



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR
HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE
2014.**

**AUTORES: HINOJOSA JÁCOME DIEGO ESTALIN
PIÑA GUAMÁN DALI ALEJANDRO**

**DIRECTOR: ING. ERAZO GERMÁN
CODIRECTOR: ING. SALAZAR FABIÁN**

LATACUNGA

2015

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

Ing. Germán Erazo (DIRECTOR)
Ing. Fabián Salazar (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el proyecto titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014**”, realizado por los señores Diego Estalin Hinojosa Jácome y Dali Alejandro Piña Guamán, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la UNIVERSIDAD en el Reglamento de Estudiantes de la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS-ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, se recomienda su publicación.

El mencionado proyecto consta de un documento y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat. Autorizo a los señores: Diego Estalin Hinojosa Jácome y Dali Alejandro Piña Guamán que lo entreguen al Ing. JUAN CASTRO, en su calidad de director de la Carrera.

Latacunga, Abril de 2015

Ing. Germán Erazo.
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Fabián Salazar
CODIRECTOR DEL PROYECTO

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros: **HINOJOSA JÁCOME DIEGO ESTALIN
PIÑA GUAMÁN DALI ALEJANDRO**

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

Por medio de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido y del alcance científico del proyecto de grado realizado.

Latacunga, Abril de 2015.

Diego Estalin Hinojosa Jácome
C.C.: 1722647680

Dali Alejandro Piña Guamán
C.C.: 1725399487

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros: **HINOJOSA JÁCOME DIEGO ESTALIN**
PIÑA GUAMÁN DALI ALEJANDRO

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE la publicación en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto titulado: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014”**, el contenido, ideas y el alcance científico están bajo nuestra responsabilidad y autoría.

Latacunga, Abril de 2015.

Diego Estalin Hinojosa Jácome
C.C.: 1722647680

Dali Alejandro Piña Guamán
C.C.: 1725399487

DEDICATORIA

A Dios.

Por haberme dado salud y sobre todo por darme la capacidad de controlar mis pensamientos y elegir el camino correcto en los momentos de adversidad.

A mis Padres.

Por su inmenso amor y por haberme guiado siempre mediante sus consejos, sus valores y su apoyo incondicional durante este arduo pero a la vez provechoso periodo de estudio.

A mis hermanos.

Por su confianza y el ánimo que me brindaron en todo momento para seguir adelante y no darme por vencido jamás.

A mis amigos.

Por apoyarnos mutuamente y en todo momento durante nuestra formación profesional.

Diego Hinojosa J.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo en primer lugar a Dios, por haberme dado la vida y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación personal.

A mi madre por ser la persona que me ha acompañado durante el trayecto de mi vida, brindándome siempre su cariño y apoyo incondicional. A mi padre por demostrarme que en la vida con esfuerzo y dedicación se pueden alcanzar nuestros sueños.

A mi abuelita Gladys por su cariño y grandes consejos. A Jeison y Anthony, porque los quiero infinitamente hermanos. A mi familia en general, porque me han brindado su apoyo incondicional y por compartir buenos y malos momentos junto a mí.

A todos mis compañeros y compañeras con los que hemos compartido grandes momentos a lo largo de la carrera, y han pasado a formar parte de mi vida. En especial para una persona, con la que hemos compartido momentos inolvidables.
E.C.

Dali Piña G.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer de manera especial a mis padres, Nelson Hugo Hinojosa Salguero y María Esther Jácome Pozo, por haberme dado la mejor herencia, que es la educación.

A mis hermanos, Bryan David, Víctor Hugo y Lady Katherine, por brindarme su apoyo y confianza en los buenos y malos momentos, con ellos aprendí que toda adversidad lleva consigo las semillas de un mayor beneficio.

A mis amigos, Andrés, Alex y Henry, por poner siempre el toque de alegría, que hace que la vida sea única.

Y finalmente quiero agradecer a mis tutores de tesis, Germán Erazo y Fabián Salazar por compartir sus conocimientos y experiencias, pero sobre todo por enseñarme que la clave del éxito, se halla en la perseverancia.

Diego Hinojosa J.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por protegerme durante todo el camino recorrido y darme fuerzas para superar obstáculos y dificultades que se han presentado, por darme la bendición de tener a mi familia junto a mí.

Agradecido con mi madre, quien con su apoyo y trabajo me ha enseñado a no desfallecer ni rendirme ante nada. Agradezco la confianza y el apoyo brindado por mi padre, que a través de consejos y su ejemplo, me ha ayudado para alcanzar una meta más de mi vida. A mis hermanos gracias por su apoyo y cariño, que ha sido una razón más para estar donde estoy. Agradecido con mi abuelita, que con sus consejos me ha ayudado a afrontar los retos que se me han presentado a lo largo de mi vida. Agradecido con toda mi familia porque cada día me brindan el aliento que necesito para nunca rendirme.

Agradecido con todos mis amigos por brindarme su apoyo a lo largo de la carrera, por demostrarme que podemos ser grandes amigos y compañeros de vida.

Agradecido con una persona especial, quien con sus palabras de apoyo, con su carisma y su encanto me brindó un apoyo más para alcanzar mi meta, muchas gracias por todo E.C.

