A continuación se encuentra el volumen de la cámara de combustión

$$V_c = \frac{V}{r-1}$$

Ecuación 1.16

$$V_c = \frac{(1,4982E-4 m^3)}{12-1}$$

$$V_c = 1,362E - 05 m^3$$

Posteriormente, se determina el volumen total del motor, reemplazando los valores antes determinados.

$$V_T = (V + V_c) \cdot n$$

Ecuación 1.14

$$V_T = (1,4982E - 04 m^3 + 1,362E - 05 m^3) (4)$$

$$V_T = 6,537 - 04 m^3$$

Con este valor de V_T se determina la cantidad de masa de aire que ingresa al motor:

$$m_a = V_T \cdot \rho_{aire} \quad \text{Ecuación 1.13}$$

$$m_a = (6,537E - 04 \text{ m}^3)(1,293 \text{ Kg/m}^3)$$

$$m_a = 8,452E - 04 \text{ Kg}$$

Por último, se reemplazan los valores en la ecuación 1.12 y se determina la cantidad de calor de entrada al sistema.

$$Q_1 = \frac{(r-1)}{r} m_a \cdot F \cdot P_{ci} \quad \text{Ecuación 1.17}$$

$$Q_1 = \frac{(12 - 1)}{12} (8,452E - 04 \text{ Kg}) \left(14,756 \frac{1}{\text{Kg}} \right) (43950 \text{ kJ/Kg})$$

$$Q_1 = 502,47 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Con el valor de Q_1 , se determina el valor de la energía interna tres, u_3 mediante la ecuación 1.17.

– **Determinación de u_3**

$$Q_1 = u_3 - u_2$$

$$u_3 = u_2 + Q_1 \quad \text{Ecuación 1.18}$$

$$u_3 = (575,5 + 502,47) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$u_3 = 1077,97 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Con este valor de la energía interna tres u_3 , se determinas la temperatura tres T_3 y el volumen relativo vr_3 , mediante el uso de las tablas termodinámicas.

– **Determinación del T_3 y vr_3 .**

$$u_3 = 1077,97 \frac{KJ}{Kg} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_3 = 1360,01 K \\ vr_3 = 9,779 \end{array} \right.$$

Tabla: ⁹

– **Determinación de P_3**

Para determinar la presión P_3 , se reemplazan los valores calculados y determinados anteriormente en la ecuación 1.18 correspondiente a dicha presión.

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$P_3 = \frac{P_2 T_3}{T_2}$$

Ecuación 1.19

$$P_3 = \frac{(2103,12 KPa)(1360,01 K)}{(779,38 K)}$$

$$P_3 = 3669,92 KPa$$

1.1.9.3.3. Proceso 3-4: Expansión isentrópica

En este proceso, como dato principal se requiere el valor del volumen relativo vr_4 , el cual se determina a través de la ecuación 1.19. Para ello se debe reemplazar los valores de la relación de compresión r y el volumen relativo tres vr_3 anteriormente determinados.

– **Determinación del vr_4**

$$\frac{vr_4}{vr_3} = \frac{v_1}{v_2} = r$$

$$vr_4 = r \cdot vr_3$$

Ecuación 1.20

$$vr_4 = (12)(9,779) ;$$

$$vr_4 = 117,34$$

⁹ Tabla A17: CENGEL, Y. “Termodinámica”. Op. Cit. p.910. (ver Anexo A.1)

Con el valor calculado del volumen relativo cuatro vr_4 , se recurre a las tablas termodinámicas del gas ideal para encontrar el valor de la temperatura cuatro T_4 y la energía interna cuatro u_4

– **Determinación de T_4 y u_4**

$$vr_4 = 117,34 \quad \left\{ \begin{array}{l} T_4 = 577,01 \text{ K} \\ u_4 = 417,28 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{array} \right.$$

Tabla: ¹⁰

1.1.9.3.4. Proceso 4-1: Rechazo de calor a volumen constante

En este último proceso, se da el rechazo de calor, es decir hay un calor de salida Q_2 , el cual está relacionado con la energía interna cuatro u_4 y la energía interna uno u_1 , mediante la ecuación 1.21.

– **Determinación del Q_2**

$$Q_2 = u_4 - u_1 \quad \text{Ecuación 1.21}$$

Por lo tanto, reemplazando los valores de las energías internas correspondientes se obtiene lo siguiente:

$$Q_2 = ((417,28) - (214,07)) \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$Q_2 = 203,21 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

¹⁰ Tabla A17: CENGEL, Y. "Termodinámica": Op. Cit. p.910. (ver Anexo A.1)

– **Determinación de P_4**

Posteriormente se determina el valor de la presión cuatro P_4 , al reemplazar los valores en la ecuación correspondiente.

$$\frac{P_4 V_4}{T_4} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$P_4 = \frac{T_4 P_3}{T_3 r}$$

Ecuación 1.22

$$P_4 = \frac{(577,01K)(3669,92 \text{ KPa})}{(1360,01 \text{ K})(12)}$$

$$P_4 = 129,75 \text{ KPa}$$

– **Determinación del Trabajo neto w_{neto}**

Luego se determina el valor del trabajo neto, utilizando la ecuación 1.5, con la cual se obtiene lo siguiente:

$$\frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}}$$

Ecuación 1.5

Despejando el trabajo neto, se tiene:

$$w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida}$$

En donde $q_{entrada} = Q_1$ y $q_{salida} = Q_2$; entonces:

$$w_{neto} = Q_1 - Q_2$$

Ecuación 1.23

$$w_{neto} = (502,47 - 203,21) \frac{KJ}{Kg}$$

$$w_{neto} = 299,26 \frac{KJ}{Kg}$$

Con este valor de trabajo neto se puede determinar el rendimiento térmico.

– **Determinación del rendimiento térmico del motor**

Con los valores del trabajo neto y el calor de entrada, se determina el rendimiento térmico del motor Otto $\eta_{ter,otto}$, obteniéndose:

$$\eta_{ter,otto} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} \quad \text{Ecuación 1.24}$$

$$\eta_{ter,otto} = \frac{\left(299,26 \frac{KJ}{Kg}\right)}{\left(502,47 \frac{KJ}{Kg}\right)}$$

$$\eta_{ter,otto} = 59,55 \%$$

La eficiencia térmica del motor en análisis es de 59,55 %.

• **Determinación del flujo másico de entrada.**

$$\dot{m}_{Aire} = \rho_{Aire} \cdot C_{Aire} \cdot A_{venturi} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{P_1}{P_{atm}}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_1}{P_{atm}}\right)^{(k+1)/k} \right]}$$

$$A_{venturi} = n \cdot C_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_v^2$$

$$d_v = 20 \sqrt{\frac{VH}{1000} \cdot \frac{N}{1000}}$$

$$\dot{m}_{combustible} = C_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{combustible} \cdot (P_{atm} - P_1)}$$

- **Determinación de la presión media efectiva (PME)**

Para el cálculo de la *PME*, se utiliza la ecuación 1.8, con la cual se obtiene:

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{w_{neto}}{V_1 - V_2} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_1 - V_2}$$

En donde el volumen uno V_1 es el volumen de aire aspirado por el émbolo durante la fase de admisión, el cual se determina mediante la siguiente relación:

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} \quad \text{Ecuación 1.25}$$

$$V_1 = \frac{\left(0,287 \text{ KPa} \times \frac{\text{m}^3}{\text{Kgk}}\right) (300 \text{ k})}{67,46 \text{ KPa}}$$

$$V_1 = 1,276 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Por lo tanto:

$$PME = \frac{299,26 \text{ KJ/Kg}}{1,276 \text{ m}^3/\text{kg} \left(1 - \frac{1}{12}\right)} \times \left(\frac{1 \text{ KPa} \times \text{m}^3}{1 \text{ KJ}}\right)$$

$$\mathbf{PME = 255,85 \text{ KPa}}$$

1.1.9.4. Resultados obtenidos del cálculo termodinámico

En la tabla 3, se muestran los valores de las presiones obtenidas del cálculo termodinámico a diferentes revoluciones del motor.

Rpm	P_1	P_2	P_3	P_4
2000	67,46	2103,12	3669,92	129,75
3000	74,23	2314,26	4038,36	142,78
4000	77,62	2419,83	4222,58	149,29
5000	79,31	2472,62	4314,69	152,55
6000	84,41	2631,34	4591,67	162,34
7000	87,39	2724,24	4753,78	168,07
8000	90,18	2811,38	4905,83	173,45
9000	91,43	2850,35	4973,83	175,85
10000	93,33	2909,58	5077,19	179,51
11000	95,97	2991,88	5220,81	184,59
12000	97,25	3031,79	5290,44	187,05

Tabla 1. 4: Presiones (KPa) del ciclo termodinámico
Fuente: Los autores

1.1.9.5. Relaciones obtenidas

De la tabla 3, se puede obtener gráficas de las relaciones entre las rpm del motor y las presiones en los distintos puntos del ciclo termodinámico.

1.1.9.5.1. Presión uno (P_1) Vs. Revoluciones por minuto

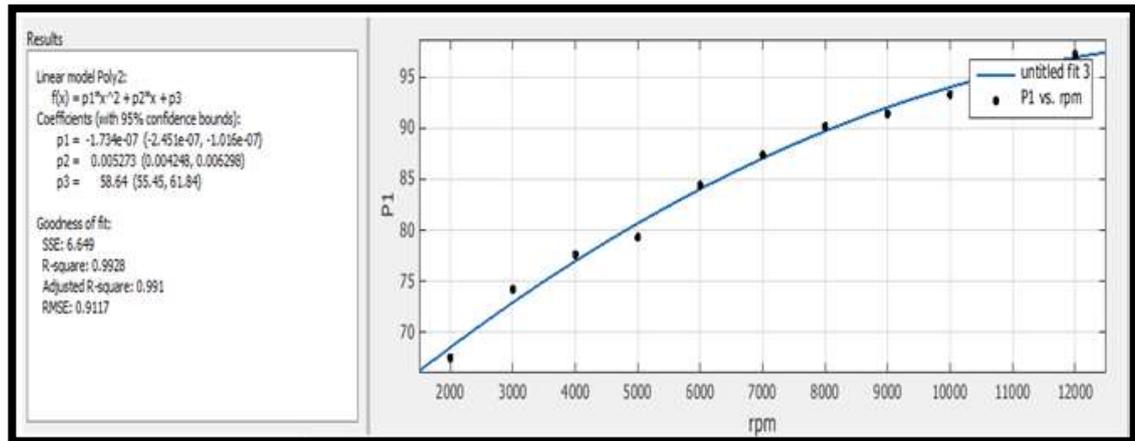


Figura 1. 9. Presión uno (P_1) Vs Revoluciones por minuto.

Fuente: Los autores

Los valores de la presión P_1 son valores absolutos, es decir son el resultado de la resta de (presión atmosférica - depresión o vacío del múltiple de admisión).

Según la figura 1.6, la función de la presión P_1 tiene un comportamiento creciente, es decir conforme aumentan las rpm, también aumentan los valores de la presión P_1 , obteniéndose un máximo valor a 12000 rpm. Esta variación se debe a que la mariposa de aceleración a altas rpm tiene un porcentaje de apertura cercano al 100%, es decir está totalmente abierta y por lo tanto el valor de la presión en el colector de admisión casi llega a igualar al valor de la presión atmosférica.

Por otro lado si se reduce el porcentaje de apertura de la mariposa, las rpm disminuyen y la presión P_1 también lo hace.

1.1.9.5.2. Presión de escape P_4 Vs. Revoluciones por minuto

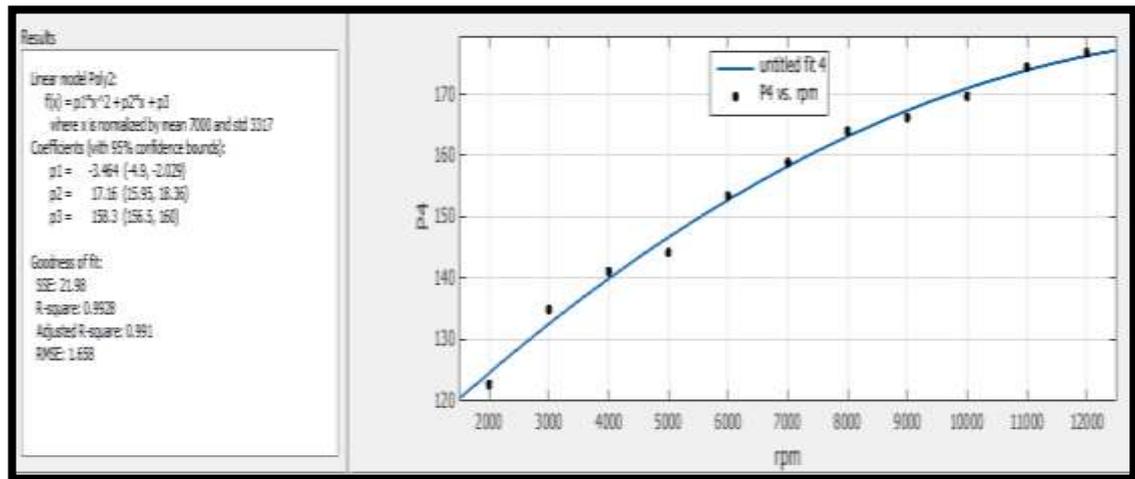


Figura 1. 10. Presión de escape (P_4) Vs Revoluciones por minuto.

Fuente: Los autores

Otra función creciente es la que relaciona las rpm con la presión en el punto cuatro P_4 , en donde la presión se incrementa conforme aumentan las rpm, obteniéndose el valor máximo a 12000rpm.

1.1.10. Torque o Par motor

En un motor, la combustión de la mezcla aire - combustible genera un aumento de la presión y temperatura en el interior de los cilindros. Esta presión interior produce a su vez una fuerza (F) de empuje sobre el pistón que lo desplaza generando el clásico mecanismo de biela-manivela, donde el movimiento de traslación del pistón en el interior del bloque motor se transforma en un movimiento circular de giro del cigüeñal.

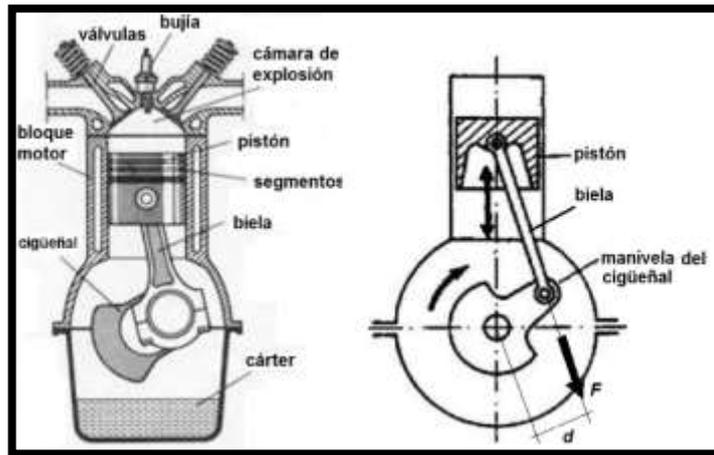


Figura 1. 11. Mecanismo biela-manivela del motor de explosión
Fuente: <http://ingemecánica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>

Entonces el par motor o torque (T) es el resultado del producto de la fuerza de empuje por la distancia (d) al eje geométrico de giro del árbol del cigüeñal.

$$T = F \cdot d$$

Ecuación 1.26

El par o torque motor se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en Newton metro ($N \cdot m$).¹¹

En los motores de combustión interna el valor máximo del par motor, no se obtiene al régimen de rpm más alto, sino a un régimen específico, donde se da el mejor llenado del cilindro, lo que provoca una mayor presión de combustión dentro del mismo, es decir se produce el mayor valor de la fuerza sobre el pistón, y por lo tanto también se obtiene el valor máximo del par motor.

¹¹ *Ingemecánica.* (s.f.). Recuperado el 19 de Marzo de 2014, de El Par Motor y la Potencia en los vehiculos: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>

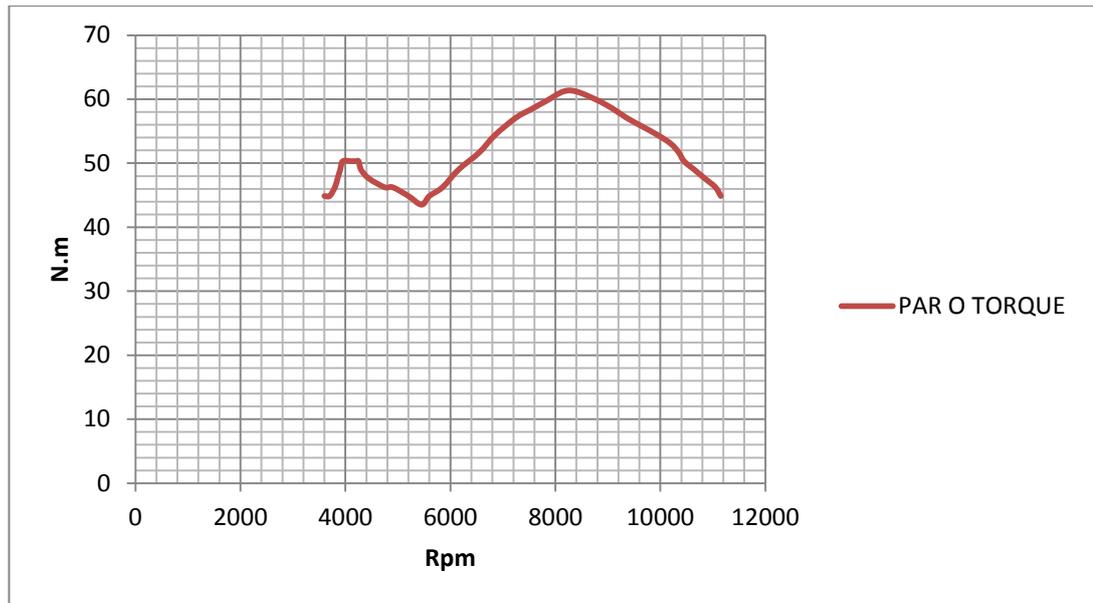


Figura 1. 12. Gráfica de Par o torque del motor Yamaha FZR 600 estándar
Fuente: <http://heath.agdog.com/fzr/specifications/>

Una fórmula que relaciona el par motor con la cilindrada y la presión media del ciclo es:

$$T = \frac{C \times pm}{0.12566} \qquad \text{Ecuación 1.27}$$

En donde:

C: cilindrada total (dm^3)

pm: presión media del ciclo (bares), la cual equivale al valor de la relación de compresión.

Entonces reemplazando los valores se tiene que:

$$T = \frac{0,653 \times 12 \text{ Bar}}{0.12566}$$

$$T = 62,07 \text{ N.m}$$

El valor determinado mediante la ecuación 1.27, es muy cercano al valor del par máximo perteneciente a la gráfica del motor Yamaha FZR 600 estándar, ya que ($45 \text{ ft}\cdot\text{lb.} \approx 61 \text{ N}\cdot\text{m}$).

1.1.11. Potencia del motor

La potencia es el trabajo desarrollado por el motor en una unidad de tiempo. Esta depende de factores como: la relación de compresión (r), la cilindrada, la carrera del pistón (L), # de cilindros del motor, y régimen de giro (rpm).

La potencia desarrollada en el interior de los cilindros de un motor no está aplicada íntegramente al cigüeñal, pues una parte de ella es absorbida por las resistencias pasivas (calor, rozamientos, etc.).

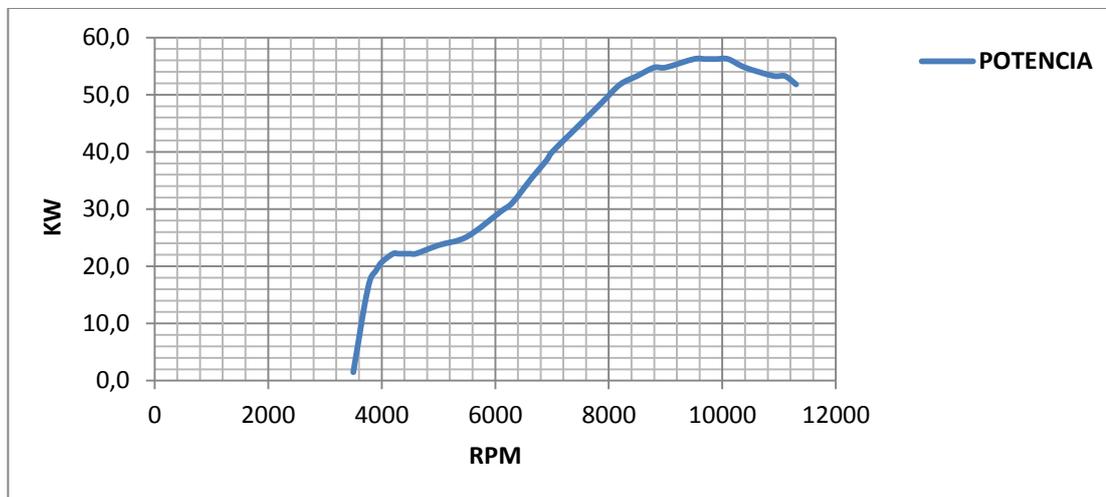


Figura 1. 13. Gráfica de la Potencia del motor Yamaha FZR 600 estándar
Fuente: <http://heath.agdog.com/fzr/specifications/>

Se puede distinguir varias clases de potencia: *Indicada, efectiva y absorbida*.

1.1.11.1. Potencia indicada

Se llama potencia indicada a la que realmente se desarrolla en el cilindro por el proceso de la combustión. Una de las formas de determinarla es a través del valor de la presión media indicada (p_i) del ciclo, que viene determinada por la altura del rectángulo de área equivalente a la del ciclo, y representa la relación existente entre el área del ciclo A y la cilindrada unitaria V :

La fórmula es:

$$Pi = \frac{pi \times V \times n}{120}$$

Ecuación 1.28

En donde:

Pi: Potencia indicada en caballos vapor (CV)

pi: presión media (Kgf/cm²)

V: Cilindrada unitaria (litros L)

n: Número de revoluciones por minuto (rpm) del motor

Nota: El valor de la potencia máxima que se obtiene de la gráfica después de ubicar al vehículo en el banco de pruebas, es el valor que se suele colocar como dato de la potencia indicada.

En este caso se supone, que el valor de la presión indicada (pi) equivale al valor de la relación de compresión ($pi \approx r$, en Kgf/cm²) y la cilindrada unitaria (V = 0,1498 lts).

Esto se realiza con el fin de comprobar el resultado con el dato original. Por ello, se tiene que:

$$Pi = \frac{12 \frac{kgf}{cm^2} \times 0,1498 \text{ lts} \times 10000}{900}$$

$$Pi = 79,89 CV$$

La potencia indicada calculada $Pi = 79,89 CV$ equivale en caballos de fuerza (hp) a $Pi = 78,79 hp$, el cual es un valor muy cercano al valor original que es de $75 hp \approx 56KW$.

1.1.11.2. Potencia efectiva

La potencia efectiva es el resultado del producto del par del motor por el régimen de giro.