Dali Piña G.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICADO	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xviii
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xxiii
RESUMEN.....	xxiv
ABSTRACT	xxv
CAPÍTULO I.....	1
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014.....	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Planteamiento del problema.....	4
1.3 Descripción resumida del proyecto	6
1.4 Justificación e importancia	6
1.5 Objetivos del proyecto.....	7
1.5.1 Objetivo general.....	7
1.5.2 Objetivos específicos	7
1.6 Metas	8

1.7	Hipótesis	8
1.8	Variables de la investigación.....	9
CAPÍTULO II.....		10
2	MARCO TEÓRICO	10
2.1	Formula SAE.....	10
2.2	Disciplinas del evento.....	11
2.3	Pruebas estáticas.....	12
2.3.1	Reporte de Ingeniería	12
2.3.2	Análisis de Costos	13
2.3.3	Plan de Negocios.....	13
2.4	Pruebas dinámicas.....	13
2.4.1	Aceleración	14
2.4.2	Skid Pad / Wet Pad.....	14
2.4.3	Autocross	15
2.4.4	Endurance.....	15
2.4.5	Eficiencia de combustible.....	15
2.5	Sistema de ingreso de aire.....	16
2.5.1	Capacidad de llenado	17
2.5.2	Relación entre el llenado y las RPM “resonancia”	17
2.5.3	Diseño del sistema de ingreso de aire	18
2.5.4	Características del flujo en motores de combustión interna.....	18
2.5.5	Flujo turbulento	19
2.5.6	Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro.....	20
2.5.7	Múltiples de admisión sintonizados.....	21

2.6	Componentes del sistema de ingreso de aire	21
2.6.1	Filtro de aire	22
2.6.2	Cuerpo de aceleración	23
a.	Tipos de cuerpos de aceleración	23
b.	Diámetro interno del cuerpo de aceleración.....	24
c.	Muelles de retorno	25
2.6.3	Difusor de aire.....	26
a.	Difusor tipo convergente- divergente	27
b.	Difusor tipo Venturi	27
2.6.4	Flujo de aire a través del difusor	28
2.6.5	Caudal de aire a través del difusor	29
2.6.6	Colector de admisión	30
a.	Tipos de configuración del colector de admisión	30
2.6.7	Pleno.....	31
2.6.8	Conductos de admisión (“Runners”)	32
2.6.9	Inyectores	34
2.7	Sistema de salida de gases	35
2.7.1	Diseño y operación del sistema de salida de gases	36
2.7.2	Contrapresión al escape	37
2.7.3	Ondas de presión en los conductos de escape	37
2.7.4	Diseño del sistema de salida de gases.....	39
2.8	Componentes del sistema de salida de gases	39
2.8.1	Múltiple de escape	40
2.8.2	Tubería de escape	41

2.8.3	Silenciador	41
2.9	Múltiple de escape afinado.....	43
2.9.1	Múltiple de escape configuración 4-1.....	43
2.9.2	Múltiple de escape configuración 4-2-1.....	44
2.10	Dimensionamiento del sistema de salida de gases.....	45
2.10.1	Tubos primarios	45
a.	Longitud	46
b.	Diámetro interno	46
2.10.2	Tubo de escape principal.....	47
a.	Diámetro interno	47
b.	Longitud.....	47
2.11	Resultados experimentales de sistemas de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i.....	48
CAPÍTULO III.....		52
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES		52
3.1	Requerimientos del sistema de ingreso de aire	52
3.2	Requerimientos del sistema de salida de gases	52
3.3	Limitaciones del sistema de control de ingreso de aire	53
3.4	Limitaciones del sistema de salida de gases	54
3.4.1	Selección del Tipo de Diseño.....	55
a.	Selección del diseño del cuerpo de aceleración	55
b.	Selección de la posición de la toma de aire del colector de admisión .	57
c.	Selección del tipo de difusor	61

d.	Selección del material de construcción del colector de admisión	64
e.	Selección del sistema de salida de gases.....	66
3.5	Cuerpo de aceleración	70
3.5.1	Dimensionamiento del cuerpo del acelerador	70
3.5.2	Diseño del cuerpo de aceleración.....	72
3.5.3	Componentes del cuerpo de aceleración.....	72
a.	Carcasa.....	72
b.	Mariposa	72
c.	Muelles de retorno	73
d.	Cálculo del momento del muelle de retorno.....	73
3.6	Difusor de aire.....	74
3.6.1	Dimensionamiento y diseño del difusor.....	74
a.	Cálculo del flujo másico de aire a través del difusor	74
b.	Cálculo del caudal de aire a través del difusor.....	76
c.	Simulación del comportamiento de la velocidad y presión del aire en el interior del difusor con un ángulo de salida total de 7 grados	76
3.7	Colector de admisión.....	79
a.	Geometría	80
b.	Ubicación de los inyectores	81
c.	Conductos de admisión.....	82
d.	Cálculo del diámetro óptimo de los conductos de admisión.....	82
e.	Cálculo de la longitud óptima de los conductos de admisión	83
f.	Pleno.....	85
g.	Cálculo del volumen óptimo del pleno	86

h.	Programa Ricardo WAVE	89
3.8	Dimensionamiento del sistema de salida de gases.....	93
a.	Cálculo de los tubos primarios	93
b.	Cálculo del tubo de escape principal	95
3.9	Diseño del sistema de salida de gases	96
3.10	Construcción del cuerpo de aceleración	98
a.	Adaptación del sensor TPS y los muelles de retorno.....	99
3.11	Construcción del difusor tipo Venturi.....	101
3.12	Construcción del múltiple de admisión	102
a.	Conductos de admisión.....	102
b.	Pleno superior.....	103
c.	Pleno inferior	105
d.	Sellado hermético del sistema	108
3.13	Construcción del sistema de salida de gases	109
3.13.1	Corte y doblado de los tubos primarios.....	110
3.13.2	Suelda de los tubos primarios.....	112
3.13.3	Construcción del colector.....	112
3.13.4	Corte y doblado del tubo principal de escape	114
	CAPÍTULO IV	115
	MONTAJE Y PRUEBAS	115
4.1	Montaje y fijación del sistema de control de ingreso de aire en el vehículo prototipo	115
4.2	Montaje y fijación del sistema de salida de gases en el vehículo prototipo	116