La potencia efectiva se conoce también como potencia al freno, ya que se mide empleando un dispositivo frenante, que aplicado al eje del motor, se opone al par motor permitiendo medir su valor.

Nota: el valor del par máximo se obtiene de los resultados del banco dinamométrico.

La relación es:

$$P_e = \frac{M_d \times n}{9550} \qquad \text{Ecuación 1.29}$$

1.1.11.3. Potencia absorbida

Se denomina potencia absorbida (P_a) a la diferencia entre la potencia indicada (P_i) y la efectiva (P_e):¹²

$$P_a = P_i - P_e \qquad \text{Ecuación 1.30}$$

¹² José. (5 de Febrero de 2012). *Pasión por la Técnica*. Recuperado el 18 de Febrero de 2014, de Potencia en motores de combustión interna: <http://pasionporelmotor.blogspot.com/2012/02/potencia-en-motores-de-combustion.html>

1.2. Parámetros físicos del múltiple de escape

El múltiple de escape es el encargado de evacuar los gases productos de la combustión hacia la atmósfera. El estudio de este sistema es importante ya que interviene en el proceso de renovación de carga en el motor.

1.2.1. Proceso de Renovación de la carga en el motor

El proceso de renovación de la carga de un motor consiste, en evacuar los gases quemados del ciclo anterior y reemplazarlos con carga fresca para ser quemada en el ciclo siguiente. Este proceso se realiza durante una de las dos vueltas necesarias para completar el ciclo. La evacuación de los gases quemados en el ciclo anterior se realiza durante la carrera de escape y el posterior llenado de los cilindros de carga fresca, durante la carrera de admisión.

El proceso de renovación de la carga tiene una gran influencia sobre las prestaciones de los motores de combustión interna alternativos (MCIA). En primer lugar, para quemar el combustible es necesaria una determinada cantidad de aire que ha de ser suministrada durante este proceso. De esta manera, la potencia máxima que se puede obtener del motor está limitada por la cantidad de aire introducida en los cilindros.¹³

Los fenómenos físicos más relevantes en el proceso de renovación de carga son: los rozamientos, la compresibilidad del flujo, los efectos de inercia del flujo, los efectos de ondas y la transmisión de calor. El impacto de cada uno de estos fenómenos sobre el proceso de renovación de la carga va a venir determinado por las condiciones de funcionamiento y de diseño de los elementos del motor. Se puede afirmar que todos los elementos que hay en las líneas de admisión y escape del motor van a tener gran influencia en el proceso de renovación de carga.¹⁴

¹³ PAYRI, F., & DESANTES, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. (Reverté, Ed.) Barcelona, España: Universidad Politécnica de Valencia. p.202

¹⁴ PAYRI, F., & DESANTES, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Op. Cit. p.203

La siguiente ecuación, muestra la relación que existe entre la potencia del motor y el rendimiento volumétrico.

$$P = \eta_f \cdot \dot{m}_a \cdot F \cdot P_{ci}$$

$$P = \eta_f \cdot \eta_{volumetrico} \cdot \rho_{ref} \cdot V_d \cdot N \cdot i \cdot F \cdot P_{ci} \quad \text{Ecuación 1.31}$$

Por lo tanto, se debe analizar la forma de mejorar el rendimiento volumétrico, al modificar los elementos que componen los sistemas admisión y escape.

Donde:

η_f : Eficiencia de transformación del combustible en energía útil,

$\eta_{volumetrico}$: Rendimiento volumétrico

ρ_{ref} : Densidad de referencia a la entrada del cilindro

V_d : cilindrada

N : Régimen de giro

i : Número de ciclos de potencia por revolución (0,5 para motor de 4 tiempos y 1 para motor de 2 tiempos)

F : Dosado de combustible

P_{ci} : Poder calorífico inferior de la gasolina

1.2.1.1. Flujo en los conductos de escape

El flujo en los conductos de admisión y escape tiene carácter no estacionario, cuyo origen se encuentra en el flujo inducido a través de las válvulas por los procesos de llenado y vaciado de los cilindros.¹⁵

1.2.1.2. Ondas de presión en los conductos de escape

Las ondas de presión que circulan por los conductos de escape pueden ser de dos tipos: ondas de compresión u ondas de rarefacción.

¹⁵ PAYRI, F., & DESANTES, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Op. Cit.p. 174

Onda de compresión.- es aquella, en la que las partículas se desplazan en el mismo sentido de propagación de la onda. Esta onda empuja a las partículas a su paso.

Onda de rarefacción.- aquí la velocidad de las partículas tiene sentido contrario a la de propagación de la onda. Es decir esta onda succiona a las partículas.

Cabe recalcar que la onda de rarefacción es el resultado de la reflexión de la onda de compresión en el extremo del conducto abierto del escape.

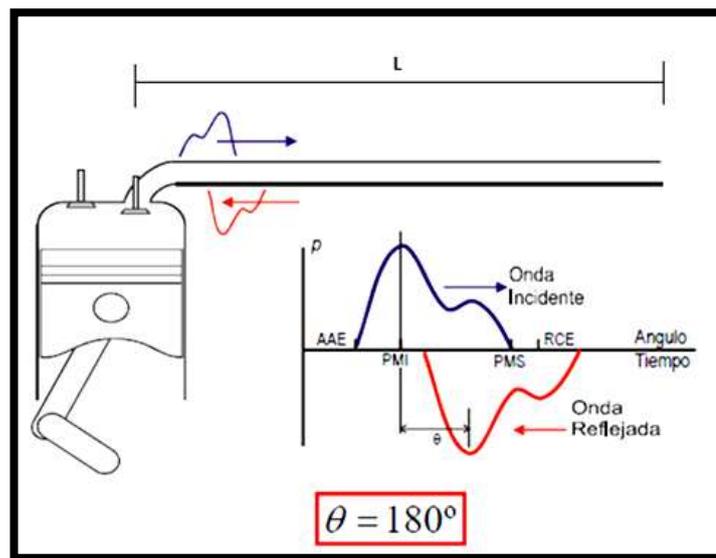


Figura 1. 14. Ondas de presión en los conductos de escape

Fuente: <http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L2-3.%20Renovaci%C3%B3n%20de%20la%20carga.%20Distribuci%C3%B3n%20y%20sintonizado.pdf>

El pulso de presión en el escape genera una onda que tiene dos picos, el primero producido por la descarga espontánea del cilindro y el segundo producido por la descarga inducida por el movimiento del émbolo.

Esta onda es de sobrepresión. La cual puede ser reflejada en los elementos de la línea de escape en que haya un cierto volumen como una onda de rarefacción que retorna hacia las válvulas de escape.

1.2.1.3 Efecto de las ondas de presión

La onda de rarefacción reflejada puede producir dos tipos de beneficios en el motor. Por una parte, si la onda reflejada llega durante el cruce de válvulas puede producir un efecto de succión que ayuda a evacuar los gases del cilindro, a reducir residuales y eventualmente a producir cortocircuito desde la admisión al escape. Por otra, si la onda de rarefacción llega durante la carrera de escape reducirá la presión en la válvula y por lo tanto el trabajo de bombeo.¹⁶

Se dice que el colector de escape está sintonizado cuando la onda de rarefacción llega durante el cruce de las válvulas, lo cual puede llevar a mejorar hasta un 5% del rendimiento volumétrico.

La fórmula que determina la longitud de los conductos, para ser sintonizados es:

$$L = \frac{\theta \cdot a_0}{4 \cdot \pi \cdot n} \qquad \text{Ecuación 1.32}$$

En donde:

L: longitud de los conductos sintonizados

θ : Ángulo de desfase de la onda de rarefacción (180° o 90°)

a_0 : Velocidad del gas (generalmente mayor a la velocidad del sonido)

n: régimen de giro

A continuación se presenta una gráfica de las velocidades del gas en los conductos de escape. Estas velocidades son generalmente mayores a las del sonido, debido a las altas presiones de combustión en el motor.

¹⁶ PAYRI, F., & DESANTES, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Op. Cit.p.227

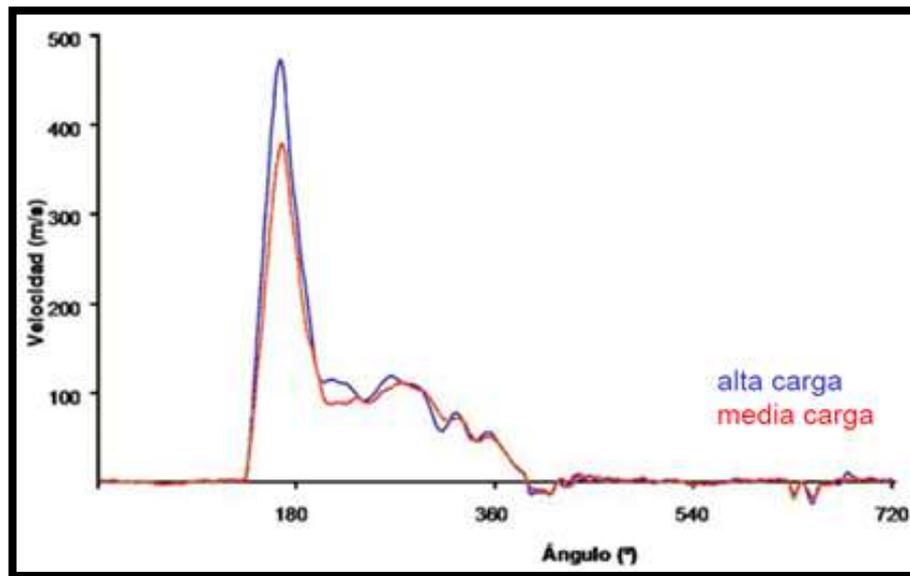


Figura 1. 15. Velocidades del gas en el escape

Fuente:<http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L2->

[3.%20Renovaci%C3%B3n%20de%20la%20carga.%20Distribuci%C3%B3n%20y%20sintonizado.pdf](#)

CAPITULO II

DISEÑO DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600

2.1. Reconocimiento de la necesidad

El motor Yamaha FZR600 al ser utilizado para desplazar al vehículo monoplace que participará en la competencia Formula Student, y siendo factores importantes el rendimiento y la potencia del motor, se hace necesaria la búsqueda e implementación de la mejor configuración y forma adecuada del múltiple de escape, que ayude a mejorar dichos factores y además cumpla con las normas del reglamento que exige la competencia.

La Fórmula Student, también conocida como Fórmula SAE (*Society of Automotive Engineers*), es una competencia entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería, donde los miembros del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten un pequeño pero potente monoplace.¹⁷

2.2. Definición del problema

La ubicación del motor Yamaha FZR600 dentro del chasis del vehículo, hace que la configuración del múltiple de escape original no se acomode dentro del espacio asignado para el motor, por lo que se hace necesario implementar un nuevo diseño del múltiple de escape.

Las características del múltiple de escape que se deben tomar en cuenta para el diseño son:

- a) El flujo de los gases combustionados hacia el exterior
- b) La reducción de la fricción de los gases con las paredes de los conductos de escape.
- c) Disponer de un orificio para ubicar el sensor de oxígeno o sonda lambda.

En el diseño del múltiple se debe considerar criterios como:

¹⁷ *Wikipedia*. (16 de Marzo de 2014). Recuperado el 6 de Abril de 2014, de Wikipedia la enciclopedia libre: http://es.wikipedia.org/wiki/F%C3%B3rmula_Student

- Tipo de configuración del múltiple o colector de escape
- Diámetro y longitud de los conductos
- Sintonizado del colector

2.3. Normas del reglamento Formula SAE 2014 para el sistema de escape.¹⁸

SISTEMA DE ESCAPE Y CONTROL DE RUIDO

Sistema de escape general

La Salida del escape debe colocarse de forma que el conductor no se someta a los humos a cualquier velocidad teniendo corriente de aire del coche.

La salida de escape (s) no debe extenderse más de 45 cm (17,7 pulgadas) por detrás de la línea central del eje trasero, y no deberá ser más de 60 cm (23.6 pulgadas) por encima del suelo.

Cualquiera de los componentes de escape (headers, mufflers, etc.) que sobresalen del lado del cuerpo del bastidor (roll Hoop), deben estar apantallados para evitar el contacto de las personas que se acercan al coche o del conductor que sale del coche.

Procedimiento de medición de ruido

Se medirá el nivel de sonido durante una prueba estática. Las mediciones se harán con un micrófono de campo libre colocado en un lugar libre de obstrucciones en el nivel de salida de escape, estará a 0,5 m (19,68 pulgadas) desde el extremo de la salida de escape, en un ángulo de 45° con la salida en el plano horizontal. La prueba se llevará a cabo con la caja de cambios en neutro.

Velocidades de ensayo

La velocidad de prueba para un motor dado será la velocidad del motor que corresponde a una velocidad media del pistón de 914,4 m / min (3.000 pies/min) para motores de automóviles o motocicletas, y 731,5 m/min (2.400 pies/min) para "motores industriales". La velocidad calculada se redondea a las 500 rpm más

¹⁸ *SAE International*. (2013). Recuperado el 9 de Enero de 2013, de SAE International 2014 Formula SAE® Rules: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

cercanas. Las velocidades de prueba para motores típicos serán publicadas por los organizadores.

Nivel máximo de sonido

El nivel sonoro máximo permitido es de 110 dB.

Nivel de ruido en la Repetición de la prueba

Es opción de los funcionarios, medir el ruido en cualquier momento durante la competición. Si un vehículo no pasa la prueba de ruido, se retirará de la competición hasta que se haya modificado y volver a pasar la prueba de ruido.

2.4. Múltiple o colector de escape.

El múltiple o colector de escape es el elemento que se encarga de evacuar los gases quemados tras la combustión hacia la línea de escape. El aspecto es similar al colector de admisión pero los materiales son diferentes debido a las altas temperaturas que pueden alcanzar. Suelen fabricarse en fundición de hierro para motores de producción en serie. Para motores de competición o de muy altas prestaciones se fabrican con tubos soldados de acero inoxidable con el fin de poder adoptar geometrías más complejas.¹⁹



Figura 2. 1.Colector de escape Honda Civic VTI

Fuente: <http://www.braccessorios-auto.com/colectores-de-escape/212-colectores-escape-bmw-e30.html>

¹⁹ GONZÁLEZ CALLEJA, D. (2012). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares Gs 12 Cf.* Madrid, España: Paraninfo. p.75

2.4.1 Configuraciones de los múltiples de escape.

Generalmente hay tres tipos de configuraciones de los múltiples de escape, las cuales son:

- Configuración 4-2-1
- Configuración 4-1
- Y el escape doble

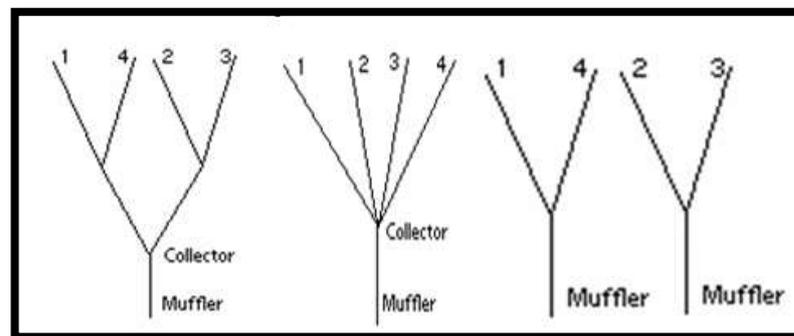


Figura 2. 2. Configuraciones de los múltiples de escape
Fuente: FSAE Intake/Exhaust System. Vanderbilt University Senior Design Project

Las configuraciones que más se utilizan en los vehículos de competencia Formula Student, son: la configuración 4-1 y la configuración 4-2-1.

A continuación se describen cada una de las configuraciones.

2.4.1.1. Configuración 4-2-1

La configuración 4-2-1 consiste en la unión de dos pares de colectores, y sus salidas se juntan en un solo conducto, para dirigirse al silenciador. Esta configuración también es conocida como “3Y” por la forma de sus uniones.

En esta configuración se crean dos ondas de presión lo cual hace que se obtenga la potencia máxima a una gama media de revoluciones.



Figura 2. 3. Múltiple de escape de Dalhousie Formula SAE (Configuración 4-2-1)
Fuente: <https://blogs.dal.ca/formulaSAE/page/3/>

2.4.1.2. Configuración 4-1

En la disposición 4-1, los cuatro tubos primarios de los colectores se encuentran en una forma cónica y convergen con el diámetro del silenciador.

En esta configuración se crea una sola onda de presión con mayor amplitud, la cual actuará en un solo intervalo de revoluciones, generalmente a altas rpm del motor. Este tipo de disposición es más común en motos de competencia.



Figura 2. 4. Múltiple de escape de UC Davis Formula SAE
Fuente: <http://mae.engr.ucdavis.edu/~fsae/>

2.4.1.3. Configuración de escape doble

La configuración de escape doble consiste, en que la unión de cada par de colectores sale hacia un silenciador. Es decir se tienen dos silenciadores, uno para cada salida de los dos colectores.

2.5. Longitud y diámetro de los conductos para el múltiple de escape.

Para determinar el diámetro y la longitud de los conductos para el diseño del múltiple de escape, se tienen varias fórmulas empíricas, las mismas que pertenecen a libros de preparación de vehículos para competencia y a páginas web publicadas por preparadores de vehículos. A continuación se presentan tres grupos de fórmulas de diferentes fuentes:

2.5.1. Fórmulas Del libro “Four Stroke Performance Tuning”.²⁰

Las fórmulas que se presentan a continuación son para el diseño de los sistemas de escape 4-1 y el sistema 4-2-1.

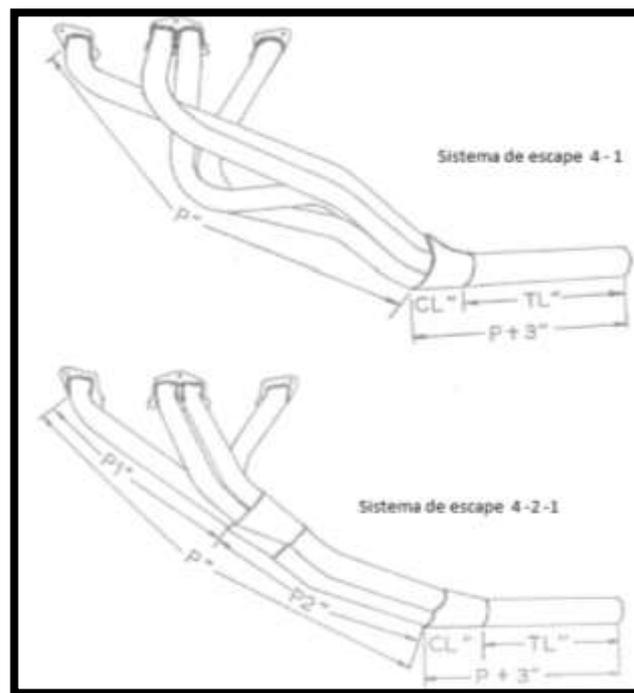


Figura 2. 5. Sistemas de escape para un motor de cuatro cilindros

Fuente: Bell, A. (2006). “*FOUR- STROKE PERFORMANCE TUNING*” (Tercera edición ed.). Haynes Publishing.p.277

²⁰ GRAHAM BELL, A. (2006). *Four-stroke Performance Tuning* (Tercera ed.). Haynes Publishing. p.283

– **Longitud del conducto o colector primario p**

$$p = \frac{850 * ED}{rpm} - 3 \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

p: longitud del colector primario (plg).

ED: 180° más los grados de apertura de la válvula de escape.

rpm: número de revoluciones por minuto a la que se quiere sintonizar el motor.

Para determinar la longitud de p_1 y p_2 se tiene la condición de que la longitud de p_1 debe ser mayor o igual a 15 pulgadas ($p_1 \geq 15$ plgs).

Y

$$p_2 = p - p_1 \quad \text{Ecuación 2.2}$$

– **Diámetro del colector primario**

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P+3)*25}} * 2.1 \quad \text{Ecuación 2.3}$$

En donde:

ID: diámetro del colector primario (plg).

cc: volumen del cilindro en centímetros cúbicos,

p: longitud primaria (plg).

– **Longitud del colector secundario**

$$Ls = p + 3 \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde:

Ls: Longitud del colector secundario (plg)

p: longitud del colector primario (plg)

3: valor en pulgadas

– **Diámetro del colector secundario**

$$IDS = \sqrt{ID^2 * 2} * 0.93$$

Ecuación 2.5

En donde:

IDS: Diámetro del conducto secundario

ID: diámetro del primario calculado.

2.5.1.1. Cálculo.

Los datos para el cálculo son:

Datos	
ED	(180°+ 48°+20°)= 248°
rpm	10000
<i>p</i>₁	15 plg
cc	149,75 cm ³

Tabla 2. 1. Datos para el cálculo (primer grupo de fórmulas).

Fuente: Los autores

Al introducir los datos en las fórmulas se tiene:

La longitud del colector primario:

$$p = \frac{850 * ED}{rpm} - 3$$

Ecuación 2.1

$$p = \frac{850 * 248}{10000} - 3$$

$$p = 18,08 \text{ plg}$$

Reemplazando los valores de **p** y ***p*₁** en la ecuación 2.2, se obtiene la longitud de ***p*₂**:

$$p_2 = p - p_1$$

Ecuación 2.2

$$p_2 = 18,08 - 15$$

$$p_2 = 3,08 \text{ plg}$$

El Diámetro del conducto primario:

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P+3)*25}} * 2.1 \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$ID = \sqrt{\frac{149,75}{(18,08 + 3) * 25}} * 2.1$$

$$ID = 1,12 \text{ plg}$$

La longitud del colector secundario es:

$$L_s = p + 3 \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$L_s = 18,08 \text{ plg} + 3 \text{ plg}$$

$$L_s = 21,08 \text{ plg.}$$

Y el diámetro del conducto secundario es:

$$IDS = \sqrt{ID^2 * 2} * 0.93 \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$IDS = \sqrt{(1,12)^2 * 2} * 0.93$$

$$IDS = 1,47 \text{ plg.}$$

2.5.2. Fórmulas del libro "Preparación de Motores de Serie para Competición".²¹

- **Longitud del colector**

$$Lc = \frac{13000 * Ge}{rpm * 6} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

En donde

Lc= longitud del colector (cm)

Ge=valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape

rpm = número de revoluciones por minuto máximas del motor.

- **Diámetro del colector primario**

$$\theta c = 2 * \sqrt{\frac{Vc * 2}{Lc * \pi}} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

En donde

Vc=volumen unitario del cilindro (cm^3)

Lc= longitud del colector encontrada en la fórmula anterior (cm)

Si los colectores son curvos, se debe adicionar el 10% a la longitud y al diámetro.

- **Diámetro del colector secundario**

$$\theta cs = 2 * \sqrt{\frac{Vt}{Lc * \pi}} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

En la cual:

Vt: cilindrada del motor (cm^3)

Lc= longitud del colector (cm)

²¹ GILLIERI, S. (2007). *Preparación de motores de serie para competición*. Barcelona, España: Ceac.