4.3	Prueba de ruido.....	117
4.4	Prueba de potencia	120
4.5	Prueba de torque	124
4.6	Análisis de los resultados de ruido, potencia y torque.....	129
	CAPÍTULO V	139
	5 MARCO ADMINISTRATIVO	139
5.1	Recursos	139
5.1.1	Recursos humanos	139
5.1.2	Recursos tecnológicos	140
5.1.3	Recursos materiales	141
5.2	Presupuesto y financiamiento	142
	CONCLUSIONES	145
	RECOMENDACIONES.....	147
	BIBLIOGRAFÍA	149
	ANEXOS.....	155

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1	Tipos de cuerpo de aceleración	24
Tabla 2.2	Tipos de configuración del colector de admisión	30
Tabla 2.3	Resultados experimentales de sistemas de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i.	51
Tabla 3.1	Matriz de selección del cuerpo de aceleración	57
Tabla 3.2	Matriz de selección para la posición de la toma de aire del colector de admisión.....	61
Tabla 3.3	Matriz para la selección del tipo de difusor	64
Tabla 3.4	Matriz para la selección del material de construcción del colector de admisión.....	66
Tabla 3.5	Resumen del diseño del sistema de ingreso de aire.....	69
Tabla 3.6	Resumen del diseño del sistema de salida de gases.....	70
Tabla 3.7	Valores conocidos para la modelación del motor en el programa Ricardo WAVE	90
Tabla 4.1	Parámetros considerados durante la prueba en el banco dinamométrico	121
Tabla 4.2	Resultados de la prueba de potencia a distintas RPM.....	123
Tabla 4.3	Potencia máxima alcanzada por el vehículo prototipo en el dinamómetro	124
Tabla 4.4	Resultados de la prueba de torque en el dinamómetro a distintos de rangos de RPM	126
Tabla 4.5	Torque máximo alcanzado por el vehículo prototipo durante la prueba en el dinamómetro	129
Tabla 4.6	Resultados de la prueba de ruido del motor Honda CBR 600 F4i ..	129
Tabla 4.7	Resultados de la prueba de potencia del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico	130

Tabla 4.8 Resultados de la prueba de torque del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico	132
Tabla 4.9 Resumen de resultados de la pruebas de ruido, potencia y torque del motor Honda CBR 600 F4i	134
Tabla 4.10 Comparación de resultados experimentales de distintos investigadores	136
Tabla 5.1 Recurso Humano para la realización del proyecto.....	139
Tabla 5.2 Recursos tecnológicos para la realización del proyecto.....	140
Tabla 5.3 Recursos Materiales	141
Tabla 5.4 Presupuesto para el sistema de control de ingreso de aire	142
Tabla 5.5 Presupuesto para el sistema de salida de gases.....	143
Tabla 5.6 Presupuesto total del sistema de control de ingreso y salida de gases	143

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Prototipo “COTOPAXI 1” Formula SAE-Germany 2011.....	2
Figura 1.2 Prototipo “COTOPAXI 2” Formula SAE-Germany 2012.....	3
Figura 1.3 Prototipo “COLIBRÍ” Formula SAE-Germany 2014.....	3
Figura 1.4 Diagrama de problemas y soluciones del proyecto	5
Figura 2.1 Equipos participantes en la Formula SAE 2014.....	11
Figura 2.2 Pruebas Estáticas FSAE.....	12
Figura 2.3 Pruebas Dinámicas FSAE	14
Figura 2.4 Sistema de ingreso de aire	16
Figura 2.5 Turbulencia generada en la admisión.....	19
Figura 2.6 Filtros de aire	22
Figura 2.7. Cuerpo de aceleración Honda CBR 600 F4i.....	23
Figura 2.8 Muelles de retorno	25
Figura 2.9 Difusor de aire	26
Figura 2.10. Difusor tipo convergente-divergente	27
Figura 2.11. Difusor tipo Venturi	28
Figura 2.12 Pleno.....	31
Figura 2.13. Conductos de admisión.	32
Figura 2.14 Inyector de combustible	35
Figura 2.15 Sistema de salida de gases.	36
Figura 2.16 Ondas de presión en los conductos de escape.	38
Figura 2.17 Sistema de salida de gases FSAE.....	40
Figura 2.18. Múltiple de escape FSAE.....	40
Figura 2.19 Tubería de escape.....	41
Figura 2.20 Silenciador FSAE.....	42
Figura 2.21. Sistema de salida de gases 4-1.....	44
Figura 2.22. Sistema de salida de gases 4-2-1.....	45

Figura 2.23 Curva de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión VS un no restringido a 8500 RPM.....	48
Figura 2.24 Curva de potencia Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión	49
Figura 2.25 Curva de potencia Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión	50
Figura 3.1 Límite máximo para la ubicación de todo el sistema de admisión ...	53
Figura 3.2 Flujo del aire en función del tipo de cuerpo de aceleración	56
Figura 3.3 Eficiencia volumétrica del cuerpo de aceleración tipo mariposa.....	56
Figura 3.4 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire lateral	58
Figura 3.5 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire inferior	59
Figura 3.6 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire superior	60
Figura 3.7 Características de un difusor tipo Venturi.	62
Figura 3.8 Relación entre los diámetros y pérdidas de presión en difusor tipo Venturi.....	63
Figura 3.9 Características de distintos materiales para la fabricación del colector de admisión.....	65
Figura 3.10 Curvas características del torque de las configuraciones de escape “4-2-1” y “4-1”	67
Figura 3.11 Geometría del cuerpo de aceleración y ubicación del sensor TPS	72
Figura 3.12 Dimensiones del difusor tipo Venturi.....	77
Figura 3.13 Velocidad del aire en el interior del difusor	77
Figura 3.14 Presión del aire en el interior del difusor.....	78
Figura 3.15 Difusor tipo Venturi con un ángulo de salida de 7 grados.....	78
Figura 3.16 Diseño del colector de admisión	79
Figura 3.17 Colector de admisión dentro del espacio reglamentario	80

Figura 3.18 Ubicación de los inyectores en el colector de admisión.....	81
Figura 3.19 Diseño final de los conductos de admisión	85
Figura 3.20 Simulación en SolidWorks (deflexión debido a la presión aplicada)	86
Figura 3.21 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 3.5 lt	87
Figura 3.22 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 4.5 lt	88
Figura 3.23 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 5.5 lt	88
Figura 3.24 Modelo de una red de fluidos en el programa WAVE	89
Figura 3.25 Modelación del motor CBR 600 F4i junto con el sistema de ingreso y salida de gases en el programa Ricardo WAVE	91
Figura 3.26 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 3.5lt....	91
Figura 3.27 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 4.5lt....	92
Figura 3.28 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 5.5lt....	92
Figura 3.29 Sistema de salida de gases dentro del espacio reglamentario	97
Figura 3.30 Simulación de flujo en el sistema de salida de gases.	98
Figura 3.31 Conjunto original del cuerpo de aceleración del motor Honda CBR 600 F4i.....	98
Figura 3.32 Carcasa del cuerpo de aceleración para el prototipo FSAE	99
Figura 3.33 Sensor TPS montado en el cuerpo de aceleración.....	100
Figura 3.34 Conjunto del cuerpo de aceleración terminado.....	100
Figura 3.35 Difusor mecanizado en impresora 3D.....	101
Figura 3.36 Impresora 3D y el material de prototipado ABS.....	101
Figura 3.37 Impresión de un conducto de admisión como muestra exacta	102
Figura 3.38 Conductos de admisión en acero inoxidable	103
Figura 3.39 Aplicación de masilla mustang en el molde de espuma de poliuretano	104

Figura 3.40 Pleno superior en fibra de vidrio	105
Figura 3.41 Placa de aluminio con los agujeros para los conductos de admisión	105
Figura 3.42 Molde negativo del pleno inferior	106
Figura 3.43 Pleno inferior con los agujeros para los conductos de admisión .	107
Figura 3.44 Verificación del acoplamiento del múltiple de admisión en el motor	107
Figura 3.45 Pintado final del pleno superior, pleno inferior y el difusor.....	108
Figura 3.46 Cierre hermético del sistema mediante empaques.....	109
Figura 3.47 Tubos primarios	110
Figura 3.48 Doblado de los tubos primarios	111
Figura 3.49 Tubos primarios con las tomas	111
Figura 3.50 Tubos primarios soldados.....	112
Figura 3.51 Colector	113
Figura 3.52 Tubos primarios con el colector	113
Figura 3.53 Tubo de escape principal.....	114
Figura 3.54 Sistema de salida de gases.	114
Figura 4.1 Fijación del sistema al vehículo prototipo	115
Figura 4.2 Sistema de control de ingreso de aire terminado e instalado	116
Figura 4.3 Montaje del sistema de salida de gases.	117
Figura 4.4 Prueba de ruido en una competencia FSAE.....	118
Figura 4.5 Sticker identificativo de la prueba de ruido superada	119
Figura 4.6 Sticker del vehículo prototipo al pasar la prueba de ruido durante la competencia Formula Student Germany 2014.....	119
Figura 4.7 Vehículo prototipo en el dinamómetro para la prueba de potencia	120
Figura 4.8 Software del banco dinamométrico Dinorace	121
Figura 4.9 Curva de potencia obtenida en el dinamómetro.	122
Figura 4.10 Diagrama de la potencia en función de las RPM.	124
Figura 4.11 Vehículo prototipo en el dinamómetro durante la prueba torque .	125

Figura 4.12 Curva de torque obtenida en el dinamómetro.....	126
Figura 4.13 Diagrama de Torque en función de las RPM.	127
Figura 4.14 Potencia a 8500 RPM.	130
Figura 4.15 Curvas de potencia Honda CBR 600 F4i restringido y sin restricción de aire en la admisión.....	131
Figura 4.16 Curva de potencia teórica programa Ricardo WAVE.	132
Figura 4.17 Torque a 8500 RPM.....	133
Figura 4.18 Curva de torque teórico programa Ricardo WAVE.	133
Figura 4.19 Resultados de potencia a 8500 RPM.....	135
Figura 4.20 Resultados de torque a 8500 RPM.....	136
Figura 4.21 Comparación del torque a 8500 RPM.....	137
Figura 4.22 Comparación de la potencia a 8500 RPM.	137

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2.1	Ecuación para el cálculo del diámetro interno del cuerpo de aceleración.	25
Ecuación 2.2	Momento en un muelle.	26
Ecuación 2.3	Flujo másico bajo la condición de flujo estrangulado.	29
Ecuación 2.4	Caudal máximo a través del restrictor.	29
Ecuación 2.5	Cálculo del diámetro de los conductos de admisión.	33
Ecuación 2.6	Longitud de los conductos de admisión.	34
Ecuación 2.7	Longitud de los tubos primarios.	46
Ecuación 2.8	Diámetro interno de los tubos primarios.	46
Ecuación 2.9	Diámetro interno del tubo de escape.	47
Ecuación 2.10	Longitud del tubo de escape.	47
Ecuación 4.1	Ecuación para el cálculo del torque.	128

RESUMEN

El proyecto de investigación trata del diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014, denominado "COLIBRÍ". El desarrollo tecnológico en la industria nacional automotriz y el cambio de matriz productiva plantean la necesidad, que a través de la universidad se genere investigación enfocada a la construcción de sistemas automotrices utilizando recursos disponibles existentes en el país. El sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo FSAE 2014 permite recuperar la pérdida de potencia en un 14.38% y el torque en un 14.36 % a 8500 RPM respecto a un motor del mismo tipo restringido 20 mm de diámetro en su admisión pero sin ningún sistema que recupere dichas pérdidas. Esto se logra mediante el diseño del restrictor para el sistema de control de ingreso de aire que facilita la entrada del mismo y el header para el sistema de salida de gases del motor que permite la eficaz evacuación de los gases residuales. Las consideraciones para el diseño y construcción del sistema se hacen en base a las especificaciones del reglamento vigente de la Formula SAE 2014. El análisis y simulación se realiza mediante el uso de herramientas CAD como: Inventor, SolidWorks y Ricardo WAVE y finalmente las pruebas mecánicas del sistema se realizan en un dinamómetro DYN.