- **Longitud del colector secundario**

Generalmente se la dimensiona con un múltiplo de la longitud del colector primario.

2.5.2.1. Cálculo.

Los datos para este grupo de fórmulas son:

Datos	
Ge	$(180^\circ+20^\circ+48^\circ)= 248$
rpm	10000
Vc	$149,75 \text{ cm}^3$
Vt	600 cm^3

Tabla 2. 2.Datos para el cálculo (segundo grupo de fórmulas).
Fuente: Los autores

Debido a que los colectores primarios serán curvados, se les añadirá el 10% a los valores del diámetro y longitud calculados.

- **Longitud del colector**

$$Lc = \frac{13000 * Ge}{rpm * 6} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

$$Lc = \frac{13000 * 248}{10000 * 6}$$

$$Lc = 53,73 \text{ cm}$$

Longitud del colector adicionando el 10 %.

$$Lc = 53,73 \text{ cm} + [53,73 \text{ cm} * (0,1)]$$

$$Lc = \mathbf{59,10 \text{ cm}}$$

- **Diámetro del colector primario**

$$\theta_c = 2 * \sqrt{\frac{V_c * 2}{L_c * \pi}}$$

Ecuación 2.7

$$\theta_c = 2 * \sqrt{\frac{149,75 * 2}{53,73 * \pi}}$$

$$\theta_c = 2,66 \text{ cm}$$

Diámetro del colector primario más el 10% de su valor.

$$\theta_c = 2,66 \text{ cm} + [2,66 \text{ cm} * (0,1)]$$

$$\theta_c = 2,92 \text{ cm}$$

- **Diámetro del colector secundario**

$$\theta_{cs} = 2 * \sqrt{\frac{V_t}{L_c * \pi}}$$

Ecuación 2.8

$$\theta_{cs} = 2 * \sqrt{\frac{(600 \text{ cm}^3)}{(53,73 \text{ cm}) * \pi}}$$

$$\theta_{cs} = 5,33 \text{ cm}$$

- **Longitud del colector secundario**

En este caso, para darle un valor a la longitud del colector secundario, se asume la analogía de la ecuación 2.4. Obteniéndose lo siguiente:

$$L_s = p + 3$$

Ecuación 2.4

La ecuación para este caso quedaría como:

$$L_s = L_c + 3 (2,54)$$

$$L_s = L_c + 7,62 \text{ cm}$$

$$L_s = 53,73 \text{ cm} + 7,62 \text{ cm}$$

$$L_s = 61,35 \text{ cm.}$$

Nota: Para establecer las dimensiones de p_1 y p_2 , se utilizan las relaciones descritas en las fórmulas del libro “Four Stroke Performance Tuning”, dando como resultado lo siguiente:

$$p_1 = 15 \text{ plg} \approx 38,1 \text{ cm}$$

Entonces, utilizando la ecuación 2.2, se tendría:

$$p_2 = p - p_1 \tag{Ecuación 2.2}$$

Al cambiar la nomenclatura quedaría:

$$p_2 = L_c - 38,1 \text{ cm}$$

En donde p_2 sería:

$$p_2 = (59,10 - 38,1) \text{ cm}$$

$$p_2 = 21 \text{ cm}$$

2.5.3. Fórmulas de la página web " Fórmulas para fabricar headers".²²

- **Diámetro del colector primario.**

Este valor se debe conocer.

- **Longitud del colector primario**

$$L_p = \frac{25725*(D-0,5*C-60)*(273+T_e)^{0,5}}{22*N} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde:

L_p : Longitud del colector primarios (mm)
D: permanencia en grados del escape
C: permanencia en grados del cruce de la leva
Te: temperatura de gases de escape (°C)
N: revoluciones del motor (rpm)

- **Diámetro del colector secundario**

Despejando el diámetro del colector secundario S, de la ecuación de relación de áreas nos queda:

$$S = P * \sqrt{A - (N_c - 1)} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde:

A: relación de áreas. (A = 6 para motores de 4 cilindros)
P: diámetro interior de los primarios (mm)
S: diámetro interior del secundario (mm)
 N_c : cantidad de conductos primarios que se juntan

²² LOAYZA, X. (28 de Marzo de 2014). *Formula para fabricar header*. Recuperado el 8 de Mayo de 2014, de Scribd: <https://es.scribd.com/doc/214972526/Formula-Para-Fabricar-Header>

– **Longitud del colector secundario o bajada del escape**

$$L = \frac{9 \cdot 10^5 \cdot (T_e + 273)^{0,5}}{N \cdot n}$$

Ecuación 2.11

Donde:

T_e = temperatura de gases de escape (en °C)

L = largo de bajada (mm)

N = revoluciones del motor (rpm)

n = cantidad de cilindros

2.5.3.1. Cálculo

Datos	
D	248°
C	41°
T_e	800°C
N	10000
P	31,75mm
A	6
N_c	4
n	4

Tabla 2. 3. Datos para el cálculo (tercer grupo de fórmulas)

Fuente: Los autores

– **Diámetro del colector primario:**

En este caso no hay una fórmula para determinar el valor del diámetro del colector primario, por lo tanto dicho valor se obtiene midiendo con un calibrador el diámetro de los conductos de salida de escape en la culata del motor.

En donde el diámetro del colector primario (p) es igual a 31,75 mm

– **Longitud del colector primario**

$$L_p = \frac{25725 \cdot (D - 0,5 \cdot C - 60) \cdot (273 + T_e)^{0,5}}{22 \cdot N}$$

Ecuación 2.9

$$L_p = \frac{25725 * (248 - 0,5 * 41 - 60) * (273 + 800)^{0,5}}{22 * 10000}$$

$$L_p = 641,57 \text{ mm}$$

– Diámetro del colector secundario

Para determinar el diámetro del colector secundario en una configuración del múltiple de escape 4-2-1, se realiza el cálculo dos veces, debido a que las primeras uniones juntan dos pares de colectores, obteniéndose dos salidas que nuevamente se juntan para formar al final el colector secundario.

Para las uniones de cuatro colectores a uno solo, la relación de áreas es igual a 6. Entonces como se requiere unir dos colectores a uno solo, la relación de área debe ser igual a 3, es decir a la mitad que de la configuración de cuatro a uno. Y como al final se unen los dos pares de colectores (2-1), la relación de áreas también es igual a 3.

$$S = P * \sqrt{A - (N_c - 1)} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

Para el primer cálculo $A = 3$

$$S = (31,75 \text{ mm}) * \sqrt{3 - (2 - 1)}$$

$$S = (31,75 \text{ mm}) * \sqrt{2}$$

$$S = 44,90 \text{ mm}$$

Ahora $S = P$ y se repite el cálculo con $A = 3$.

$$S = (44,90 \text{ mm}) * \sqrt{3 - (2 - 1)}$$

$$S = (44,90 \text{ mm}) * \sqrt{2}$$

$$S = 63,49 \text{ mm}$$

– Longitud del colector secundario o bajada del escape

$$L = \frac{9 \cdot 10^5 \cdot (T_e + 273)^{0,5}}{N \cdot n} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$L = \frac{9 \cdot 10^5 \cdot (800 + 273)^{0,5}}{10000 \cdot 4}$$

$$L = 737,02 \text{ mm}$$

2.5.4. Resultados de los tres grupos de fórmulas

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos al aplicar los diferentes grupos de fórmulas para determinar las dimensiones de los elementos que conforman el múltiple de escape. Éstos son:

CONFIGURACION 4-1 y 4-2-1	RESULTADOS G1	RESULTADOS G2	RESULTADOS G3	unidades
Longitud del colector primario	0,46	0,591	0,64	m
Diámetro del colector primario	1,12	1,15	1,25	plg.
Diámetro del colector secundario	1,47	2,10	2,50	plg.
Longitud del colector secundario	0,535	0,61	0,737	m
p_1	0,381	0,381	0,381	m
p_2	0,078	0,21	0,26	m

Tabla 2. 4. Resultados de los tres grupos de fórmulas

Fuente: Los autores

Los valores de los diámetros del colector primario y secundario se expresan en pulgadas, debido a que la comercialización de los tubos se realiza en estas unidades.

De acuerdo a la tabla 2.4 los valores de las longitudes del colector primario y secundario tienen ciertas variaciones, lo cual no permite establecer una medida exacta a elegir para el diseño. La medida del colector secundario es dependiente de la medida del colector primario., por lo que, éstas medidas se determinarán mediante la fórmula 1.32 para sintonizar el colector de escape.

En cuanto al valor del diámetro del colector primario y secundario se determina mediante el promedio de los resultados de los tres grupos de fórmulas, y se escoge el valor más cercano al valor del tubo que se comercializa en nuestro medio. Por lo que se tiene que: para el colector primario se utilizara un diámetro de conducto de 1'' ¼, y para el colector secundario un conducto con un diámetro de 2''.

2.5.4.1. Longitud para sintonizar el múltiple de escape

Mediante la ecuación 1.32 se determina la longitud adecuada para sintonizar el múltiple de escape.

El análisis de la fórmula para sintonizar el colector de escape, indica que: las longitudes grandes de los colectores sirven para obtener el par o la potencia máxima a bajas revoluciones, en cambio las longitudes pequeñas son para alcanzar el par o potencia máxima a altas revoluciones.

Los datos para sintonizar el múltiple de escape son:

Datos	
θ	180°
a_0	450 m/s
N	10000 rpm

Tabla 2. 5. Datos para determinar la longitud del múltiple de escape sintonizado
Fuente: Los autores

Por ello se tiene:

2.5.4.1.1. Cálculo.

$$L = \frac{\theta \cdot a_0}{4 \cdot \pi \cdot n} \quad ; \quad L = \frac{(180) \cdot (450)}{4 \cdot \pi \cdot (10000)}$$

$$L = 0,6445m$$

2.5.5. Datos para el diseño del múltiple de escape

En la tabla 2.6, se muestran los valores para el diseño de modelos de múltiples de escape con configuraciones 4-1 ó 4-2-1.

CONFIGURACION DE ESCAPE 4-1 ó 4-2-1 SINTONIZADOS	RESULTADOS	Unidades
Longitud del colector primario	0,64	m
Diámetro del colector primario	1" 1/4	plg
Diámetro del colector secundario	2	plg
Longitud del colector secundario	0,72	m
p_1	0,381	m
p_2	0,26	m

Tabla 2. 6. Longitudes y diámetros de los conductos, para el múltiple de escape
Fuente: Los Autores

Una vez conocidas las medidas de los elementos que componen el múltiple de escape, se procede a la elección de la configuración para el diseño.

2.6. Elección de la configuración para el diseño del múltiple de escape

Debido a que el monoplaza es un vehículo con fines de competencia, es necesario obtener la mayor potencia del motor, por lo que la configuración del múltiple de escape que aporta con esta cualidad es la configuración 4 -1, por lo que va a ser ésta, la configuración escogida para ser implementada.

Nota: El múltiple original del motor Yamaha fzr600 tiene este tipo de configuración, por lo que el análisis de los diseño propuestos pueden ser comparados con éste elemento.

2.6.1. Software para diseño

Para dibujar los modelos de múltiples de escape se utiliza el software SOLIDWORKS, el cual facilita dar las dimensiones, la forma y la geometría del elemento, sin interferir con la ubicación de otros componentes. Este software es un programa de diseño asistido por computadora para modelado mecánico.

2.7. Diseños

2.7.1. Diseños propuestos

Los diseños que se proponen a continuación se establecieron con la configuración 4-1 y las medidas de la tabla 2.6. En donde hay variaciones como: la forma de la unión 4-1, las medidas de los diámetros del colector primario y el tipo de radios de curvatura.

#	Diseño	Características
1		<ul style="list-style-type: none">• Colector primario con diámetros de 1 ¼ plg y 1 ½ plg.• Radios de curvatura muy pequeños.
2		<ul style="list-style-type: none">• Colector primario con diámetro de 1 ½ plg, entradas rectas y con radios de curvatura pequeños.

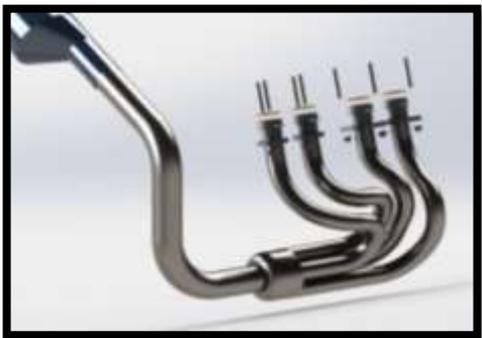
3		<ul style="list-style-type: none"> • Diámetros del colector primario de 1 ½ plg y radios de curvatura complejos para la construcción.
4		<ul style="list-style-type: none"> • Tubos del colector primario con diámetros de 1 ½ plg y entradas con recta con gran longitud
5		<ul style="list-style-type: none"> • Colector primario con diámetros de 1 ¼ plg y radios de curvatura mayores.
6		<ul style="list-style-type: none"> • Tubos del colector primario con diámetros de 1 ½ plg. • Radios de curvatura máximos para el espacio disponible.

Tabla 2. 7. Diseños propuestos para el múltiple de escape
Fuente: Los autores

2.7.2. Diseño original

El diseño del múltiple de escape original del motor Yamaha fzr600 se lo realiza con el objetivo de comparar los resultados de los diseños propuestos.

Características del diseño original

- Longitudes del colector primario de 700mm con radios de curvatura grandes
- Configuración 4-1
- Longitudes del colector secundario 650 mm



Figura 2. 6. Múltiple de escape original del motor Yamaha FZR600
Fuente: Los autores

A este diseño se lo define como "diseño 7" para el análisis y observación de resultados.

2.8. Simulación

Las simulaciones basadas en dinámica de fluidos computacional (CFD), se realizan con el fin de reducir costos y mejorar el funcionamiento o rendimiento de un producto o diseño, cambiando sus características físicas o geométricas mediante un ordenador, es decir sin llevarlo a la construcción.

Este proceso permite determinar las variaciones de las propiedades del fluido (velocidad, temperatura, presión, etc.), en diferentes puntos de la geometría de estudio y para diferentes instantes de tiempo.

2.8.1. Software para simulación

La simulación se realiza en el Software ANSYS en el módulo Fluid Flow (CFX), el cual permite realizar análisis de fluidos compresibles-incompresibles y la transferencia de calor en geometrías complejas, permite importar la geometría y mallas, especificar los materiales, condiciones de contorno y los parámetros de solución, resolver los cálculos, ver los resultados y crear informes con las herramientas integradas.

2.8.2. Parámetros para la simulación

- **Geometría de estudio:**

En nuestro caso la geometría de estudio fue importada del software SOLIDWORKS.

- **Enmallado**

El enmallado de la geometría en estudio debe cumplir con un porcentaje no mínimo al 70 %, para poder verificar que las ecuaciones diferenciales convergen, teniendo en cuenta los nodos y la cantidad de elementos que se generan al tener un refinamiento del enmallado.

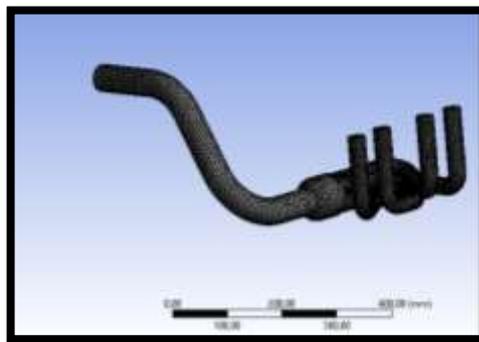


Figura 2. 7. Generación del enmallado de la geometría
Fuente: Los autores

En nuestro estudio el Enmallado total (Average) es de 83,45% lo que indica que es de muy buena calidad y por lo tanto se obtendrá buenos resultados en el análisis.

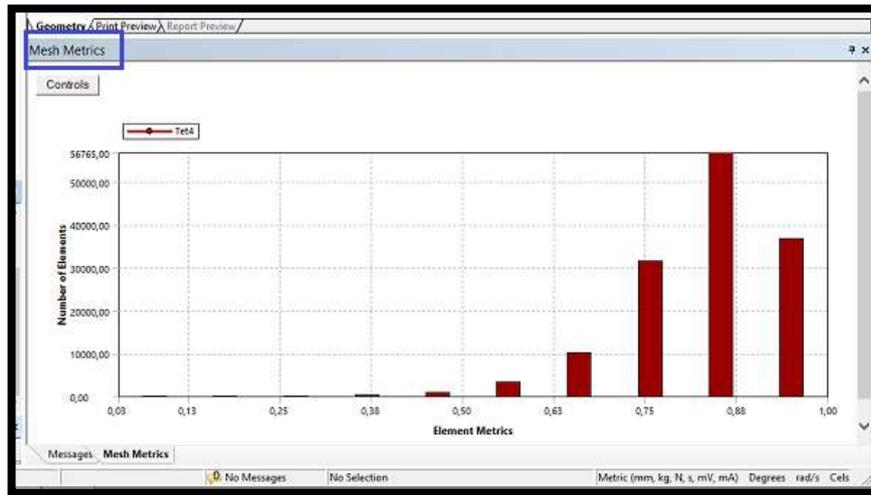


Figura 2. 8. Calidad del enmallado

Fuente: Los autores

- **Definición de la simulación**

El fluido de trabajo para nuestro análisis está en una sola fase y es Aire, el cual se considera un gas ideal.

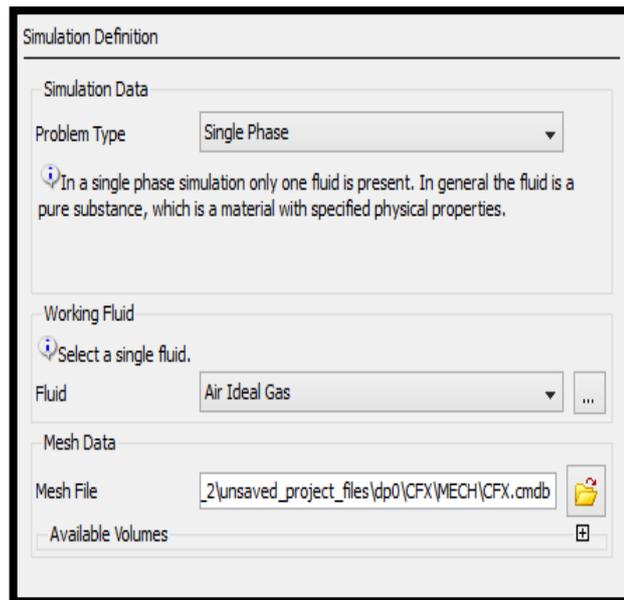


Figura 2. 9. Definición de la simulación

Fuente: Los autores

- **Tipo de análisis**

El análisis que se realiza es de tipo estático, con una referencia de 1 atmósfera con transferencia de calor de energía total y la turbulencia K-épsilon.

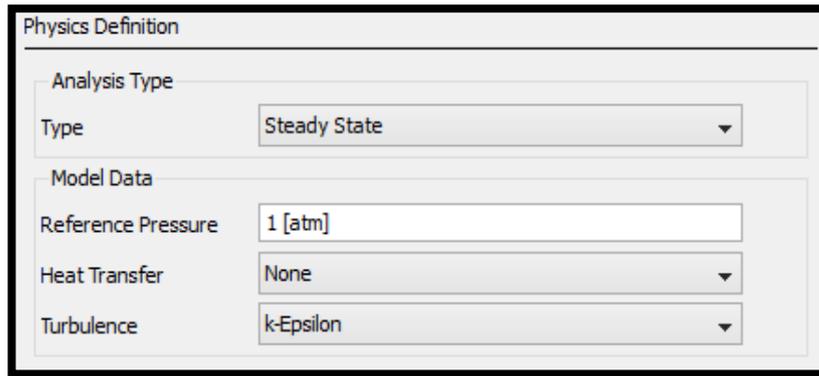


Figura 2. 10. Parámetros físicos
Fuente: Los autores

- **Definición de condiciones iniciales**

Para definir las condiciones iniciales se crean las entradas y salidas del fluido

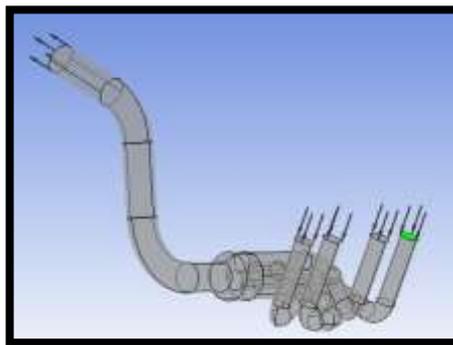


Figura 2. 11. Definición de entradas y salidas
Fuente: Los autores

Se introduce las condiciones iniciales (BOUNDARIES) para la simulación, en donde se especifican los valores de las características del fluido en las entradas y salidas del elemento en estudio.

En el análisis a realizar se considera la presión del proceso de escape cuando el motor funciona a 10000 rpm proporcionando su potencia máxima. En esta condición la cantidad de fluido que circula por el múltiple de escape va a ser el máximo por lo tanto este debe tener un excelente comportamiento dentro del sistema en estudio.

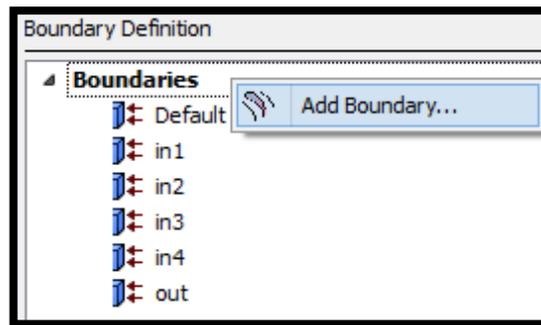


Figura 2. 12. Definición de las condiciones iniciales
Fuente: Los autores

ítem	valores
In1	180000 Pa
In2	180000 Pa
In3	180000 Pa
In4	180000 Pa
Out	101325 Pa

Tabla 2. 8. Valores para las condiciones iniciales
Fuente: Los autores

- **Solución**

En el módulo CFX se ejecuta el análisis

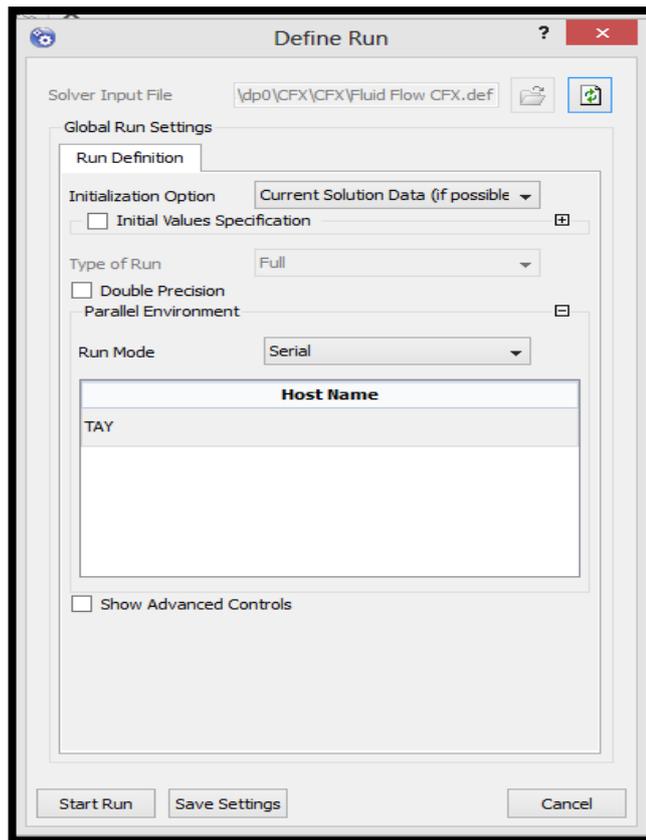


Figura 2. 13. Ejecución del análisis
Fuente: Los autores

- **Resultados**

Las referencias de entrada y salida del fluido en los diseños propuestos son las siguientes:

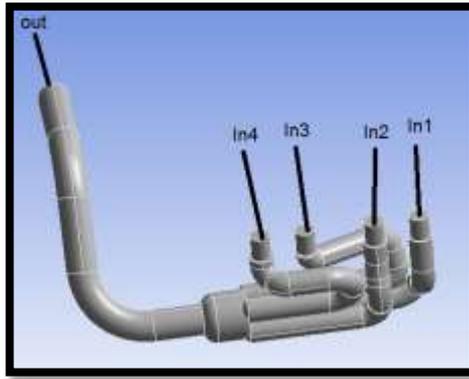


Figura 2. 14. Referencia de entradas y salidas del fluido
Fuente: Los autores

Una vez obtenidos los resultados del análisis de los diseños en el software, se verificará el comportamiento de los valores de presión, velocidad y flujos de aire en el interior del elemento, a fin de optimizar el diseño y evaluar cuál es la mejor alternativa y modelo para llevarlo a la construcción.

2.8.3. Análisis CFX

2.8.3.1. Desarrollo de los modelos de múltiples de escape

Se parte de una configuración de múltiple elegida y diseñada acorde a los requerimientos de trabajo del motor, en donde se considera un funcionamiento para la obtención de par y potencia máximos.

2.8.3.2. Evaluación del diseño

El diseño se evaluará en cuanto a parámetros de: velocidad, presiones y flujo másico, de entrada y salida.

En cuanto a la forma y complejidad, se debe seleccionar un diseño que sea fácil de construir, utilizando materiales, herramientas y maquinarias existentes en nuestro medio, teniendo en cuenta siempre, el costo y la eficiencia del producto.

2.8.3.3. Resultados de comportamiento de propiedades en los diseños en estudio

Los resultados de velocidades y presiones productos de la simulación para cada diseño propuesto, se presentan a continuación:

Diseño 1

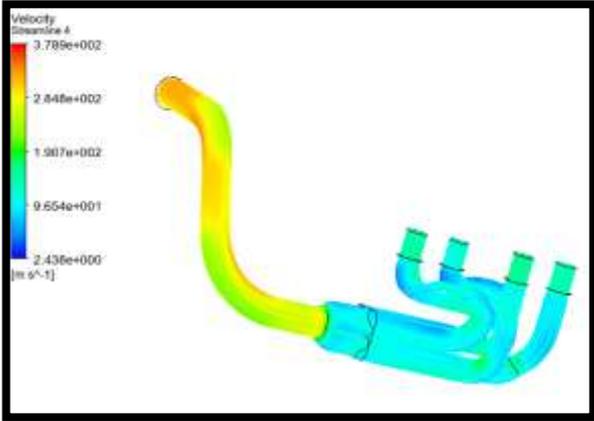
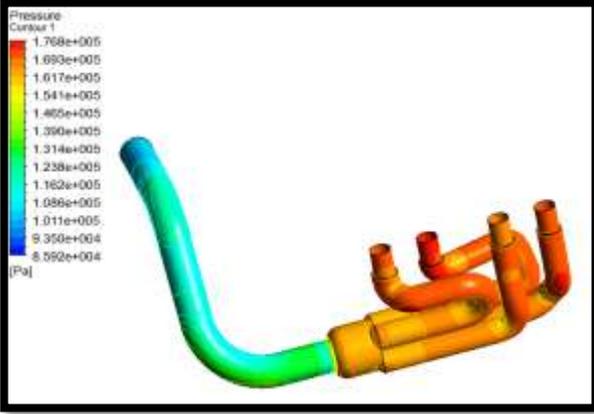
Geometría	
	
Velocidad y flujo másico	
	<ul style="list-style-type: none">• Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 140,40 m/s• La velocidad de salida es de 342m/s• Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,118268 kg/s• Flujo másico de salida es de:0,4763 kg/s
Presión	
	<ul style="list-style-type: none">• Presión promedio de las cuatro entradas es de: 171,25 KPa.• Presión de salida de 100,9 KPa.

Tabla 2. 9. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 1

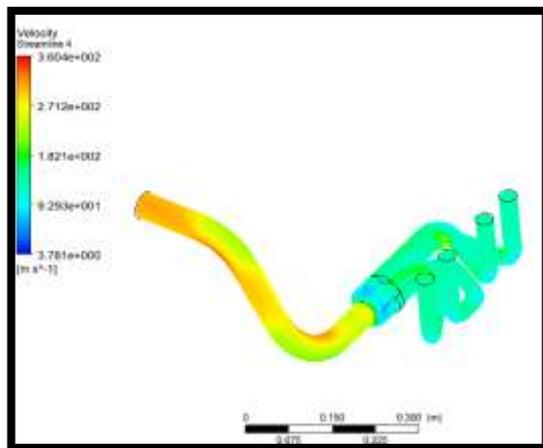
Fuente: Los autores

Diseño 2

Geometría

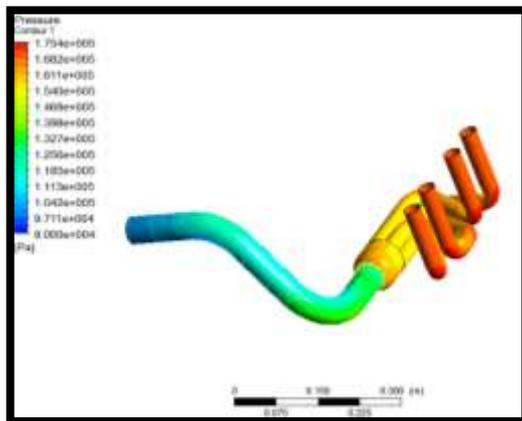


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 138,95 m/s
- La velocidad de salida es de 319.75 m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,098178kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0,402795kg/s

Presión



- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 171,25 KPa.
- Presión de salida de 100,9 KPa.

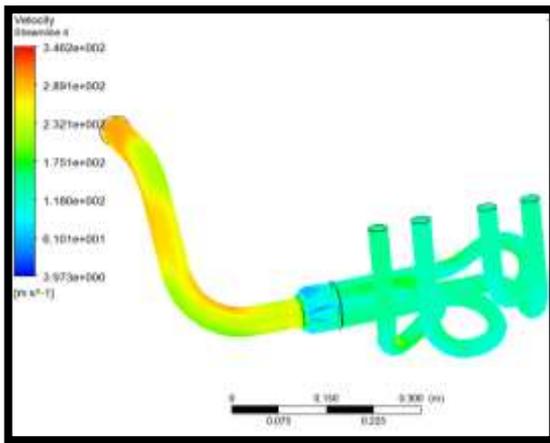
Tabla 2. 10. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 2
Fuente: Los autores

Diseño 3

Geometría

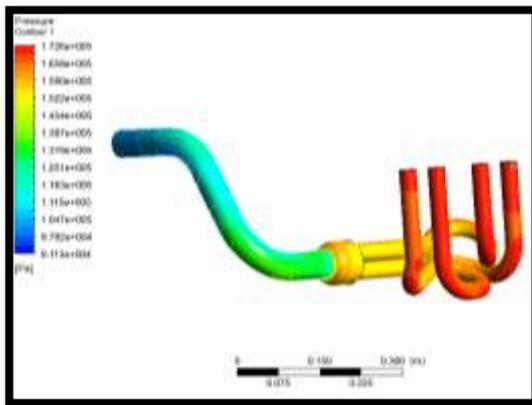


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 137.18m/s
- La velocidad de salida es de 312.66 m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,096884 kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0.384645kg/s

Presión



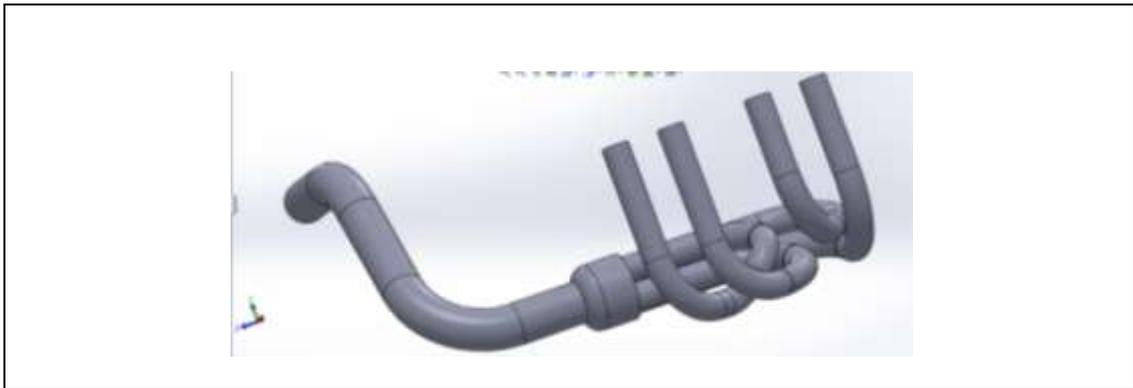
- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 171.45KPa.
- Presión de salida de 101,2 KPa.

Tabla 2. 11. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 3

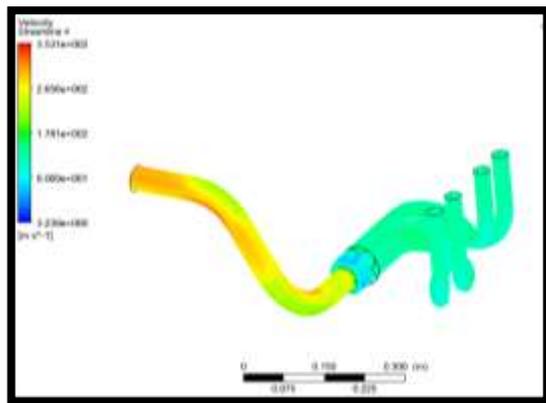
Fuente: Los autores

Diseño 4

Geometría

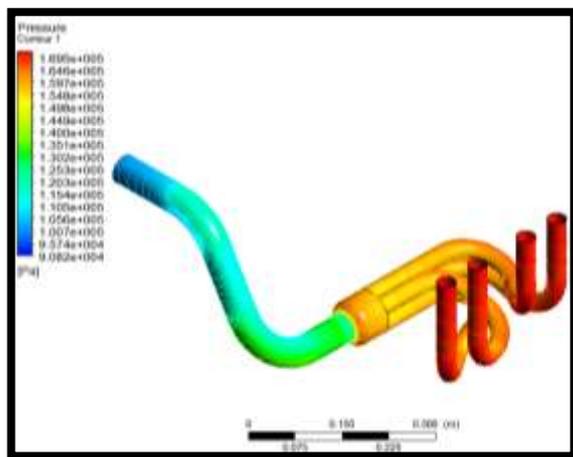


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 138,81m/s
- La velocidad de salida es de 328,24 m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,098110 kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0,389467kg/s

Presión



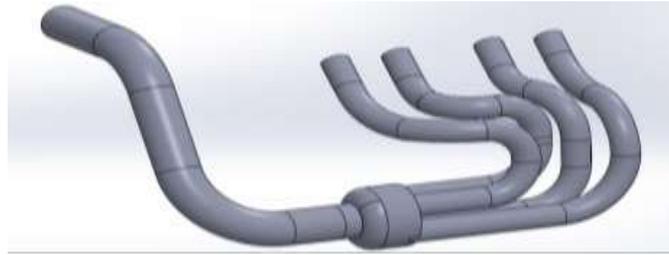
- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 171.25 KPa.
- Presión de salida de 101,1 KPa.

Tabla 2. 12. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 4

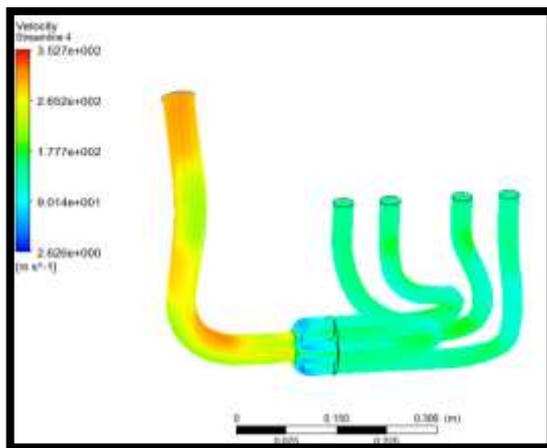
Fuente: Los autores

Diseño 5

Geometría

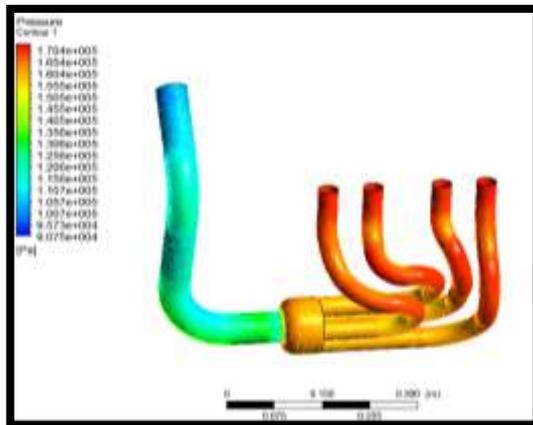


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 143,06 m/s
- La velocidad de salida es de 322.76 m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,099075kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0,391808 kg/s

Presión



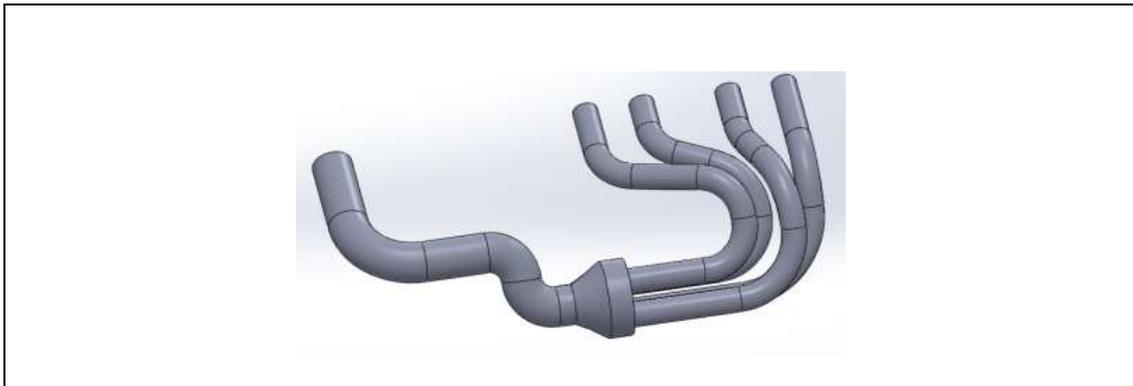
- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 170,53 KPa.
- Presión de salida de 101,1 KPa.

Tabla 2. 13. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 5

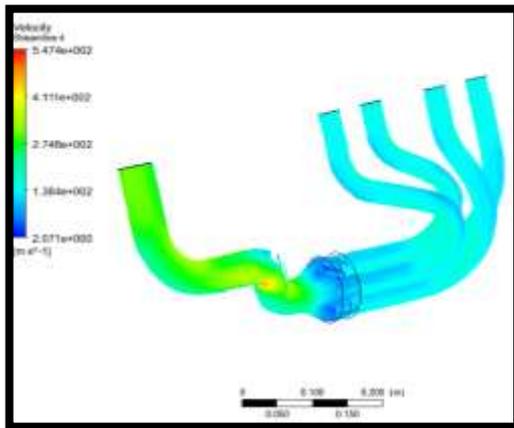
Fuente: Los autores

Diseño 6

Geometría

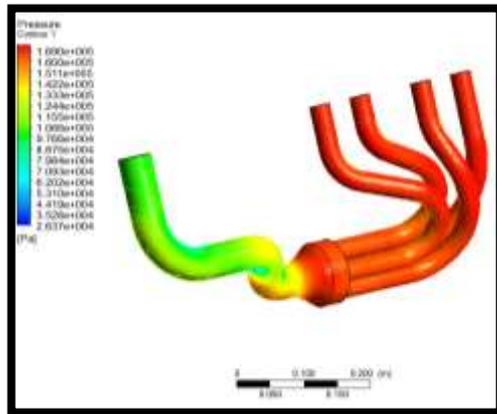


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 151,00m/s
- La velocidad de salida es de 321.99m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,104077 kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0,397717 kg/s

Presión



- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 169.80 KPa.
- Presión de salida de 100,8 KPa.

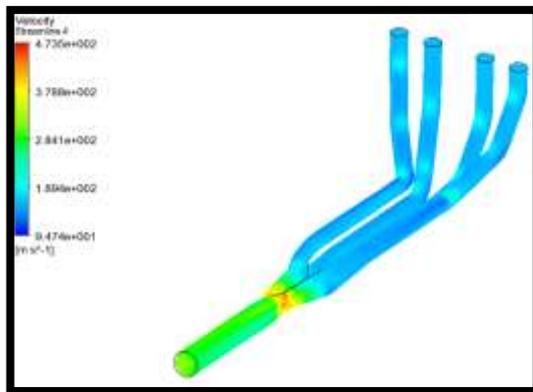
Tabla 2. 14. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño 6
Fuente: Los autores

Diseño 7 (múltiple de escape original del motor Yamaha FZR 600)

Geometría

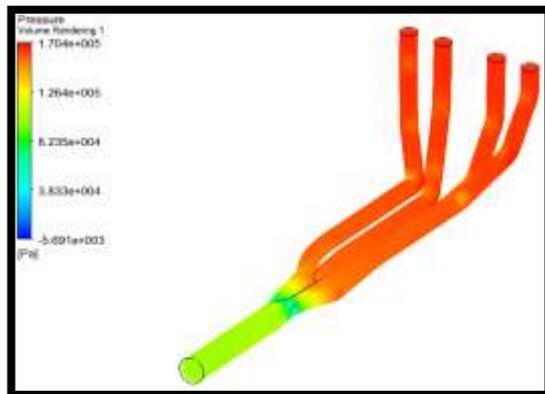


Velocidad y flujo másico



- Velocidad promedio de las cuatro entradas es de 161,00 m/s
- La velocidad de salida es de 318,38 m/s
- Flujo másico promedio de las cuatro entradas es de: 0,171461kg/s
- Flujo másico de salida es de: 0.685828 kg/s

Presión



- Presión promedio de las cuatro entradas es de: 164,45 KPa.
- Presión de salida de 100,4 KPa.

Tabla 2. 15. Velocidades, flujo másico y presiones en el diseño original del motor Yamaha FZR600
Fuente: Los autores

2.9. Parámetros y Resultados generales de la simulación

	Área (m^2)	Volumen (m^3)
--	----------------	-------------------

Diseño	In1	In2	In3	In4	Out	
1	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.0019313	0.003494
2	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.0019313	0.002853
3	0.00078953	0.00078953	0.00079107	0.00079107	0.0019313	0.003330
4	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.00079107	0.0019313	0.003240
5	0.00077875	0.00077875	0.00077875	0.00077875	0.0019313	0.003053
6	0.00077876	0.00077876	0.00077876	0.00077876	0.0019936	0.002827
7 (diseño original del motor)	0.00089305	0.00089305	0.00089305	0.00089305	0.0019313	0.003630

Tabla 2. 16. Área y volumen de los diseños

Fuente: Los autores

Diseño	Velocidades (m/s)					
	In1	In2	In3	In4	Promedio de entrada	Out
1	139.82	155.12	119.50	147.16	140.40	342.02
2	135.66	139.61	136.29	144.45	138.95	328.24
3	139.53	131.31	129.42	148.46	137.18	312.66
4	139.91	139.11	140.92	135.33	138.81	319.75
5	138.17	145.23	143.59	145.28	143.06	322.76
6	153.00	149.47	154.99	147.90	151.00	321.99
7 (original del motor)	163.90	162.58	161.22	160.47	161.00	318.38

Tabla 2. 17. Velocidades del fluido en las entradas y salidas de los diseños en estudio

Fuente: Los autores

Diseño	Presión(KPa)					
	In1	In2	In3	In4	Promedio (In1, In2,...)	Out
1	172.1	169.2	173.5	170.2	171.25	100.9
2	171.7	171.2	171.6	170.6	171.27	100.9
3	171.2	172.2	172.4	170.0	171.45	101.2

4	171.1	171.2	171.0	171.7	171.25	101.1
5	170.7	170.5	170.7	170.5	170.53	101.1
6	169.9	169.9	169.3	170.1	169.80	100.8
7(original del motor)	164.2	164.3	164.6	164.7	164.45	100.4

Tabla 2. 18. Presiones de entrada y salida en los diseños en estudio
Fuente: Los autores

Mediante el software de simulación también se determina el flujo másico, tanto en las entradas como en la salida del elemento en estudio.

Diseño	Flujo másico (kg/s)					
	In1	In2	In3	In4	Promedio (In1, In2,...)	Out
1	0.125489	0.129516	0.095704	0.122364	0,118268	- 0.476334
2	0.095930	0.098412	0.096447	0.101923	0,098178	- 0.402795
3	0.098483	0.092748	0.091696	0.104608	0,096884	- 0.384645
4	0.098859	0.098352	0.099508	0.095720	0,098110	- 0.389467
5	0.095280	0.100926	0.099544	0.100549	0,099075	- 0.391808
6	0.104467	0.103525	0.105831	0.102484	0,104077	- 0.397717
7 (original del motor)	0.172749	0.172306	0.170834	0.169953	0,171461	- 0.685828

Tabla 2. 19. Flujo másico en los diseños de estudio
Fuente: Los autores

2.10. Análisis de resultados

Para el análisis de resultados de los diseños, se considera que el comportamiento de las propiedades del fluido pertenecientes al diseño original son las mejores, Por lo que, con estos datos se comparan los resultados de los diseños propuestos.

Las velocidades, presiones y flujos máscicos de entrada en los diseños propuestos y original, son promediadas para su comparación.