PALABRAS CLAVES:

- **MOTOR HONDA CBR 600 F4I**
- **FORMULA SAE**
- **MOTORES - PÉRDIDA DE POTENCIA**
- **MOTORES - GASES**

ABSTRACT

In this project the design and construction of the control system of entry and exit of Honda CBR 600 F4i gas engine for the 2014 Formula SAE prototype, named "COLIBRÍ" is performed. Technological developments in the automotive industry nationally and changing production model raises the need, through university research focused on the construction of automotive systems using existing available resources the country is generated. The control system of entry and exit of Honda CBR 600 F4i gas engine for the 2014 FSAE prototype allows to recover the loss of power by 14.38% and 14.36% in torque at 8500 RPM compared to an engine of the same type restricted 20 mm in diameter at the inlet but no system to recover that loss. This is achieved by designing the restrictor control system for inlet air, which facilitates entry thereof, and the header for the exhaust system of the engine to allow efficient evacuation of the waste gases. The considerations for the design and construction of the system is made based on the specifications of the rules of procedure of the Formula SAE 2014. The analyzes and simulations are performed using CAD tools such as Inventor, SolidWorks and Ricardo WAVE and finally testing system are performed on a dynamometer DYN

KEYWORDS:

- HONDA CBR 600 F4i ENGINE
- FORMULA SAE
- ENGINES - LOSS OF POWER
- ENGINES - GASES

CAPÍTULO I

1 “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014”

1.1 Antecedentes

La Formula SAE es una competencia patrocinada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), la misma que busca enrolar estudiantes universitarios de todas partes del mundo en el diseño, construcción y puesta a punto de un vehículo tipo Formula. Dicho de otra manera simula una situación real que un grupo de personas buscan la manera de poner en marcha una empresa para el desarrollo de un prototipo. La competencia considera el diseño del automóvil, las habilidades de marketing del equipo, el costo del prototipo y el rendimiento del mismo al someterlo a una variedad de pruebas estáticas y dinámicas.

Esta competencia es muy importante para los estudiantes de ingeniería considerando el cambio de matriz productiva del país que nos impulsa a utilizar los conocimientos y capacidades de cada uno al máximo.

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga participó en la Formula SAE-Germany, por primera vez en el año 2011. El equipo FESPE fue fundado ese mismo año como un grupo de estudiantes, para asegurar el continuo desarrollo y crecimiento del proyecto.

El equipo FESPE proporciona un medio para agrupar estudiantes de diferentes disciplinas para que trabajen juntos en la creación de un vehículo prototipo para la competencia Formula SAE.

En un principio el equipo FESPE estaba formado principalmente de estudiantes de ingeniería de último año que se centraron en mantener la simplicidad del diseño, pasando por alto cualquier complejidad excesiva. La estrategia de este diseño tuvo la intención de utilizar componentes fáciles de conseguir, que garantizó la facilidad de mantenimiento, y su objetivo fue lograr la asequibilidad, nombrando acertadamente a su creación “COTOPAXI 1”, mostrado en la figura 1.1.



Figura 1.1 Prototipo “COTOPAXI 1” Formula SAE-Germany 2011

La segunda participación tuvo lugar en el año 2012 con el “COTOPAXI 2”, figura 1.2, esta vez el proyecto no partía de cero, sin embargo el reto fue utilizar materiales y recursos existentes en el mercado ecuatoriano.



Figura 1.2 Prototipo “COTOPAXI 2” Formula SAE-Germany 2012

“COLIBRÍ” es el nombre del tercer vehículo que participó en la Formula SAE-Germany 2014, ilustrado en la figura 1.3. El mismo que recopiló la experiencia de las dos competencias anteriores para crear un vehículo mucho más dinámico, maniobrable, menor peso, mejor suspensión, bajo centro de gravedad y mayor rendimiento en general.



Figura 1.3 Prototipo “COLIBRÍ” Formula SAE-Germany 2014

EL conjunto del motor es parte integral del vehículo. Sin potencia y par motor suficiente el vehículo no se desempeña eficientemente en cualquier tipo de competencia.

Los eventos dinámicos representan 675 puntos del total de 1000 puntos posibles de la competencia. Esto significa que tener un vehículo que se puede conducir con facilidad en todas las pruebas dinámicas FSAE es fundamental para obtener mayor puntaje en la competencia.

El diseño del sistema de control de ingreso y salida de gases influye directamente en las características del motor que determina la facilidad de conducción del mismo.

El equipo de FESPE ha optado por continuar utilizando el motor Honda CBR 600 F4i que se utilizó en el año 2011, 4 tiempos, 4 cilindros en línea, 600cc de cilindrada, 110 HP de potencia a 13500 RPM y 65 N-m de torque a 10500 RPM.

1.2 Planteamiento del problema

El desarrollo tecnológico, los avances y progresos en la industria nacional automotriz plantean la necesidad, que a través de la universidad se genere investigación enfocada a la construcción de prototipos de vehículos.

El cambio de matriz productiva conduce a la universidad a un plano en el que tiene que empezar a producir sus propios sistemas automotrices utilizando los recursos disponibles que existan en el país. Este cambio a su vez desarrolla el emprendimiento en el área automotriz.

El sistema de control de ingreso y salida de gases es muy importante para el correcto desempeño de un motor, más aun en los vehículos de competición en donde se necesita una alta maniobrabilidad.

Debido a que el reglamento de la competencia Formula SAE-Germany plantea restricciones al ingreso del aire al motor así como también el control del nivel de ruido en el escape que originan pérdidas de potencia y torque, por ende es necesario recuperar dichas pérdidas mediante el adecuado diseño del sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014. De esta manera se puede conseguir aumentar el rendimiento de todo el vehículo.