Entonces se tiene que:

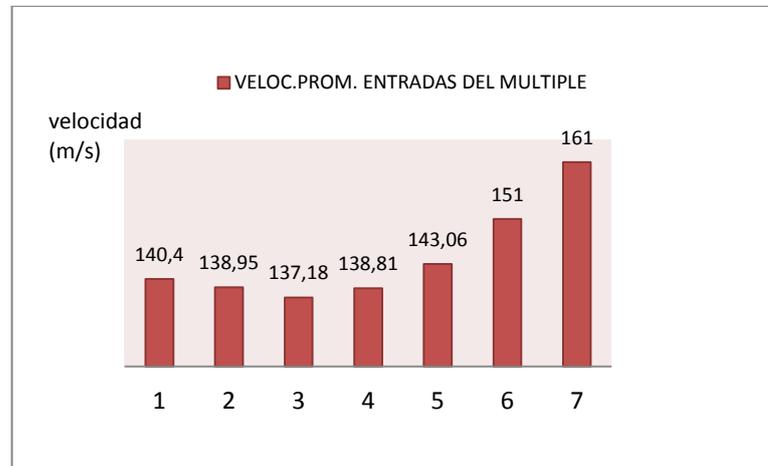


Figura 2. 15. Velocidades promedio del fluido en las entradas de los diseños
Fuente: Los autores

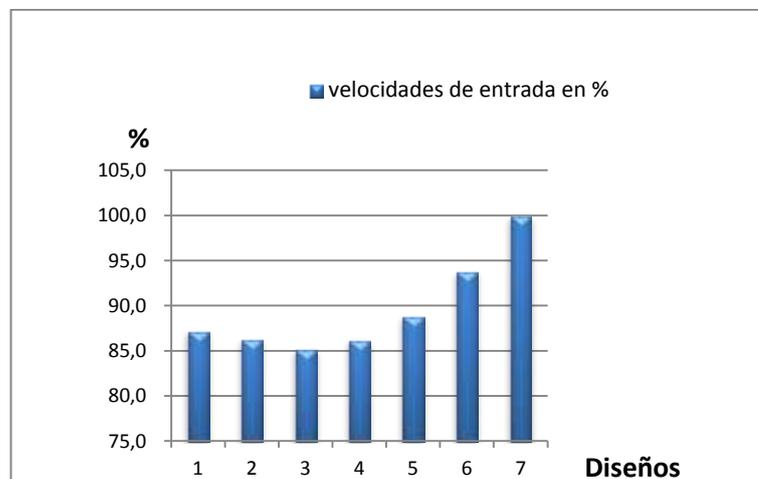


Figura 2. 16. Velocidades promedio de entrada en porcentajes
Fuente: Los autores

- De acuerdo con la figura 2.16, el porcentaje de velocidades de los diseños propuestos tienen una eficiencia del 15% menor que la del múltiple original. El diseño numero 6 tiene el porcentaje de velocidad más próximo a la del múltiple original.

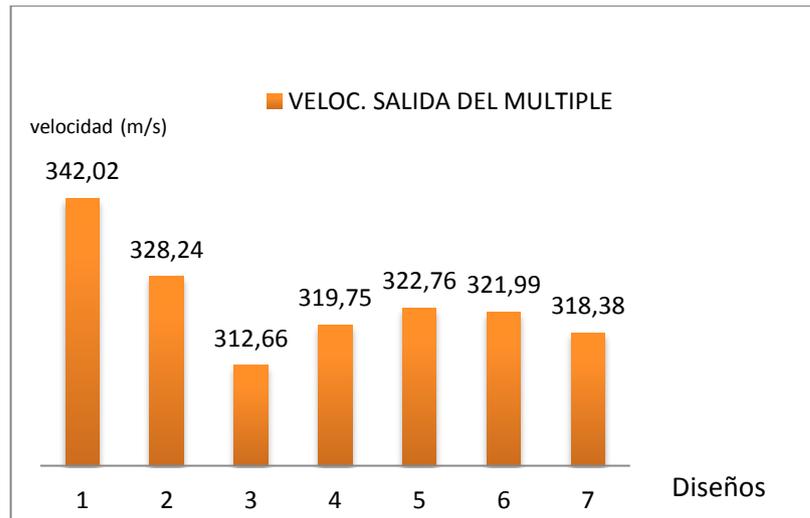


Figura 2. 17. Velocidades de salida del fluido en los diseños

Fuente: Los autores

- En cuanto a las velocidades de salida, la mayoría de diseños propuestos alcanzan valores mayores que las del diseño original, excepto el diseño número tres.
- Referente a las presiones de entrada y salida, los valores resultantes de cada diseño son muy similares al original.

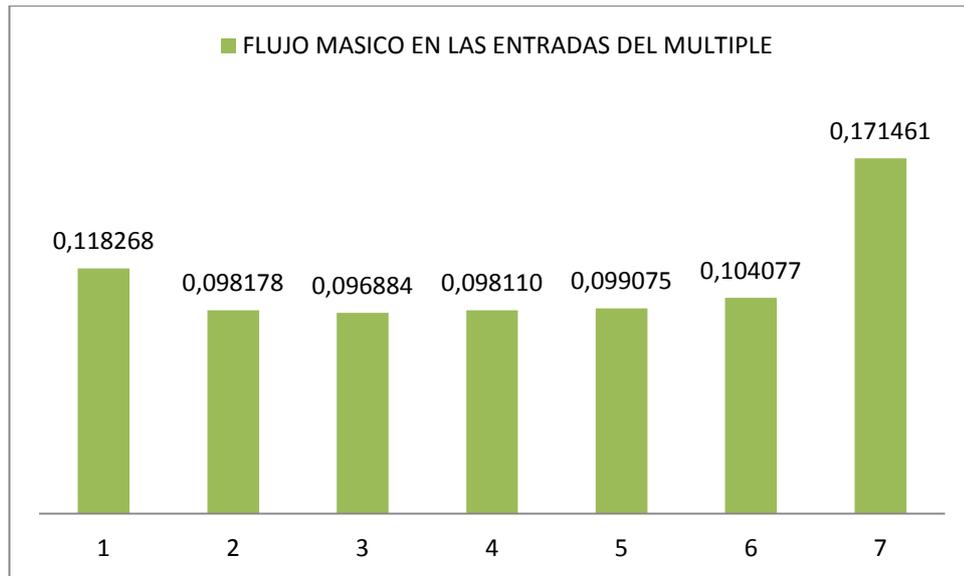


Figura 2. 18. Flujo másico en las entradas de los diseños
Fuente: Los autores

Si se considera el valor de flujo másico de entrada del diseño original como el 100%, los valores de los demás diseños quedarían como:

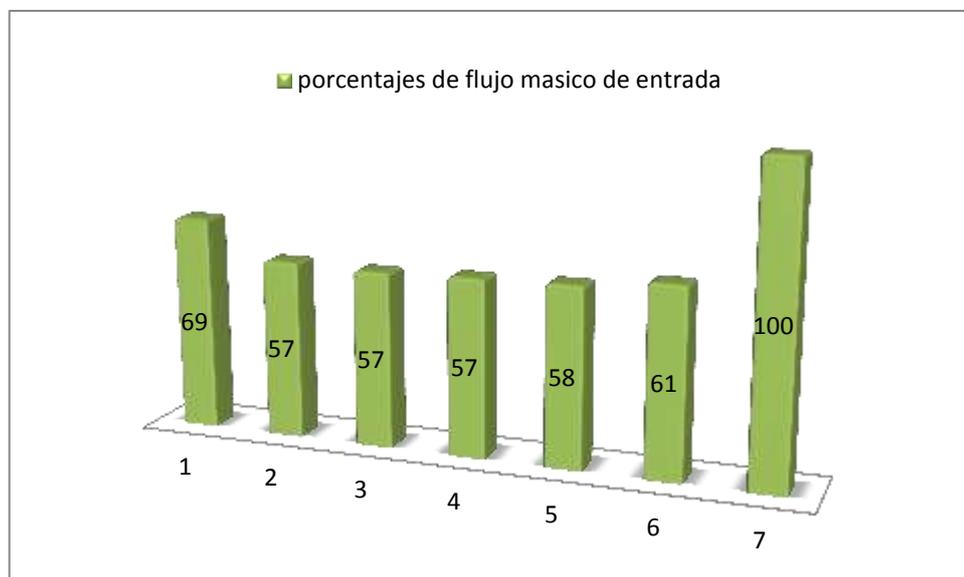


Figura 2. 19. Porcentajes de flujo másico en las entradas de los diseños
Fuente: Los autores

- Entonces el diseño que ofrece un valor más cercano al del diseño original es el número 1 con un 69%.

2.11. Elección del Diseño para la construcción del múltiple de escape

De acuerdo al análisis de resultados de la simulación, los diseños que más se aproximan al funcionamiento del diseño original del motor y proveerían un buen desempeño al ser implementados en el motor son: el diseño 1 y el diseño 6.

- El diseño 1 tiene velocidades de entrada alrededor de 87% cercanas a las del diseño original, en cuanto a la velocidad de salida, este alcanza el valor máximo de 342,02 m/s, el cual es mayor que todos los diseños incluyendo al original. En cuanto al flujo másico, este diseño es el que se aproxima más al original con un 69% de eficiencia.
- El diseño 6 en las velocidades de entrada está muy cercano al múltiple original con un 93% de eficiencia. En velocidades de salida supera ligeramente al diseño original. Pero en flujo másico este diseño tiene un 61% de eficiencia respecto al diseño original.
- Los diseños 1 y 6 tienen presiones de entrada parecidas, pero mayores a las del diseño original.

Por lo tanto el diseño que se elige para la construcción es el **diseño 1**, por las siguientes razones:

- Velocidades de entrada del fluido, altas.
- Velocidades de salida superiores a las de los otros diseños.
- Presiones de entrada mayores que las de los diseños originales.
- Alta eficiencia en flujo másico de entrada y salida.

Un diseño eficiente en el flujo másico de entrada también es eficiente para el flujo másico de salida debido a que este proceso obedece a la ley de conservación de la masa.

Además un alto flujo másico dentro del diseño favorece al proceso de renovación de la carga, es decir la evacuación de los gases combustionados será rápida y por lo tanto esto elevará el ingreso de aire fresco al interior del cilindro, lo cual significa un aumento en el rendimiento volumétrico en los cilindros y por lo tanto un incremento de la potencia.

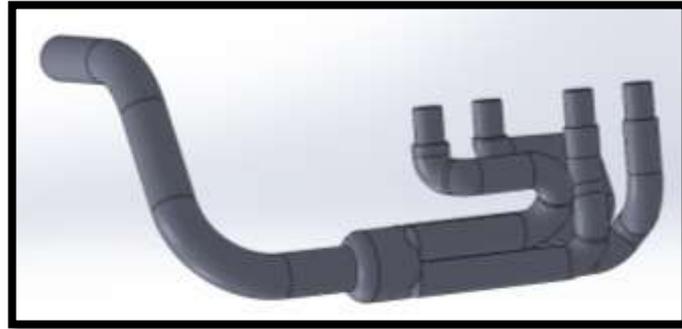


Figura 2. 20. Diseño elegido
Fuente: Los autores

CAPITULO III

CONSTRUCCIÓN DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR YAMAHA FZR600

3.1. Descripción general.

El múltiple de escape debe conducir al fluido producido en la fase de combustión del motor hacia la atmósfera, sin restringir su paso, ya sea por radios de curvatura pequeños o rozamientos entre el fluido y la pared del conducto. Por ello, es importante analizar las características del material a emplear.

3.1.1. Materiales utilizados para la construcción de múltiples de escape.

Los materiales comúnmente utilizados para construir múltiples de escape son: tubos de acero negro, tubos de acero inoxidable, tubos de titanio y fundición de hierro.



Figura 3. 1 .Tubos estirados en frio

Fuente: <http://www.solostocks.com.mx/img/astm-tuberia-tubo-de-acero-sin-costura-estirado-en-frio-1666520z0.jpg>

- **Tubo de acero negro**

El acero negro es comúnmente conocido como el acero básico, es decir, el hierro normal y corriente que sale directamente del proceso de fundición. Los tratamientos que puede recibir este material son:

- Galvanizado.- proceso electroquímico el cual se cubre al acero de otro metal
- Inoxidable.- cuando existe una aleación de hierro con cromo
- Zincado.- por medio de electrolisis se añade zinc para protegerlo de la corrosión.

-Lacado.- se añade pinturas o pigmentos al acero.²³

En nuestro medio, el tubo con este tipo de acero se emplea en mecánicas artesanales para la fabricación de escapes

- **Tubos de acero inoxidable**

Los múltiples de escapes de motos y vehículos de competencia se construyen con este tipo de material, debido a características como: baja rugosidad, buena resistencia mecánica, resistencia a la corrosión, buena conductividad térmica y bajo coeficiente de dilatación que permite soldar fácilmente la estructura, además de un acabado superficial excelente.

Rugosidad	0,10-0,28 micrones
Coefficiente de dilatación térmica medio de 0°C a 100°C	17,2 µm/m.

Tabla 3. 1. Tabla de rugosidad y coeficiente de dilatación del acero inoxidable
Fuente: http://www.aceroscuyo.com.ar/boletines_tecnicos/CatalogoAISI444.pdf

Este tipo de tubos son usados en menor cantidad, debido a su costo elevado, muchas de las veces supera en un 400% el costo del tubo de acero negro.

- **Fundición gris.**

Los múltiples hechos con este material, son para vehículos en serie. La fundición gris también es conocida como hierro fundido o hierro colado, es un tipo de aleación, que por lo general contiene más de 2% de carbono, y más de 1% de silicio,

²³ <http://www.quiminet.com/articulos/que-es-el-acero-negro-y-cuales-son-sus-principales-caracteristicas-61225.htm>

además de manganeso, fósforo y azufre. Una característica distintiva del hierro gris es que el carbono se encuentra en general como grafito, adoptando formas irregulares descritas como “hojuelas”.²⁴

El acabado superficial del material depende mucho de los procesos que se dan al molde.

3.1.1.1. Características de los materiales

- **Peso**

Dentro de los vehículos de competencia, el peso de los elementos es de vital importancia, por lo que se debe elegir un material liviano para la construcción del múltiple de escape, pero también tomando en cuenta las condiciones de funcionamiento a las que están sometidos estos elementos.

En el caso de los múltiples de escape la condición de funcionamiento más importante es la circulación de los gases a elevada temperatura, alrededor de los 800 °C. Por lo que se debe seleccionar un material que soporte esta condición, sin que se pueda degradar, dañar o fundir fácilmente.

- **Resistencia a la corrosión y a la degradación**

La corrosión se define como el deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno, en la que intervienen tres factores: la pieza manufacturada, el ambiente y el agua, o por medio de una reacción electroquímica.²⁵

Teniendo en cuenta que la corrosión puede provocar una fisura en el múltiple de escape, es importante escoger un material muy resistente o realizar un tratamiento que contrarreste este fenómeno.

²⁴ http://es.wikipedia.org/wiki/Fundici%C3%B3n_gris

²⁵ <http://es.wikipedia.org/wiki/Corrosi%C3%B3n>

- **Resistencia mecánica**

El colector de escape debe resistir presiones y temperaturas elevadas, por lo que es necesario tener un material con una excelente resistencia mecánica que pueda soportar estas condiciones.

- **Maleabilidad**

Este es un punto importante a la hora del diseño, si el múltiple de escape se lo construye a partir de tubos, el material debe ser maleable para poder adoptar los radios de curva requeridos en el diseño. Un material muy rígido no es adecuado para este tipo de elemento.

- **Rugosidad**

Esto dependerá siempre del acabado y tratamiento superficial del material. Para el múltiple de escape se requiere una rugosidad del material baja, ya que el fluido puede desplazarse de mejor manera por las superficies de contacto.

- **Costo**

El prototipo del múltiple de escape tiene como prioridad ser económico, ya que en la competencia tiene valor para la sustentación del “informe de costos” y conseguir la mejor puntuación, también el presupuesto que se trabaja para el proyecto es limitado. El costo del producto se debe analizar desde la materia prima hasta su fabricación total.

A continuación se presenta un ensayo de rugosidad de tres aceros.

3.1.1.2. Ensayo de rugosidades

Elemento de medición.-Máquina con un palpador de punta fina y un amplificador de gráficas.

Materiales en análisis:

- Acero galvanizado
- Acero negro
- Acero inoxidable.

Longitud de las probetas.- de 5 a 20mm

Proceso para el ensayo de rugosidad

- Calibración de la máquina con un patrón de rugosidad ($9,2 \mu\text{m}$).
- Ubicación de la probeta
- Medición
- Observación de resultados

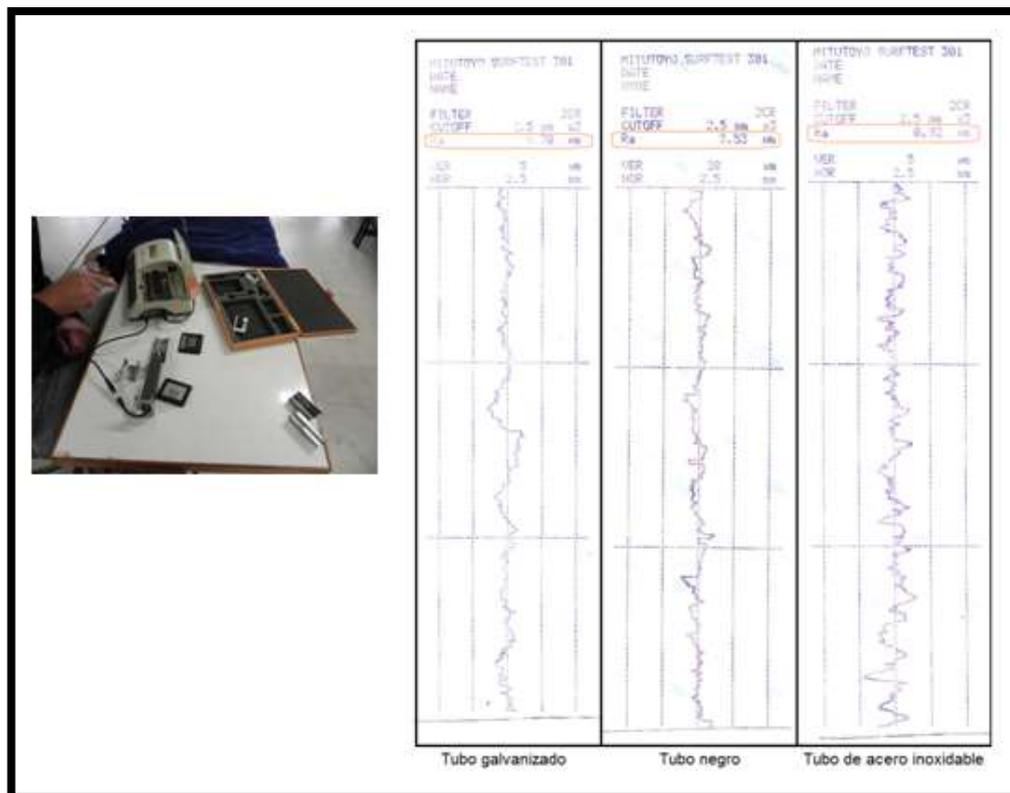


Figura 3. 2. Resultados del ensayo de rugosidad
Fuente: Laboratorios de la Universidad Politécnica Salesiana (UPS).

En donde:

- Ra (Desviación media aritmética de la rugosidad).- Representa el valor medio de las ordenadas en valor absoluto del perfil efectivo respecto a su línea media, en los límites de la longitud básica, se expresa en micras.
- Las divisiones para la lectura de rugosidad en cada probeta se especifican en la hoja de resultados que se imprime al momento de terminar el ensayo de rugosidad. En el eje horizontal o eje X es de 5mm y para el eje vertical o Y es de 2,5um.



Figura 3. 3. Longitud de las divisiones para la lectura de rugosidad
Fuente: Laboratorios de la UPS.

Clases de rugosidad

Según el material y acabado superficial se genera la rugosidad. La clase de rugosidad se clasifica en la siguiente tabla.

CLASE DE RUGOSIDAD	N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10	N11	N12	
Ra	μm	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50
	μin	1	2	4	8	16	32	63	125	250	500	1000	2000

Figura 3. 4. Clases de rugosidades

Fuente: <http://www.liceoer.cl/v.7/index.php/2011-11-06-20-46-49/category/62-proyectos-mecánicos#>

Resultados de la rugosidad

En la siguiente tabla se muestran los resultados de rugosidad obtenidos de cada probeta:

Probeta #	Material	Rugosidad (Ra) (μm)	Clase de rugosidad
1	Tubo galvanizado	0,70	N5
2	Tubo negro	2,53	N7
3	Tubo de acero inoxidable	0,92	N6

Tabla 3. 2. Resultados del ensayo de rugosidades

Fuente: Los autores.

3.2. Tabla de beneficio de cada material

A continuación se establece una tabla en donde se comparan las ventajas y desventajas de los materiales, y se evalúan las características de los mismos, con el fin de tomar una decisión acertada en cuanto a la elección del material para la construcción del múltiple de escape.

La ponderación final de cada material, calificará, cual material es el más apto para la construcción del múltiple de escape, los colores descritos a continuación calificarán de 1 a 5, siendo 5 el máximo y 1 el mínimo.

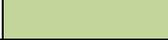
Valor Numérico	Color Representativo	Nivel de cualidad
1		Malo
2		Regular
3		Medio
4		Bueno
5		Excelente

Tabla 3. 3. Asignación de colores y nivel de cualidad

Fuente: los autores

Material	Peso	Resistencia a la corrosión	Resistencia mecánica	Maleabilidad	Costo	Rugosidad	Ponderación
Tubo Galvanizado	3	4	5	4	3	5	4
Tubo de acero negro	3	3	5	4	5	3	3,8
Tubo de acero inoxidable	3	5	5	4	1	4	3,6
Fundición	2	5	4	2	3	2	3

Tabla 3. 4. Tabla de ponderación

Fuente: Los autores

De acuerdo a la tabla 3.4 de ponderación, el material con el que se debe trabajar para la construcción del múltiple de escape es el tubo de acero galvanizado, debido a que tiene el mayor valor de ponderación, con un valor igual a 4.

El siguiente material que sería adecuado para utilizarlo es el tubo de acero negro con un valor de ponderación igual a 3,8.

El tubo de acero inoxidable está en tercer lugar de ponderación con un valor de 3,6. Lo que lo imposibilita o reduce la posibilidad de utilizarlo es su elevado costo.

3.3. Elementos que componen el múltiple de escape

- Bujes
- Placas de sujeción
- Colector primario
- Unión 4-1
- Colector secundario

3.3.1. Dimensiones de los elementos

Las dimensiones de los elementos presentados a continuación están en milímetros (mm).

- **Buje de unión**

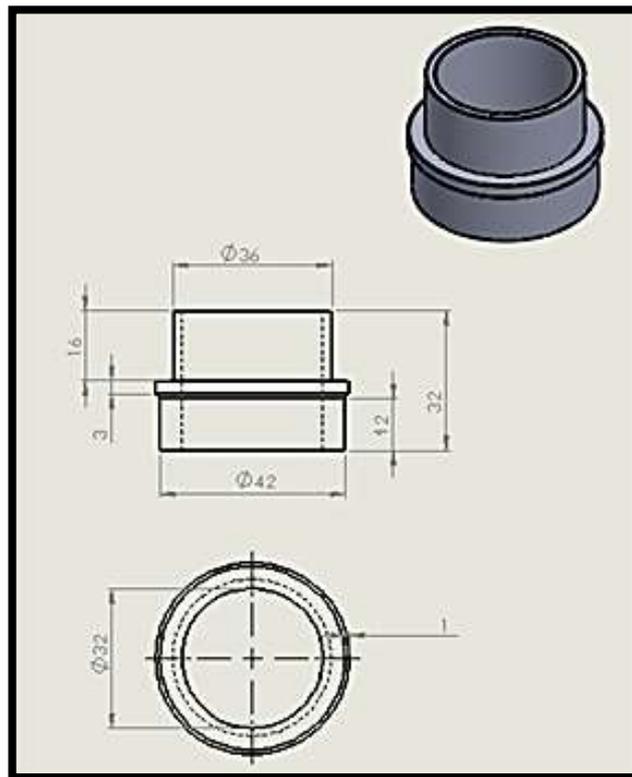


Figura 3. 5. Dimensiones del buje de unión
Fuente: Los autores

- **Placa de sujeción**

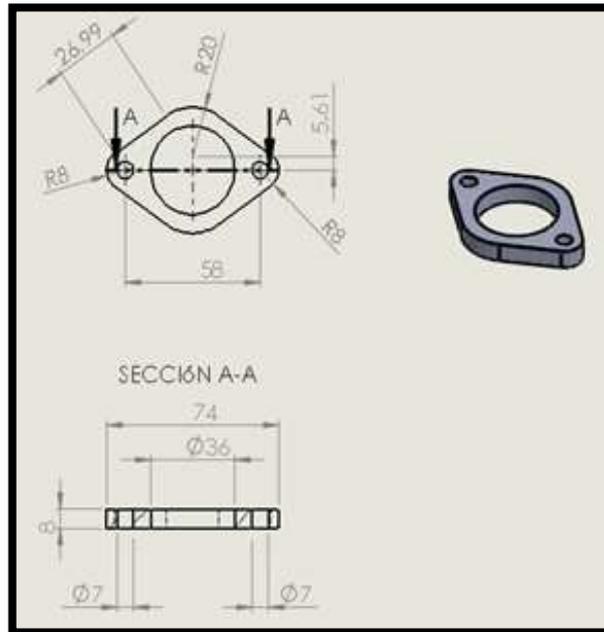


Figura 3. 6. Medidas de la placa de sujeción
Fuente: Los autores

- **Colector primario**

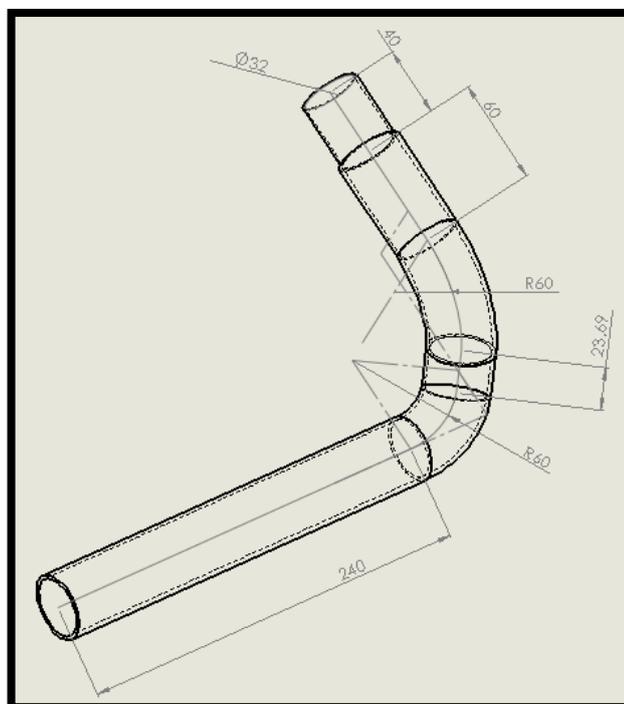


Figura 3. 7. Cotas del colector del cilindro 1
Fuente: Los autores

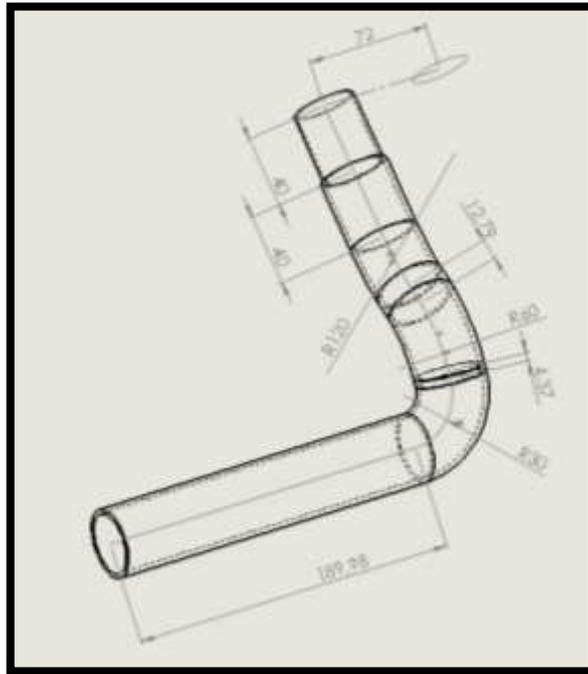


Figura 3. 8. Cotas del colector del cilindro 2
Fuente: Los autores

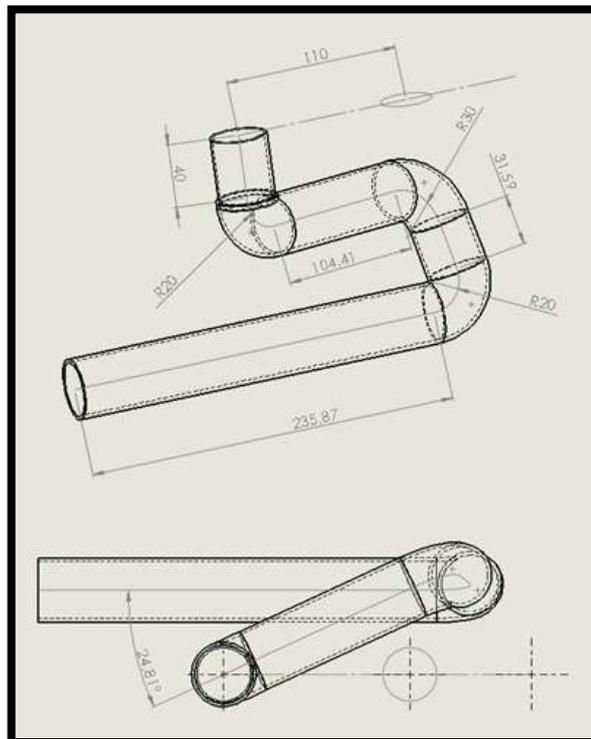


Figura 3. 9. Cotas del colector del cilindro 3
Fuente: Los autores

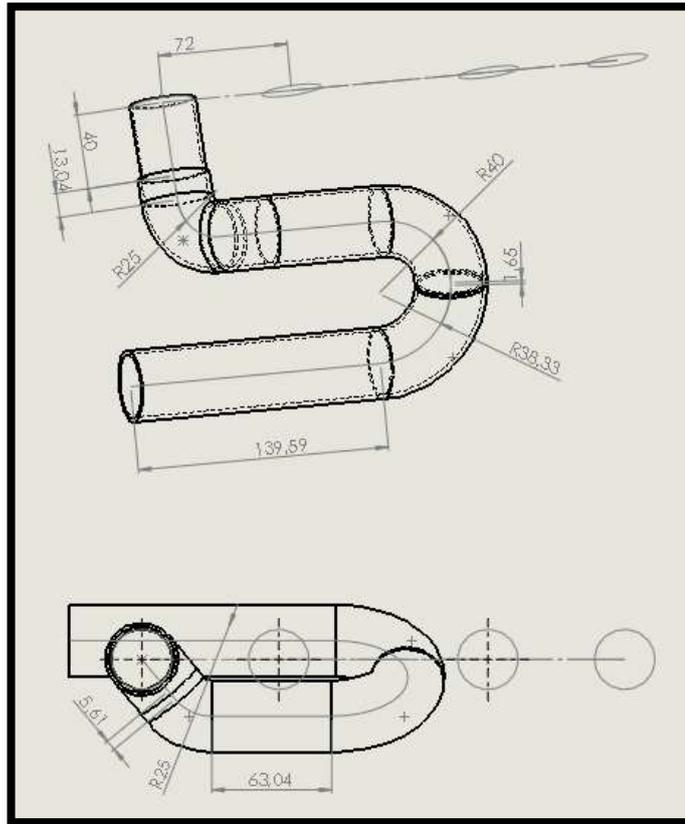


Figura 3. 10. Cotas del colector del cilindro 4
Fuente: Los autores

- **Unión 4-1**

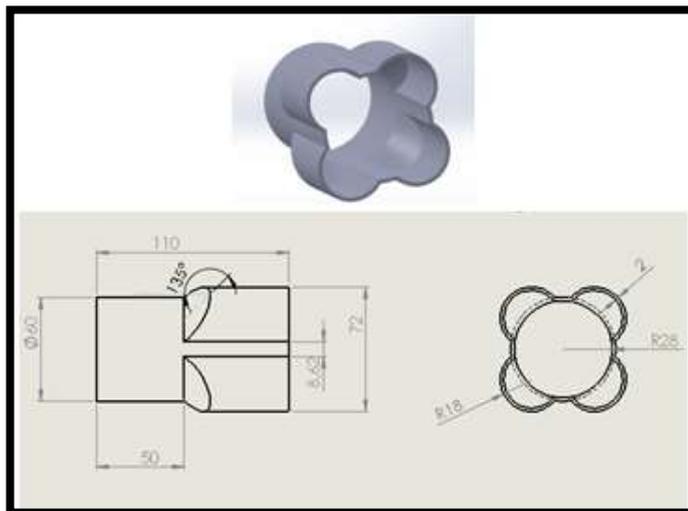


Figura 3. 11. Dimensiones de la unión 4-1
Fuente: Los autores

- **Colector secundario**

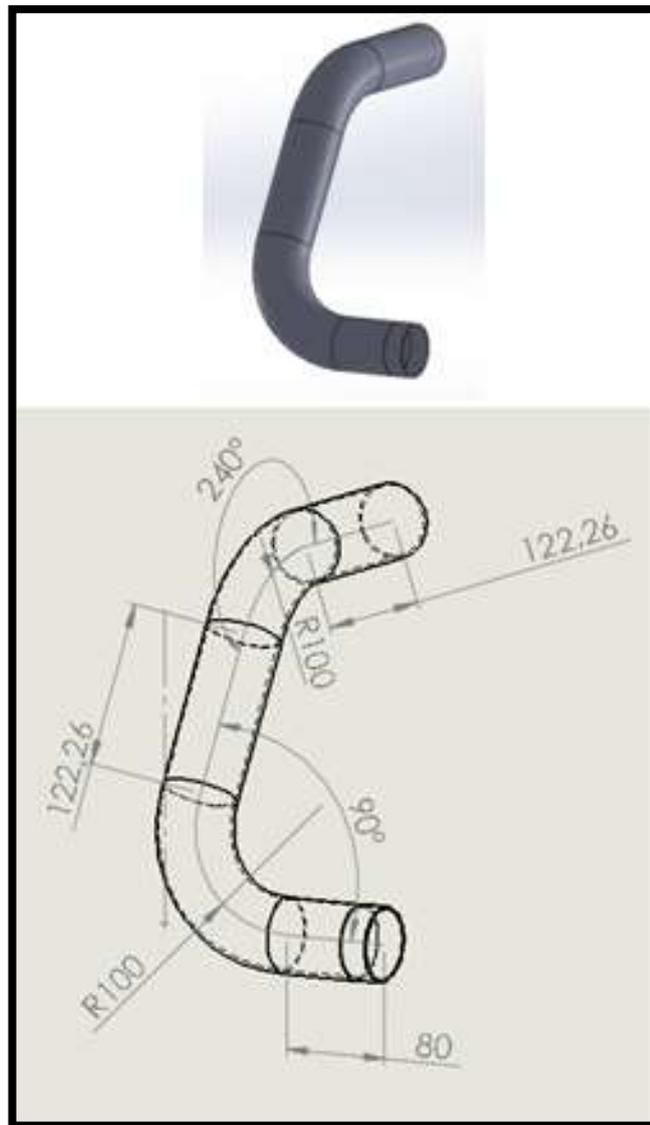


Figura 3. 12. Cotas del colector secundario
Fuente: Los autores

3.4. Materiales para la construcción del múltiple de escape

Los materiales seleccionados para la fabricación del múltiple de escape son:

CANTIDAD	DESCRIPCION	DIÁMETRO	ESPEJOR	LONGITUD
1	Tubo de acero negro	1" 1/4	1.5mm	6m
1	Tubo de acero negro	1" 1/2	2 mm	6m
1	Tubo de acero negro	3"	2.8 mm	6m
1	Tubo de acero galvanizado	2"	2 mm	6m

Tabla 3. 5. Materiales para la construcción del múltiple de escape

Fuente: Los autores

Los tubos de acero negro seleccionados son para utilizarlos en el colector primario y la unión 4-1, el tubo de acero galvanizado es para el colector secundario del múltiple de escape.

3.5. Procesos para la construcción del múltiple de escape

- Doblado y Corte de los tubos para el colector primario
- Suelda de los tubos del colector primario
- Elaboración de la unión 4-1
- Suelda de la unión 4-1 a los tubos del colector primario
- Doblado y corte del tubo para el colector secundario

- **Doblado y Corte de los tubos para el colector primario**

Con la ayuda de una máquina hidráulica se doblan los tubos para el colector primario y secundario.



Figura 3. 13. Dobladora de tubos hidráulica
Fuente: Los autores

Para los tubos del colector primario, se cortan en secciones los tubos, con el fin de obtener los ángulos y radios establecidos en el diseño.



Figura 3. 14. Cortes en el tubo para formar radios de curvatura requeridos
Fuente: Los autores



Figura 3. 15. Tubos del colector primario
Fuente: Los autores

Suelda de los tubos del colector primario

Una vez establecida la forma de los tubos pertenecientes al colector primario, se los ubica en la posición de montaje en el motor y se los une mediante la suelda, para así formar un solo elemento.



Figura 3. 16. Ubicación en el motor y suelda de los tubos del colector primario
Fuente: Los autores

Elaboración de la unión 4-1

La unión 4-1 se fabrica a partir de un elemento macizo que tiene la forma y dimensiones pretendidas. Este elemento se ubica en el extremo de un tubo de 2'' ½ y con la ayuda de una prensa hidráulica se lo empuja hacia el interior de dicho tubo, dando como resultado una sección de tubo con la forma requerida.



Figura 3. 17. Fabricación de la unión 4-1 para el múltiple de escape
Fuente: Los autores

Posteriormente se suelda la unión a los tubos del colector primario



Figura 3. 18. Colector primario y unión 4-1, ensamblados
Fuente: Los autores

En la unión 4-1 se ubica una placa con pernos, lo cual permite unir o retirar el tubo del colector secundario del conjunto del múltiple de escape, es decir el tubo del colector secundario es desmontable.



Figura 3. 19. Ubicación del colector secundario
Fuente: Los autores

Con el montaje del tubo del colector secundario se completa el conjunto de elementos del múltiple de escape.

Un elemento muy importante que forma parte del múltiple de escape, es el sensor de oxígeno o sonda lambda.

El sensor de oxígeno o sonda lambda va ubicado cerca de la unión de los tubos del colector primario, debido a que en este lugar se obtiene la información de la mezcla aire combustible de los cuatro cilindros y además la temperatura adecuada para el funcionamiento del sensor.

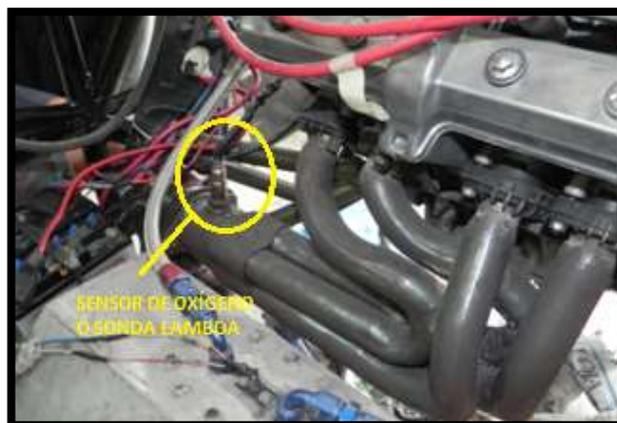


Figura 3. 20. Ubicación del sensor de oxígeno en el múltiple de escape
Fuente: Los autores

Con el fin de proteger la integridad del conductor y cumplir con las normas de seguridad, se procede a colocar un aislante térmico al múltiple de escape, además el depósito de combustible está muy cerca del múltiple, lo cual puede causar un accidente. El aislante utilizado es una cinta térmica especial para múltiples y para el depósito de combustible se utilizó lana de vidrio para cubrir su superficie y aislarlo del calor.



Figura 3. 21. Aislamiento térmico del múltiple de escape
Fuente: Los autores

Una vez finalizado con la fabricación del múltiple de escape es necesario agregar un elemento muy importante a este elemento para completar el sistema de escape. Este elemento es el silenciador o muffler.

3.6. El silenciador o muffler

El silenciador es un elemento que se encarga de reducir o atenuar el nivel de ruido producido por el motor. Este dispositivo filtra en lo posible las frecuencias audibles, sin afectar al rendimiento del motor.

3.6.1. Tipos de silenciadores ²⁶

Existen cuatro tipos básicos de silenciadores, los cuales son:

Silenciadores de absorción.- el tubo se recubre de lana de vidrio o algún material similar, muy efectivo como aislamiento tanto acústico como térmico.

Silenciadores de expansión.- un brusco ensanchamiento del conducto, que al cabo de una cierta longitud, vuelve a su sección original. Este es un tipo de silenciador que es muy efectivo en un amplio margen de frecuencias, pero que sin embargo, tiene múltiples bandas de paso (frecuencias a las cuales la absorción es menor), además de la pérdida de carga inherente a las variaciones bruscas de sección en el tubo.

Silenciadores de resonador lateral.- consiste en que al tubo principal se le rodea de otro concéntrico de mayor diámetro, comunicados perforando el primero. Las ondas acústicas pasan del primero al segundo y se apagan rebotando en las paredes de este. Este tipo de silenciador es muy efectivo en un cierto intervalo de frecuencias, en torno a la frecuencia natural del silenciador, la cual depende exclusivamente de su geometría.

Silenciadores de interferencia.- funcionan oponiendo uno o varios tabiques a la dirección del flujo, obligando de esta forma a las ondas que viajan por él a rebotar por las paredes de la cavidad así formada. Por supuesto, supone un laberinto para las ondas sonoras, pero también una dificultad para el flujo de gases de escape, aumentando la turbulencia (que provoca fricción en el seno mismo del flujo) y la fricción contra las paredes, y por lo tanto disminución de la pérdida de carga.

²⁶ *gassattack.com.* (s.f.). Recuperado el 18 de febrero de 2014, de http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/escapes.pdf

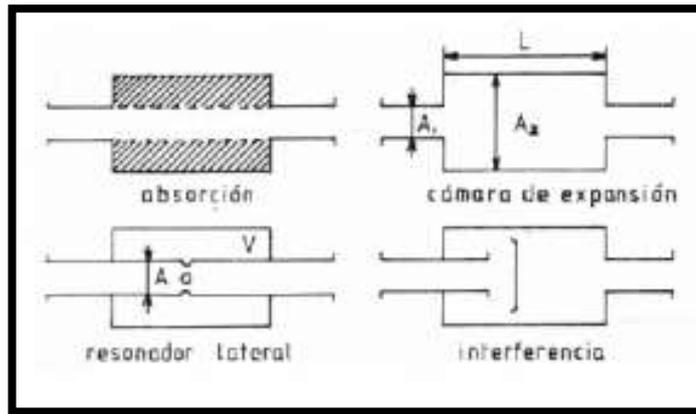


Figura 3. 22. Tipos básicos de silenciadores
Fuente: http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/escapes.pdf

En un silenciador actual, se conjugan estos cuatro métodos para hacer más efectiva su actuación en toda la gama de frecuencias. Los silenciadores abiertos, racing, o de competencia, evitan el método que más pérdida de carga produce, el de interferencia, y se limitan a los otros tres.

3.6.2. Elección del silenciador

La elección del silenciador para implementar al múltiple de escape del motor Yamaha FZR600, se realizó mediante pruebas del nivel de ruido, es decir ubicando un tipo de silenciador en el múltiple de escape y realizando la prueba de sonido a las rpm del motor, especificadas por la competencia.

Prueba de sonido

La fórmula SAE publica los valores de las revoluciones del motor en las cuales se realiza esta prueba. Estos valores son de marcas de motores que comúnmente participan en esta competencia.

A continuación se presenta el valor de rpm en el cual se mide el sonido del motor.

FSAE NOISE TEST ENGINE SPEEDS

Per Section 3.5.5.3.B of the Formula SAE Rules, the noise test speed *for a given engine will be the engine speed that corresponds to an average piston speed of 914.4 m/min (3,000 ft/min) for automotive or motorcycle engines, and 731.5 m/min (2,400 ft/min) for "industrial engines" rounded to the nearest 500 rpm."