A continuación en la figura 1.4 se ilustra en un cuadro esquemático los problemas y soluciones del proyecto, para el diseño del sistema de control de ingreso y salida de gases.

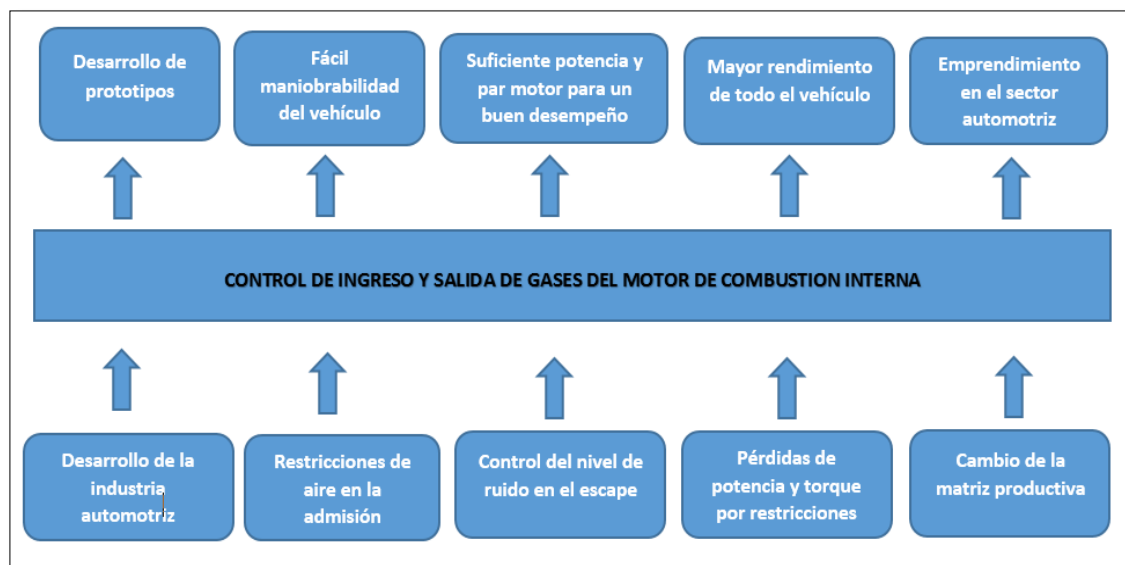


Figura 1.4 Diagrama de problemas y soluciones del proyecto

1.3 Descripción resumida del proyecto

El diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014 va a recuperar gran parte de las pérdidas de potencia del motor mediante el diseño del restrictor para el sistema de control de ingreso de aire que facilitará la entrada del mismo y el header para el sistema de salida de gases del motor que permitirá la eficaz evacuación de los gases residuales.

El diseño y las consideraciones para la modelación y construcción se harán en base a las especificaciones del reglamento vigente de la Formula SAE 2014.

El análisis y la simulación se realizará mediante el uso de herramientas CAD como: Inventor, SolidWorks y Ricardo WAVE para el análisis de rendimiento del motor a distintas condiciones de operación.

1.4 Justificación e importancia

En el mundo de los vehículos competición existe un constante desarrollo tecnológico, por ende la necesidad de mejorar los conocimientos de una manera práctica, y que mejor manera que desarrollando el sistema de control de ingreso y salida de gases que permita mantener un alto rendimiento de un vehículo tipo Formula SAE. De esta manera contribuimos a elevar el nivel competitivo de la universidad tanto dentro del país como fuera.

Siendo esta carrera pionera en el ámbito de ingeniería automotriz en el país, el desarrollo de este proyecto contribuirá al estudio de nuevas tecnologías automovilísticas que permitan seguir manteniéndonos como líderes.

El cambio de matriz productiva del país conlleva a un desarrollo inminente en la industria automotriz en la que se debe empezar a diseñar y construir sistemas automotrices con altos estándares de calidad y apegados a las exigencias y normativas del mercado internacional.

Inmerso en la competencia de la Formula SAE 2014 existe el reglamento que exige el correcto diseño del sistema de control de ingreso y salida de gases para el motor del vehículo. Como parte de las normas de la competencia se exige la implementación de una restricción en el flujo de aire al ingreso del motor que a su vez repercute en la potencia del mismo. Por ello y con el fin de recuperar dicha potencia es importante el diseño del restrictor de aire que utilice un tubo venturi que busca disminuir la caída de presión asociada con la restricción. Además dentro de las normas existe un parámetro que reglamenta el ruido que se presenta a la salida de gases del motor, por ello se necesita de un análisis minucioso para el diseño del sistema de escape que facilite la correcta evacuación de los gases residuales, lo que a su vez repercutirá en la cantidad de ruido que produce.

1.5 Objetivos del proyecto

1.5.1 Objetivo general

- Diseñar y construir el sistema de control de ingreso y salida de gases de un motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014.

1.5.2 Objetivos específicos

- Investigar y recopilar toda la información referente a las especificaciones del reglamento vigente de la Formula SAE-Germany 2014.

- Analizar resultados experimentales de sistemas de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i realizadas por investigadores de universidades que han participado en competencias FSAE
- Diseñar y construir el sistema de control de ingreso de aire que permita reducir al máximo las pérdidas de potencia del motor.
- Diseñar y construir el sistema de salida de gases de escape que no exceda un nivel de ruido de 110dB.
- Realizar mediciones del nivel de ruido del motor, además de mediciones de potencia y torque en un banco dinamométrico.
- Verificar el cumplimiento de las especificaciones referentes a todo el sistema de control de ingreso y salida de gases en la reglamentación de la Formula SAE 2014.