For Automotive or Motorcycle Engines						
The equation is:		Calculated Test Speed = $\frac{914.4 \times 1000}{2 \times \text{Stroke (mm)}} \text{ rpm}$				
Model	Bore x Stroke	Displ/Cyl	Cyls	Displ.	Test rpm	
					Calculated	Rounded
Honda CBR 250 RR	48.5 x 33.7 mm	62.26 ccs	4 cyl.	249 ccs	13,567	13,500
Honda CBR 250 RR	48.0 x 34.5 mm	62.43 ccs	4 cyl.	250 ccs	13,252	13,500
Yamaha FZR 400	58.1 x 40.5 mm	107.37 ccs	4 cyl.	430 ccs	11,289	11,500
Kawasaki EX250	62.0 x 41.2 mm	124.39 ccs	2 cyl.	249 ccs	11,097	11,000
Triumph TT600 (2003)	68.0 x 41.3 mm	149.99 ccs	4 cyl.	600 ccs	11,070	11,000
Triumph Daytona 600 (Speed 4)	68.0 x 41.3 mm	149.99 ccs	4 cyl.	600 ccs	11,070	11,000
Honda CB-1	55.0 x 42.0 mm	99.79 ccs	4 cyl.	399 ccs	10,886	11,000
Honda NC35	55.0 x 42.0 mm	99.79 ccs	4 cyl.	399 ccs	10,886	11,000
Honda CBR 600 F4	67.0 x 42.5 mm	149.80 ccs	4 cyl.	599 ccs	10,758	11,000
Kawasaki Ninja ZX-6R	66.0 x 43.8 mm	149.85 ccs	4 cyl.	599 ccs	10,438	10,500
Yamaha 1999 YZF-600R	65.5 x 44.5 mm	149.95 ccs	4 cyl.	600 ccs	10,274	10,500
Yamaha YZF-R6	65.5 x 44.5 mm	149.95 ccs	4 cyl.	600 ccs	10,274	10,500
Suzuki GSXR 600	65.5 x 44.5 mm	149.95 ccs	4 cyl.	600 ccs	10,274	10,500
Honda CBR 600 F2	65.0 x 45.2 mm	149.99 ccs	4 cyl.	600 ccs	10,115	10,000
Honda CBR 600 F3	65.0 x 45.2 mm	149.99 ccs	4 cyl.	600 ccs	10,115	10,000
Kawasaki ZX6	64.0 x 46.6 mm	149.91 ccs	4 cyl.	600 ccs	9,811	10,000
Honda CBR 600 F1	63.0 x 48.0 mm	149.63 ccs	4 cyl.	599 ccs	9,525	9,500
Yamaha YZF600R	62.0 x 49.6 mm	149.75 ccs	4 cyl.	599 ccs	9,218	9,000
Mahle FSAE	70.9 x 51.6 mm	203.39 ccs	3 cyl.	610 ccs	8,867	9,000
Honda CX500	78.0 x 52.0 mm	248.50 ccs	2 cyl.	497 ccs	8,792	9,000
Kawasaki Ninja	60.0 x 52.4 mm	148.16 ccs	4 cyl.	593 ccs	8,725	9,000
Yamaha FZR600	59.0 x 54.8 mm	149.80 ccs	4 cyl.	599 ccs	8,343	8,500
Suzuki K6A	68.0 x 55.8 mm	202.60 ccs	3 cyl.	608 ccs	8,193	8,000
Honda VT500C	71.0 x 62.0 mm	245.50 ccs	2 cyl.	491 ccs	7,374	7,500
Suzuki SV650 (reduced bore)	78.5 x 62.6 mm	302.97 ccs	2 cyl.	606 ccs	7,304	7,500
Yamaha WR450 (2005)	95.0 x 63.5 mm	534.07 ccs	1 cyl.	534 ccs	7,200	7,000
Polaris Sportsman 600 (2000)	76.4 x 66.0 mm	302.80 ccs	2 cyl.	606 ccs	6,927	7,000
Yamaha YZF450	100.0 x 68.0 mm	534.07 ccs	1 cyl.	534 ccs	6,724	6,500
Honda TRX 400EX	85.0 x 70.0 mm	397.22 ccs	1 cyl.	397 ccs	6,531	6,500
Husaberg 500 cc	95.0 x 70.7 mm	501.10 ccs	1 cyl.	501 ccs	6,467	6,500
KTM Duke LC-4 620	101.0 x 76.0 mm	608.90 ccs	1 cyl.	609 ccs	6,016	6,000
KTM 450	97.0 x 77.9 mm	575.67 ccs	1 cyl.	576 ccs	5,869	6,000
Honda NX650/XR600	97.0 x 82.0 mm	605.90 ccs	1 cyl.	606 ccs	5,576	5,500

Figura 3. 23. Velocidad del motor para la prueba de sonido de acuerdo con la Fórmula SAE
Fuente: <http://www.sae.org/students/fsaenoiestetest.pdf>

De acuerdo con la tabla publicada por la formula SAE, las revoluciones para la prueba de sonido del motor Yamaha FZR600 son de 8500 rpm.

El instrumento de medición es un sonómetro, y el límite de sonido es de 110 decibeles (dB).

El primer silenciador de prueba es uno de tipo de absorción.



Figura 3. 24. Silenciador de absorción
Fuente: Los autores

Al realizar la prueba de sonido con el silenciador de absorción, se obtuvo como resultado niveles de sonido superiores a los 110 decibeles (dB), alrededor de los 125 dB, lo cual no es permitido por la competencia formula Student.

Para lograr obtener los niveles de ruido que establece la competencia, se procedió a adquirir otro tipo de silenciador.

El silenciador que se adquirió es un silenciador denominado silenciador 5tg yhm 238j, el cual procede de un múltiple de escape de un motor Yamaha con 450 cm^3 de cilindrada.

Es un silenciador en el cual se encuentran los métodos de absorción, expansión, y resonador lateral

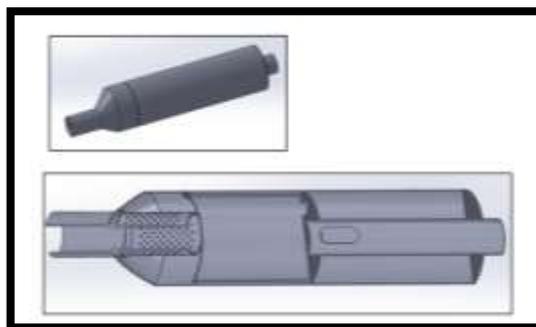


Figura 3. 25. Silenciador 5tg yhm 238j de un motor Yamaha 450 cm^3
Fuente: Los autores

Al realizar nuevamente la prueba de sonido con este silenciador implementado, se obtuvo un nivel de ruido de alrededor de los 108 dB, lo cual cumple con el reglamento. Así que el silenciador elegido para ser implementador en el múltiple de escape del motor Yamaha FZR600, es este tipo de silenciador, el 5tg yhm 238j.



Figura 3. 26. Silenciador 5tg yhm 238j implementado en el múltiple de escape
Fuente: Los autores

3.7. Análisis de Costos del sistema de escape para el motor Yamaha FZR600

El análisis de costos se realiza con el fin de conocer la cantidad de dinero que se invirtió para obtener el producto final. Además de establecer el costo al cual puede ser comercializado, obteniendo un cierto porcentaje de utilidad.

Los costos se subdividen como: costos directos, indirectos y servicios necesarios, como se muestra en la siguiente figura.²⁷

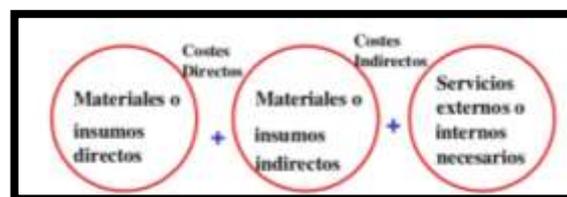


Figura 3. 27. Tipos de costos
Fuente: <http://www.slideshare.net/wilsonvelas/costos-6511002>

²⁷ <http://www.slideshare.net/wilsonvelas/costos-6511002>

Costos Directos.- Dentro de este tipo de costos se tiene: costo de procesos, mano de obra, materiales y depreciación de equipos y herramientas.

Costos indirectos de fabricación.- Son costos necesarios para que se lleve a cabo la construcción del elemento y están presentes en las fases de elaboración del mismo.

3.7.1. Costos directos

– Costo del proceso de soldadura

Para establecer el costo del proceso de soldadura se requiere conocer el salario que debe recibir el obrero mecánico, y el costo de los materiales esenciales que se requieren para este proceso.

Según el ministerio de relaciones laborales en el Literal 11 dice que: el salario de un obrero mecánico que trabaja en vehículos, automotores y sus partes es: ²⁸

Salario del obrero	Valor USD
Mensual	357,00
Por hora	2,23

Tabla 3. 6. Salario de un obrero mecánico

Fuente: <http://www.relacioneslaborales.gob.ec/salarios-minimos-sectoriales-2014/>

Una vez establecido el valor del salario del obrero, se puede determinar el costo del proceso de soldadura. Este es:

²⁸ <http://www.relacioneslaborales.gob.ec/salarios-minimos-sectoriales-2014/>

Proceso de soldadura	Valor unitario USD	Cantidad	Unidades	Costo total USD
Mano de obra	2,23	32	horas	71,40
electrodos	0,40	10	piezas	4,00
Total				75,40

Tabla 3. 7. Costo del proceso de soldadura

Fuente: Los autores

De acuerdo a la tabla 3.6, el costo del proceso de soldadura es de **75, 40 USD**

A continuación se presentan los costos de los materiales utilizados para la fabricación del múltiple de escape.

– **Costo de los materiales**

MATERIALES			
Descripción	Cantidad	V. unitario USD	V. Total USD
Tubo de acero negro 1" 1/4 x 2mm	1	10,00	10,00
Tubo de acero negro 1" 1/2 x 2mm	1	10,00	10,00
Tubo de acero galvanizado 2" x 1.8mm	1	20,50	20,50
Tubo de acero negro 3" x 2.8mm	1	16,00	16,00
Kit discos dremel	1	18,50	18,50
Hojas de sierra	4	1,35	5,40
Discos de corte 12"	1	7,67	7,67
Discos de desbaste 7/8	1	0,90	0,90
Lijas 80	4	0,34	1,36
Lijas 150	4	0,45	1,80
Lijas 300	4	0,56	2,24
Total USD			94,37

Tabla 3. 8. Costo de los materiales

Fuente: Los autores

Los materiales utilizados para la fabricación del múltiple de escape tienen un costo total de **94,37 USD**.

– **Depreciación de equipos y herramientas**

Parte necesaria para el cálculo es la depreciación de equipos y herramientas que se ha utilizado para elaborar un producto.

En la siguiente tabla se muestra el valor de la depreciación de los equipos y herramientas. El cálculo se lo hizo para una depreciación anual, luego se obtuvo el costo diario, tomando en cuenta que en el año hay 240 días laborables.

Para obtener el valor de la depreciación de cuatro días, que es el tiempo que se invirtió y se utilizaron los equipos, se multiplica por 4 el valor diario de la depreciación.

EQUIPOS			
Descripción	Cantidad	V. unitario USD	V. Total USD
Soldadora	1	500,00	500,00
Cortadora de tubos	1	454,93	454,93
Amoladora	1	129,00	129,00
Caladora	1	188,54	188,54
Nivel láser	1	494,00	494,00
Casco	1	209,00	209,00
Total			1.975,47
Depreciación de la máquina 10% anual			197,55
Depreciación por día			0,82
Depreciación por 4 días			3,28

Tabla 3. 9. Depreciación de los equipos por 4 días de uso
Fuente: Los autores

El valor de la depreciación para los cuatro días es de **3,28 USD**.

HERRAMIENTAS			
Descripción	Cantidad	V. unitario USD	V. Total USD
Martillo 8 oz. 21 mm	1	3,90	3,90
Nivel de aluminio 24"	2	12,72	25,44
Dobladora	1	199,38	199,38
Cepillos de acero 6x 15 1"	2	1,82	3,64
Tornillo de banco fijo	1	85,50	85,50
Escuadras	3	12,00	36,00
Flexo metros 3 m	2	2,65	5,30
Mandil	2	21,00	42,00
Prensa de mano 6"	4	14,29	57,16
Prensa de mano 4"	4	8,80	35,20
Prensa de mano 5"	4	12,04	48,17
Prensa de mano 3"	4	9,77	39,08
Lima Esférica	3	5,82	17,46
Lima Semiesférica	3	6,28	18,84
Lima Plana	3	6,28	18,84
Arco de sierra	2	2,61	5,22
		Total	641,13
Depreciación de la maquina es el 10% anual			64,11
Depreciación por día			0,27
Depreciación por 4 días			1,08

Tabla 3. 10. Depreciación de las herramientas

Fuente: Los autores

El valor del costo de la depreciación de las herramientas para los cuatro días es de **1,08 USD.**

3.7.2. Costos indirectos

– Costos indirectos de fabricación

A continuación se muestra una gráfica de los costos indirectos de fabricación, dentro de los cuales se encuentran los servicios básicos, costos de mantenimiento e insumos.

Costos indirectos de fabricación	Valor USD
Energía eléctrica, agua, teléfono	80,00
Mantenimiento de maquinaria	50,00
Insumos	10,00
Total	140,00
Valor diario	7,00
Valor 4 días	28,00

Tabla 3. 11. Costos indirectos de fabricación
Fuente: Los autores

Los costos indirectos de fabricación se determinan para un mes laboral, y luego para los días que tomo la elaboración del producto. Por lo que el valor equivale a **28,00 USD** por los 4 días.

– **Elementos indirectos de fabricación**

Para la elaboración del producto se utilizaron algunos elementos que no se construyeron y que tienen un costo indirecto de fabricación. A continuación se muestran estos valores.

Descripción	Elemento	Costo USD
Cuatro bujes de unión del sistema de escape-motor		100,00
Empaques para el múltiple de escape		20,00
Silenciador		40,00

Cinta térmica		120,00
TOTAL USD		280,00

Tabla 3. 12. Elementos indirectos de fabricación
Fuente: Los autores

3.7.3. Costo total de fabricación del sistema de escape

El costo total es la suma de los costos directos e indirectos de fabricación, en donde se tiene:

Costo	Valor USD
Proceso de soldadura	75,40
Materiales	94,47
Depreciación de equipos	3,28
Depreciación de herramientas	1,07
Costos indirectos de fabricación	28,00
Elementos indirectos de fabricación	280,00
TOTAL USD	482,22

Tabla 3. 13. Costo total de la fabricación del sistema de escape
Fuente: Los autores

El costo total de fabricación del sistema de escape para el motor Yamaha fzr600 es de \$ 482,22.



Figura 3. 28. Nuevo sistema de escape, implementado en el motor del vehículo
Fuente: Los autores

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Funcionamiento del múltiple de escape

Una vez construido e implementado el nuevo múltiple de escape al motor Yamaha FZR600, se tiene la necesidad de verificar su funcionamiento.

Para verificar el funcionamiento del múltiple de escape, es necesario observar el comportamiento del motor en diferentes regímenes de funcionamiento, comprobar que no existan fugas de los gases de escape por los tubos del múltiple y confirmar que el sensor de oxígeno brinde una lectura óptima del estado de la mezcla aire combustible, para garantizar la eficiencia en la combustión de la mezcla.

El resultado de estos parámetros se comprueba al revisar el estado general del motor.

4.2. Estado general del motor Yamaha FZR600

El múltiple de escape es tan solo un sistema del conjunto que intervienen en el funcionamiento del motor. Los nuevos sistemas que se implementaron al motor son: sistema de alimentación de combustible, sistema de inyección electrónico, sistema de ignición o encendido electrónico, nuevo múltiple de admisión y nuevo múltiple de escape.

Entonces para comprobar el funcionamiento de todos los sistemas implementados en el motor del vehículo, es necesario realizar una prueba general del motor. Esta prueba se realiza al ubicar al vehículo en un banco dinamométrico y se observa el comportamiento de las gráficas de par y potencia del motor.

Para establecer las variaciones del estado del motor, se comparan los datos actuales con los datos que brinda el fabricante, ya que no se posee datos del estado del motor cuando se inició el proyecto de construcción del vehículo.

4.2.1. Par y Potencia del motor



Figura 4. 1. Prueba del motor del vehículo en el banco dinamométrico
Fuente: Los autores

A continuación se muestran los resultados de la prueba del motor del vehículo en el banco dinamométrico.



Figura 4. 2. Gráfica de la Potencia del motor Yamaha FZR600 actual
Fuente: Banco dinamométrico de la UPS

Para el análisis de los resultados obtenidos del banco dinamométrico, los datos de las gráficas de par y potencia se trasladan a una gráfica realizada en una hoja de Excel. Allí se realiza una proyección de datos de las gráficas y se complementan los datos faltantes, debido a que en la prueba del motor en el banco dinamométrico, no se alcanzaron los regímenes de funcionamiento máximos del motor y por ende, los resultados son incompletos.

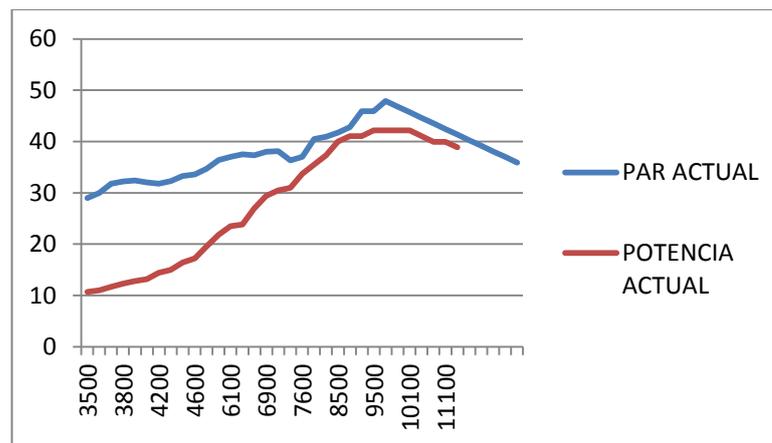


Figura 4. 3. Curvas de par y potencia actuales
Fuente: Los autores

A continuación se presenta las gráficas de par y potencia del motor estándar, con el fin de comparar estos resultados, con los resultados obtenidos en el banco dinamométrico.

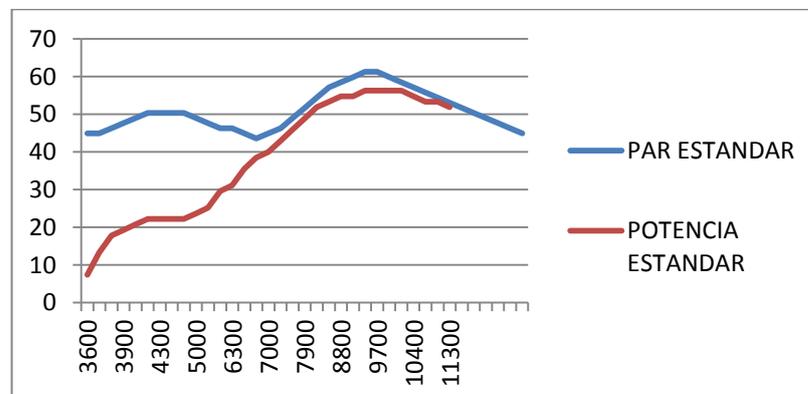


Figura 4. 4. Curvas de par y potencia estándar
Fuente: <http://heath.agdog.com/fzt/specifications/>

4.2.2. Análisis de potencia del motor

Potencia actual Vs. Potencia estándar

Al comparar los datos de la gráfica de la potencia actual con los datos de la gráfica de potencia estándar, se estableció que existe una diferencia del 25 % de la gráfica actual con la estándar, es decir el motor tiene una reducción de potencia de un 25%.

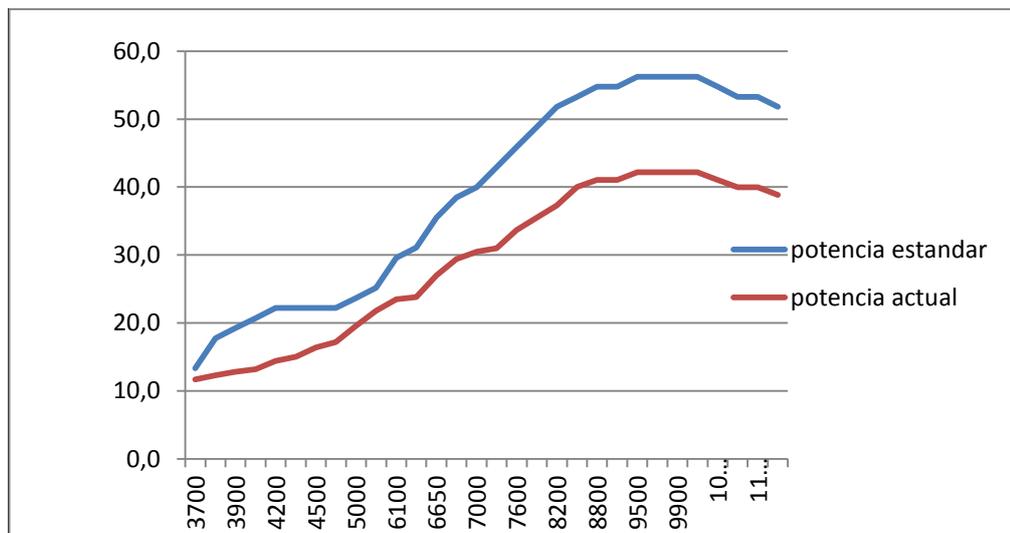


Figura 4. 5. Potencia actual Vs. Potencia estándar (KW)

Fuente: los autores

El comportamiento de la curva de potencia actual a bajas rpm (alrededor de las 3700-4500 rpm), difiere de la curva de potencia estándar, ya que la curva actual no toma la forma ondulada que tiene la curva estándar en estos números de rpm.

El valor máximo de la potencia actual es de 42,2 KW (57 hp) frente a 56,2KW (76 hp) de la potencia estándar.

4.2.3. Análisis de par o torque del motor

Par o torque actual Vs. Par estándar

De igual manera al comparar los datos de la gráfica del par actual con el par estándar, se estableció la misma diferencia de porcentaje que la de la potencia, en donde la gráfica del par actual es menor en un 25% a la gráfica del par estándar.

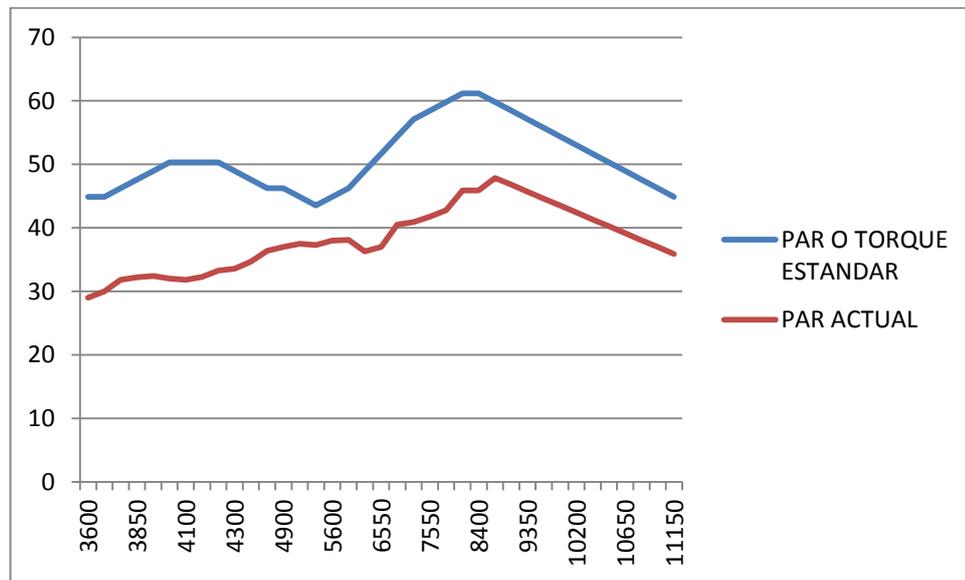


Figura 4. 6. Par actual VS. Par estándar (N·m)

Fuente: los autores

En cuanto al comportamiento de las curvas de par, el valor máximo del par estándar es de 61N·m (45 lb-ft) a 8500 rpm, mientras que el valor máximo del par actual es de 47,9 N·m (35,33 lb-ft) a 8800rpm. Por lo que: se nota que existe la reducción y un desplazamiento hacia la derecha de la gráfica de par actual.