1.6 Metas

- Mantener el nivel de potencia alrededor de 70 HP luego de colocarle una restricción de 20 mm de diámetro en la admisión por especificaciones del reglamento.
- Mantener el nivel de torque alrededor de 50 N-m luego de colocarle una restricción de 20 mm de diámetro en la admisión por especificaciones del reglamento.
- No exceder la generación de 110 dB de ruido en el funcionamiento del motor para cumplir con el reglamento de la competencia.

1.7 Hipótesis

- El diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el prototipo Formula SAE 2014 mantendrá un alto rendimiento del vehículo superando las pérdidas de potencia originadas por la restricción de aire que exige el reglamento.

1.8 Variables de la investigación

- **Variable Dependiente**

Sistema de control de ingreso y salida de gases.

- **Variable Independiente**

Parámetros característicos del motor de combustión interna.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Formula SAE

(Plank, 2005) “La Formula SAE es un evento mundial orientado al desarrollo profesional de los estudiantes universitarios de diversas disciplinas. El concurso fomenta la participación de las disciplinas de ingeniería, comercio y marketing. Ofrece la oportunidad para que los estudiantes apliquen sus habilidades y conocimientos para un proyecto mundo real.

Las especificaciones de diseño establecidas por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) comprende la concepción, diseño y construcción de un vehículo de alto rendimiento, bajo costo y de cabina abierta al estilo de competición de un tipo Formula, con la comercialización y el atractivo del negocio. Esta competencia requiere de ingeniería innovadora y el apoyo de un plan de negocios inteligente.

Los trabajos del evento y los requisitos de seguridad deben ajustarse al reglamento dictado por la Formula SAE para el año en curso. Es importante destacar que las reglas del evento establecen que el vehículo debe ser concebido, diseñado y construido en su totalidad por los estudiantes con el fin de que los participantes tengan la oportunidad de adquirir conocimientos en todas las facetas del proyecto”.

La Formula SAE-Germany conto con la participación de 118 equipos en la categoría de motores de combustión y 40 equipos en la categoría de motores eléctricos, todos de diferentes nacionalidades, como se muestra en la figura 2.1, el equipo FESPE se destaca por ser el único representante de Sudamérica.



Figura 2.1 Equipos participantes en la Formula SAE 2014

Fuente: (Hannig, 2014)

Durante la competencia el vehículo es sometido a pruebas estáticas y dinámicas en diferentes disciplinas que se mencionan a continuación.

2.2 Disciplinas del evento

(Hannig, 2014) “En total en una competencia Formula SAE hay ocho disciplinas. De éstas, tres son estáticas en las que los equipos y sus vehículos son juzgados sobre la base de informes, discusiones y presentaciones. Las otras cinco disciplinas son estrictamente de tipo dinámicas que implican un vehículo en movimiento y por lo tanto la evaluación de diferentes aspectos de rendimiento del mismo”.

2.3 Pruebas estáticas

(Hannig, 2014) “Durante las tres disciplinas estáticas los estudiantes presentan su plan de diseño de ingeniería, la planificación de costes y el plan de negocios. Estos son discutidos con el jurado formado por expertos del automovilismo e industrias proveedoras automotrices”. Una platilla colocada dentro del vehículo, figura 2.2, sirve para comprobar que no se exceden los límites estipulados en el reglamento.

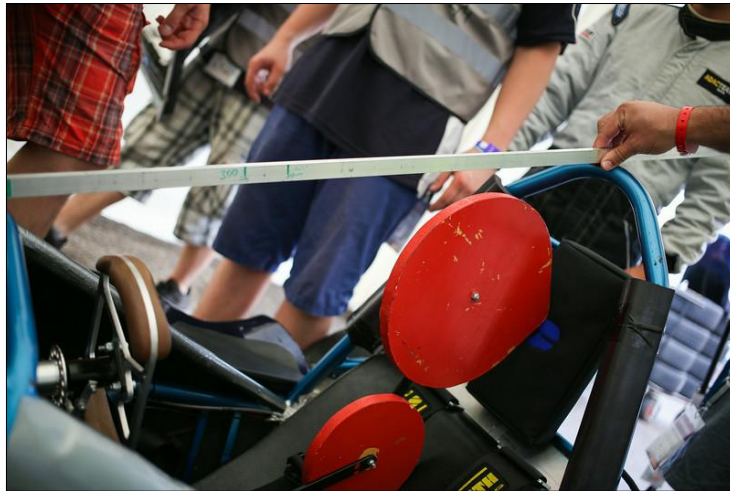


Figura 2.2 Pruebas Estáticas FSAE

Fuente: (Hannig, 2014)

2.3.1 Reporte de Ingeniería

(Hannig, 2014) “En el “Design Report”, los estudiantes establecen las soluciones y las ventajas de cada uno de los sistemas de los vehículos por escrito en un informe de diseño. Ocho páginas de texto y dibujos técnicos tienen que convencer a los jueces de la construcción del vehículo y las cualidades. En la competencia, los jueces examinan las soluciones constructivas y discuten con los estudiantes. La puntuación que se refiere al informe escrito, es en base a las respuestas en el debate y la inspección del vehículo”.

2.3.2 Análisis de Costos

(Hannig, 2014) “Los costos son un factor importante en la construcción de un vehículo de carreras. Por lo tanto, los estudiantes tienen que hacer frente a las estimaciones de costos, diferentes técnicas de fabricación y procesos en el “Cost Event”. Esta disciplina consiste en un informe escrito (el informe de costos) y una discusión con los jueces de todo el prototipo fabricado. El informe de costos contiene una lista de todos los componentes del vehículo, desde las ruedas hasta las herramientas especiales que se haya utilizado para la construcción del vehículo. La puntuación depende de la organización del informe de costos, la comprensión de los procesos de fabricación y el precio, así como el desempeño de una tarea caso real para reducir los costos”.