La curva de par estándar establece un par máximo para bajas revoluciones y otro para altas revoluciones. El valor del par máximo para el régimen de bajas revoluciones (3600-5000 rpm) es de 51N.m@ 4100rpm, y para el régimen de altas rpm (5000-11150rpm) es de 61N.m@8500rpm. Mientras que la curva de par actual no define la división de un par máximo para los diferentes regímenes de funcionamiento del motor, pero se establece como creciente al comportamiento del par, alcanzando el valor máximo a las 8800 rpm (47,9 N·m).

4.2.4. Posibles causas de la reducción del par y potencia

Las causas posibles para la reducción de par y potencia del motor Yamaha son:

- Desgaste interno de los cilindros del motor
- Restricción de entrada de aire en el nuevo múltiple de admisión
- Afinación de parámetros en los mapas de inyección
- Forma interna del silenciador

El motor tiene un desgaste interno de los elementos debido a su tiempo de utilización (año de fabricación = 1992).

El restrictor en el múltiple de admisión, es un factor y un elemento muy influyente en el resultado de la potencia, ya que el aire para el funcionamiento de los cuatro cilindros del motor debe ingresar por un conducto de diámetro de 20mm lo cual resta un elevado porcentaje de potencia al motor ya que se reduce el rendimiento volumétrico y disminuye el nivel de ingreso de flujo másico hacia el interior de los cilindros.

Para reponer el daño producido por la restricción de 20mm, se implementa un computador o ECU reprogramable para controlar el sistema de inyección y encendido del motor, con el fin de recuperar la pérdida potencia. Por lo tanto revisando los resultados que se obtuvieron, los parámetros de inyección y encendido no están lo suficientemente afinados para lograr una mayor potencia del motor.

En cuanto a la forma del silenciador, esta puede ser demasiado restrictiva para la salida de gases de escape, lo cual produce reflujos de gases hacia el interior de los cilindros, reduciendo el rendimiento volumétrico y por ende la potencia.

También se debe considerar que las pruebas se realizaron en la ciudad de Cuenca, la cual está ubicada a 2600 m sobre el nivel del mar y tiene condiciones atmosféricas diferentes a las que se participa en la competencia.

El análisis de incremento o reducción de la potencia por la influencia del diseño del múltiple de escape, no se puede realizar, ya que no se tienen los valores o gráficas del par y potencia del motor cuando se inició el proyecto.

4.3. Temperaturas en el sistema de escape

Mediante una cámara térmica se procedió a tomar datos de temperaturas que alcanza el sistema de escape cuando el motor está en funcionamiento. Este proceso se lo llevo a cabo cuando el vehículo se encontraba en la prueba de par y potencia en el banco dinamométrico.

4.3.1. Temperaturas del sistema de escape sin aislamiento térmico

A continuación se presentan fotografías, en donde se puede observar diferentes valores de Temperatura en el colector primario.

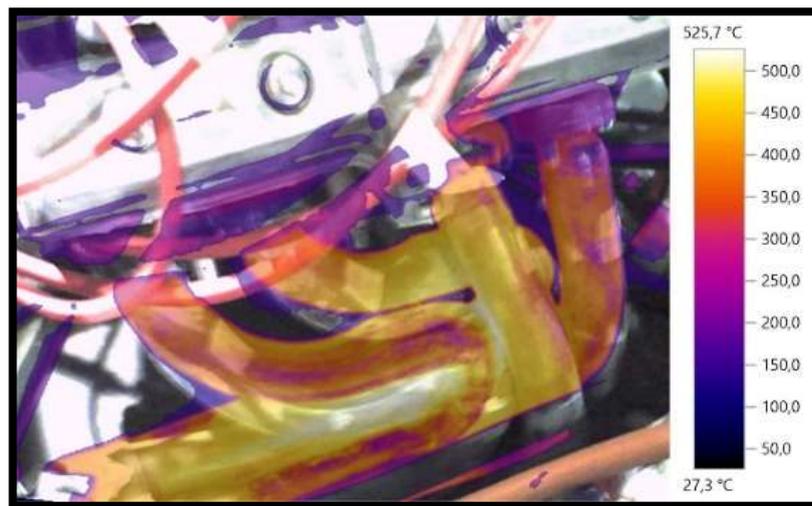


Figura 4. 7. Temperaturas en el colector primario (vista superior)
Fuente: Los autores

Mediante la figura 4. 6 se establece la temperatura máxima que alcanza el sistema de escape, la cual es de 525,7 °C, la cual está ubicada en el colector primario, debido a la cercanía que hay con las cámaras de combustión del motor.

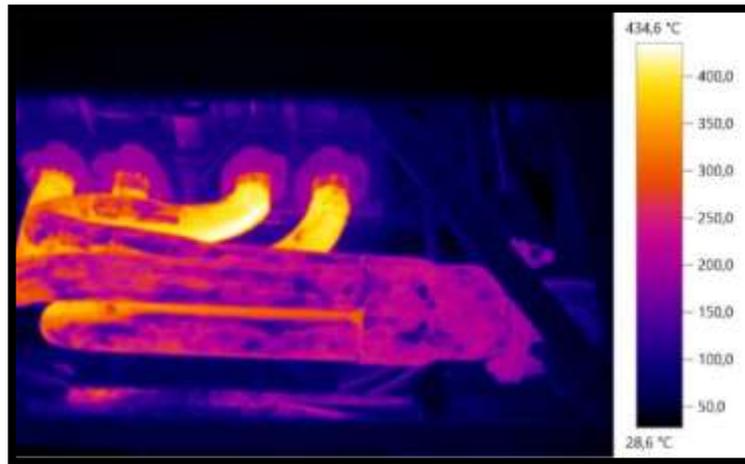


Figura 4. 8. Temperaturas del colector primario con radiación de calor en el depósito de combustible
Fuente: Los autores

En la figura 4.7, se puede ver las temperaturas del colector y además la radiación de calor que existe, del colector hacia la pared del depósito de combustible. En la parte inferior de la gráfica se puede ver las temperaturas altas que tiene una pared del depósito de combustible, haciendo que sea necesario la implementación de un aislante térmico en el colector primario y en las paredes del depósito de combustible, como medida urgente de seguridad.

Las temperaturas que tiene la pared del depósito de combustible son de alrededor de 150 °C, lo cual es muy peligroso, ya que hay riesgo de incendio.

Por estos inconvenientes se implementó un aislamiento térmico, al múltiple de escape y al depósito de combustible, con el fin de cumplir con todas las medidas de seguridad.

4.3.2. Temperaturas con aislamiento térmico del sistema de escape

Al implementar el aislamiento térmico en el múltiple de escape, los valores de temperatura son los siguientes:



Figura 4. 9. Sistema de escape con aislamiento térmico
Fuente: los autores

De acuerdo a la figura 4.8, los valores de temperatura en el múltiple de escape con aislamiento térmico se han reducido drásticamente, obteniéndose como valor máximo 238,2 °C, es decir una reducción de más del 50% en las temperaturas máximas y una reducción mayor, en lugares más alejados a las salidas de escape de la culata del motor.

Esta medida de seguridad ayudó a que no existiera transferencia de calor del múltiple de escape hacia el depósito de combustible. También el depósito de combustible, fue cubierto con lana de vidrio, material aislante de calor.

4.4. Múltiple de escape, cumplimiento con las normas del reglamento

El cumplimiento con todas las normas del reglamento es sin duda lo primordial que debe cumplir el vehículo, por ello se debe realizar este proceso de verificación.

4.4.1. Altura y distancia al eje posterior de Salida del escape

A continuación se muestran mediante figuras, el cumplimiento de las normas del reglamento de la competencia formula Student.

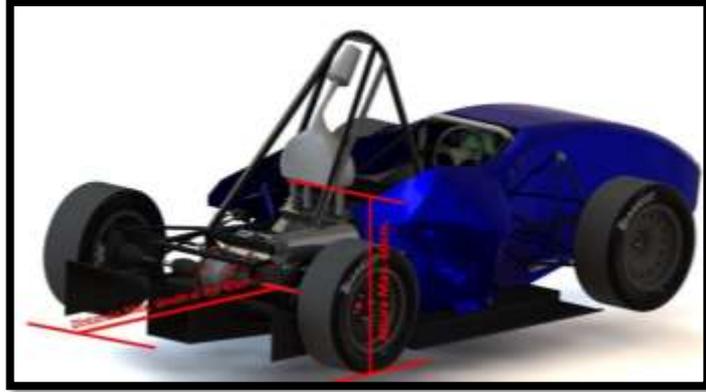


Figura 4. 10. Altura y distancia para la salida del sistema de escape
Fuente: Los autores

En la figura se muestra el cumplimiento de la altura de la salida del sistema de escape, la cual está por debajo de la medida máxima (máx. 60cm desde el suelo).

También se verifica que la salida de los gases de escape cumple con la medida referente desde el eje posterior (máx. 45 cm desde el centro del eje posterior hacia atrás del vehículo).

4.4.2. Seguridad

Este apartado se cumple, debido a que el sistema de escape está cubierto con un aislante térmico, lo cual evita cualquier daño o quemadura, ya sea del piloto o cualquier otra persona que se acerque al vehículo.

4.4.3. Ruido

El cumplimiento con el nivel de ruido o sonido se estableció cuando se eligió el tipo de silenciador a ser implementado en el múltiple de escape.

El silenciador tipo 5tg yhm 238j cumple con el nivel de ruido establecido por la competencia.

4.5. Resultados de la competencia Formula Student 2014/Silverstone-Reino Unido

Las pruebas en las que implica el estado del sistema de escape son: la inspección técnica, la prueba de seguridad y la prueba de sonido.

4.5.1. Revisión técnica

En la inspección técnica se verificó que el sistema de escape cumpla con las normas del reglamento, en cuanto a altura desde el nivel del suelo y la distancia que debe tener la salida de escape desde el eje posterior hacia atrás.

4.5.2. Seguridad

En la inspección de seguridad, se revisó que el aislamiento térmico del múltiple de escape sea correcto, para evitar daños o quemaduras al piloto o a cualquier persona que se acerque al vehículo.

4.5.3. Ruido

En esta prueba se verificó el cumplimiento con el reglamento acerca del nivel de ruido del motor.



Figura 4. 11. Verificación del nivel de sonido del motor

Fuente: Los autores

4.5.4. Resultados

Los resultados se presentan mediante sellos, los cuales indican la aprobación por parte de los jueces de la competencia después de la revisión. Estos fueron:

PRUEBAS	ESTADO
Revisión técnica (TECH)	Aprobado
Seguridad (SAFETY)	Aprobado
Ruido (NOISE)	Aprobado (88-99 dB)

Tabla 4. 1. Resultados de la competencia formula Student 2014
Fuente: Los autores

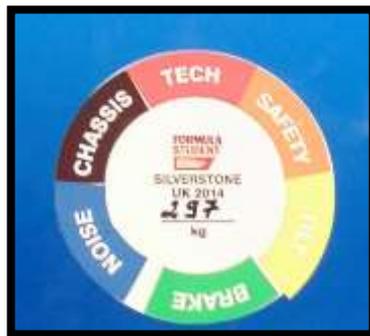


Figura 4. 12. Resultados generales de las pruebas estáticas de la competencia formula Student UK
Fuente: Los autores

Con la aprobación de todas las pruebas estáticas, se puede participar en las pruebas dinámicas, es decir el vehículo puede participar en las carreras de pista.



Figura 4. 13. Monoplaza "Bosco 1.0" en el Endurance del circuito de Silverstone/UK
Fuente: Ethan Gardner Photography

CONCLUSIONES

- El estudio termodinámico mediante un procedimiento analítico permite establecer parámetros y propiedades del motor muy cercanos a lo real, lo cual aprueba realizar modificaciones al diseño de los elementos, proyectar los resultados, optimizarlos y mejorar su rendimiento.
- Las gráficas del par y la potencia estándar son indispensables para evaluar el funcionamiento del conjunto de elementos que componen el motor.
- Una función del múltiple de escape es ayudar en el proceso de renovación de la carga del motor, es decir mejorar el rendimiento volumétrico del motor, lo que se traduce en un mayor ingreso de mezcla aire combustible a los cilindros con la intervención de la inercia y ondas provocadas por la salida de gases combustionados en la fase escape.
- La intervención de las ondas en la salida de los gases de escape establecen el sintonizado de los colectores de escape, en donde repercute la longitud de estos. Obteniéndose así una relación, en donde para obtener un valor de par máximo en altas rpm, la longitud de los colectores debe ser pequeña, y para obtener un par máximo en bajas rpm, la longitud de los colectores debe ser mayor.
- La longitud del múltiple de escape depende directamente del tipo de motor, es decir para un motor de altas revoluciones, las dimensiones del colector de escape son pequeñas, mientras que para motores de bajas revoluciones.
- La configuración 4-1 del múltiple de escape permite alcanzar el par y la potencia máximos en un régimen alto de rpm.
- La longitud del múltiple de escape se define por la fórmula para sintonizar los colectores; y las medidas de sus segmentos se determinan a través de las fórmulas obtenidas del libro “Four Stroke performance Tuning”.

- En el diseño de los múltiples de escape se requiere que los colectores primarios deben tener la misma longitud, con el fin de que las ondas producidas por los gases de escape de los cilindros cercanos no los afecten. Además, se debe evitar en los diseños, radios de curvatura muy pequeños, pero si no es posible, hay que incrementar el diámetro del conducto en el tubo de escape.
- La elección del diseño para el múltiple de escape se realiza por medio de la comparación de las propiedades del fluido, siendo el parámetro más importante la cantidad de flujo másico.
- El software para el diseño y simulación (SOLIDWORKS - ANSYS) es una herramienta que facilita ver el comportamiento de las propiedades del fluido en los diferentes diseños propuestos, al modificarlos sin la necesidad de construirlos, es decir se reducen costos de fabricación con la obtención elementos eficientes.
- El material adecuado para el diseño de los múltiples en nuestro medio es el tubo galvanizado ya que no es muy costoso, tiene baja rugosidad, es maleable, peso adecuado, resistente a la corrosión y degradación y sobre todo es resistente a las altas temperaturas.
- A pesar de la implementación de los nuevos sistemas de: admisión, escape, encendido e inyección electrónica con una Ecu reprogramable, las gráficas de par y potencia disminuyen en un 25% respecto a las del motor estándar. Atribuyendo como la mayor causa de reducción de potencia del motor, a la restricción en la entrada de aire del múltiple de admisión, que es impuesta por la competencia.
- El aislamiento térmico aparte de ser una medida de seguridad ayuda a que los gases de escape mantengan una densidad baja, permitiendo que su evacuación sea más fácil.

RECOMENDACIONES

- Si se desea participar en una nueva competencia, se recomienda adquirir un motor nuevo, con el fin de obtener un buen funcionamiento, fiabilidad y durabilidad del vehículo en la competencia. También obtener datos de par y potencia del motor nuevo mediante pruebas en el banco dinamométrico, con el fin de que al finalizar la construcción del prototipo, comparar los resultados y observar el rendimiento de los diseños implementados en el vehículo y posteriormente optimizarlos.
- Leer detenidamente las normas establecidas en el reglamento y comprenderlas conjuntamente con todo el equipo de trabajo.
- Utilizar flujómetros e instrumentos adecuados para obtener datos reales de flujo, presiones y temperaturas del motor, parámetros que sirven para un correcto diseño de los colectores de admisión y escape.
- Diseñar conjuntamente los múltiples de admisión y escape, con el fin de evaluar flujos de entrada, salida y el sintonizado de los colectores
- Realizar una investigación acerca de la influencia de las ondas de presión en los sistemas de escape y silenciadores.
- Diseñar geometrías de los múltiples fáciles de construir, con materiales existentes en nuestro medio y eficientes en peso y resistencia.
- Establecer los diseños de todas las partes que conforman el vehículo en el software, ensamblarlos con todos los elementos de unión y sujeción, para posteriormente proceder a la construcción.
- Una vez fabricado el múltiple de escape revisar que no existan fisuras o agujeros en los cordones de soldadura y colocar el aislamiento térmico.
- Realizar la repotenciación del motor una vez implementado el sistema de escape completo.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

- CENGEL, Y. (2007). *Termodinámica* (Quinta ed.). D.F, México: Mc Graw Hill.
- CUADRADO, I., AGUDELO, J., & SÁNCHEZ, C. (2008). *Flujo compresible en multiples de motores*. Medellín, Colombia: Universidad de Antioquia.
- GILLIERI, S. (2007). *Preparación de motores de serie para competición*. Barcelona, España: Ceac.
- GONZÁLEZ CALLEJA, D. (2012). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares Gs 12 Cf*. Madrid, España: Paraninfo.
- GRAHAM BELL, A. (2006). *Four-stroke Performance Tuning* (Tercera ed.). Haynes Publishing.
- PAYRI, F., & DESANTES, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. (Reverté, Ed.) Barcelona, España: Universidad Politécnica de Valencia.

Reglamento:

- *SAE International*. (2013). Recuperado el 9 de Enero de 2013, de SAE International 2014 Formula SAE® Rules: http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf

Tesis:

- LEMA, C., & TOBAR, G. (2011). *Diseño de colectores de admisión y escape con análisis comparativo para un motor estándar g10 de un vehículo Suzuki Forsa*. Tesis, Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca/Ecuador.

Citas electrónicas

- *Ansys CFX Tutorials*. (Noviembre de 2010). Recuperado el 12 de Abril de 2014, de Scribd: <https://es.scribd.com/doc/191075670/cfx-tutr13>
- *Ansys Fluent Tutorial guide*. (Noviembre de 2013). Recuperado el 14 de Abril de 2014, de <http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Fluent%20Tutorial%20Guide.pdf>
- Al Makkky, A. (2012). *Methane Combustion Modelling Tutorial using ANSYS CFX*. Recuperado el 10 de Mayo de 2014, de http://cfd2012.com/uploads/3/1/6/2/3162191/combustion_modelling_using_a
- *Ciclos Termodinámicos ITESCAM*. (s.f.). Recuperado el 16 de Diciembre de 2013, de <http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r81708.PDF>
- *Gassattack.com*. (s.f.). Recuperado el 18 de febrero de 2014, de http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/escapes.pdf
- Guardiola, C. (septiembre de 2013). *CMT motores térmicos*. Recuperado el 5 de Marzo de 2014, de <http://personales.upv.es/carguaga/MCIA/L2-3.-%20Renovaci%C3%B3n%20de%20la%20carga.%20Distribuci%C3%B3n%20y%20sintonizado.pdf>
- *Ingemecánica*. (s.f.). Recuperado el 19 de Marzo de 2014, de El Par Motor y la Potencia en los vehiculos: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>
- José. (5 de Febrero de 2012). *Pasión por la Técnica*. Recuperado el 18 de Febrero de 2014, de Potencia en motores de combustión interna: <http://pasionporelmotor.blogspot.com/2012/02/potencia-en-motores-de-combustion.html>
- Loayza, X. (28 de Marzo de 2014). *Formula para fabricar header*. Recuperado el 8 de Mayo de 2014, de Scribd: <https://es.scribd.com/doc/214972526/Formula-Para-Fabricar-Header>
- *Termodinámica*. (s.f.). Recuperado el 30 de Enero de 2014, de Física térmica/Máquinas Térmicas: <http://termodinamica.us.es/termica/transparencias/Leccion8.pdf>
- *Wikipedia*. (16 de Marzo de 2014). Recuperado el 6 de Abril de 2014, de Wikipedia la enciclopedia libre: http://es.wikipedia.org/wiki/F%C3%B3rmula_Student

ANEXOS

ANEXOS DEL CAPITULO I

Anexo A.1. Tablas termodinámicas

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

<i>T</i> K	<i>h</i> kJ/kg	<i>P_r</i>	<i>u</i> kJ/kg	<i>v_r</i>	<i>s^o</i> kJ/kg · K	<i>T</i> K	<i>h</i> kJ/kg	<i>P_r</i>	<i>u</i> kJ/kg	<i>v_r</i>	<i>s^o</i> kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Nota: Las propiedades *P_r* (presión relativa) y *v_r* (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no deben confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 785-786, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

ANEXOS DEL CAPITULO IV

Anexo A.2. Tablas de valores de par y potencia, estándar y actuales del motor

Yamaha FZR600.

PAR ESTANDAR		
Libras. pie	N·m	RPM
33	44,88	3600
33	44,88	3700
34	46,24	3800
35	47,6	3850
36	48,96	3900
37	50,32	3950
37	50,32	4100
37	50,32	4200
37	50,32	4250
36	48,96	4300
35	47,6	4450
34	46,24	4750
34	46,24	4900
33	44,88	5200
32	43,52	5450
33	44,88	5600
34	46,24	5850
36	48,96	6150
38	51,68	6550
40	54,4	6850
42	57,12	7250
43	58,48	7550
44	59,84	7850
45	61,2	8150
45	61,2	8400
44	59,84	8800
43	58,48	9100
42	57,12	9350
41	55,76	9650
40	54,4	9950
39	53,04	10200
38	51,68	10350
37	50,32	10450
36	48,96	10650
35	47,6	10850
34	46,24	11050
33	44,88	11150

POTENCIA ESTANDAR		
HP	KW	RPM
10	7,4	3600
18	13,32	3700
24	17,76	3800
26	19,24	3900
28	20,72	4000
30	22,2	4200
30	22,2	4300
30	22,2	4500
30	22,2	4600
32	23,68	5000
34	25,16	5500
40	29,6	6100
42	31,08	6300
48	35,52	6650
52	38,48	6900
54	39,96	7000
58	42,92	7300
62	45,88	7600
66	48,84	7900
70	51,8	8200
72	53,28	8500
74	54,76	8800
74	54,76	9000
76	56,24	9500
76	56,24	9700
76	56,24	9900
76	56,24	10100
74	54,76	10400
72	53,28	10900
72	53,28	11100
70	51,8	11300

PAR ACTUAL	
N·m	RPM
29	3600
30	3700
31,8	3800
32,2	3850
32,4	3900
32	3950
31,8	4100
32,25	4200
33,3	4250
33,6	4300
34,7	4450
36,4	4750
37	4900
37,5	5200
37,3	5450
38	5600
38,1	5850
36,3	6150
37	6550
40,5	6850
40,9	7250
41,75	7550
42,8	7850
45,9	8150
45,9	8400
47,9	8800
46,8	9100
45,7	9350
44,6	9650
43,5	9950
42,4	10200
41,3	10350
40,3	10450
39,2	10650
38,1	10850
37,0	11050
35,9	11150

POTENCIA ACTUAL	
KW	rpm
10,7	3500
11,0	3600
11,7	3700
12,3	3800
12,8	3900
13,2	4000
14,4	4200
15,0	4300
16,4	4500
17,2	4600
19,6	5000
21,8	5500
23,5	6100
23,8	6300
27,0	6650
29,4	6900
30,5	7000
31,0	7300
33,7	7600
35,5	7900
37,3	8200
40,0	8500
41,1	8800
41,1	9000
42,2	9500
42,2	9700
42,2	9900
42,2	10100
41,1	10400
40,0	10900
40,0	11100
38,9	11300

Anexo A.3. Fotos de las temperaturas en el sistema de escape del motor Yamaha FZR600, obtenidas mediante una cámara térmica.