2.3.3 Plan de Negocios

(Hannig, 2014) “Los equipos deben presentar el plan de negocio “Business Plan Presentation” del prototipo construido para el fabricante asumido representado por los jueces. El objetivo es convencer a los jueces de que el vehículo cumple con las demandas exigidas y que puede ser producido y comercializado de manera rentable. Por lo general, uno o dos miembros del equipo dan una presentación de diez minutos y son cuestionados por los jueces por un período adicional de cinco minutos. El contenido, estructura, organización y desempeño de la charla, así como las respuestas que los estudiantes dan, es calificado por los jueces”.

2.4 Pruebas dinámicas

(Hannig, 2014) “Durante las disciplinas dinámicas los vehículos tienen que demostrar la capacidad de rendimiento de los diseños en la pista. Las disciplinas demandan diferentes cualidades del vehículo. En cada disciplina dos pilotos tienen dos carreras (excepto en el “Endurance Event”). La mejor carrera de las

cuatro en total, se contará como la óptima que el vehículo puede alcanzar, en la figura 2.3 se muestra un prototipo arrancando ésta prueba”.



Figura 2.3 Pruebas Dinámicas FSAE

Fuente: (Hannig, 2014)

2.4.1 Aceleración

(Hannig, 2014) “Los vehículos de carrera demuestran las capacidades de aceleración sobre una distancia de 75 metros partiendo de cero. Los vehículos más rápidos cubren la distancia en menos de 4 segundos y alcanzan una velocidad máxima de más de 100 km / h”.

2.4.2 Skid Pad / Wet Pad

(Hannig, 2014) “Los vehículos corren sobre una pista en forma de un ocho. Se deben conducir vueltas consecutivas en cada círculo, la segunda vuelta está cronometrada. Los vehículos demuestran el estado de equilibrio que se puede generar en una aceleración lateral. El “Skid Pad” se lleva a cabo sobre una superficie humedecida de forma continua (Wet Pad) para asegurarse de que las condiciones son constantes para todos los equipos”.

2.4.3 Autocross

(Hannig, 2014) “Se conducen los vehículos por el transcurso de un kilómetro a través de tramos rectos y curvos, con chicanes y slaloms. El tiempo por cada vuelta sirve como un indicador de la dinámica de conducción y las cualidades de manejo. Los resultados de la disciplina “Autocross” también determinan el orden de salida en el Endurance”.

2.4.4 Endurance

(Hannig, 2014) “Es la disciplina que proporciona el mayor número de puntos, el “Endurance” es la disciplina principal del evento dinámico. Durante un tramo de 22 kilómetros, los vehículos tienen que demostrar su durabilidad en condiciones a largo plazo. La aceleración, la velocidad, la manipulación, la dinámica, la eficiencia del combustible y lo más importante la fiabilidad de los vehículos se pone a límite. El “Endurance” también requiere de habilidades de manejo del conductor, se permiten hasta 4 vehículos en la pista al mismo tiempo. Cada equipo tiene un solo intento, los conductores cambian después de 11 kilómetros. Aquí tanto el vehículo más lento como el más rápido recibe su respectivo puntaje y colocación en la tabla de posiciones”.

2.4.5 Eficiencia de combustible

(Hannig, 2014) “Durante el “Endurance” se evalúa el consumo de combustible de los vehículos. Para obtener el puntaje en esta prueba se hace también una relación con la velocidad que alcanzó el vehículo”.

2.5 Sistema de ingreso de aire

(Thiessen & Dales, 2001) “El sistema de suministro de aire proporciona a cada uno de los cilindros la cantidad necesaria de aire para la combustión adecuada durante todas las fases de la operación del motor”.

(Orovio, 2010) “La energía (par) que un motor entrega depende de la cantidad de gases frescos que entran en los cilindros durante la admisión, a mayor cantidad (masa) de gases admitidos más fuerte serán las combustiones y el empuje consecuente sobre cada pistón. Lo ideal sería que entrase en el motor tanta cantidad de gases frescos como capacidad de los cilindros, pero los rozamientos internos, la geometría, forma y tamaño de los colectores entre otras razones impiden que se logre un llenado del 100%”.

El sistema de ingreso de aire cumple con las siguientes funciones:

- Filtrar el aire atmosférico de forma que llegue limpio al motor.
- Medir y regular la cantidad de aire que formará la mezcla.
- Distribuir adecuadamente el aire entre los conductos de admisión del motor.

En la figura 2.4 se muestra un sistema de ingreso de aire tipo Formula SAE.

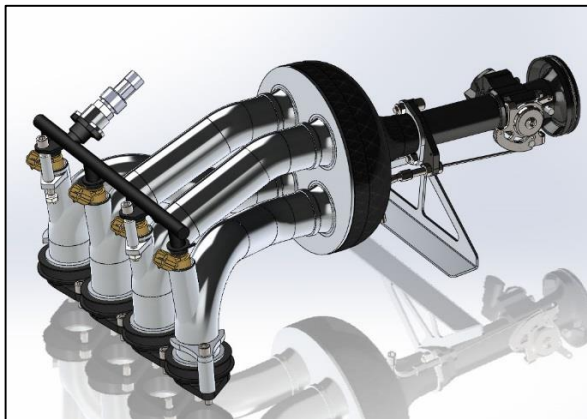


Figura 2.4 Sistema de ingreso de aire

Fuente: (Sydney University Racing Team, 2010)

2.5.1 Capacidad de llenado

(Orovio, 2010) “Se denomina <llenado> a la masa de gases frescos que entran en cada cilindro en el tiempo de admisión. La energía generada por el motor es proporcional al llenado.

La circulación de los fluidos de admisión y de escape por los colectores, con sus curvas y rozamientos internos, la diferente velocidad a la que se desplazan en función de las RPM, la posición del acelerador (mariposa) y la inercia de los gases al abrir y cerrar las válvulas, hace que el llenado no sea constante a todos los regímenes de giro del motor; a las RPM de ralentí el llenado es reducido, a medias vueltas es el mejor posible y a alto régimen disminuye de nuevo. Al diseñar un motor se puede determinar a qué RPM se obtendrá el mejor llenado, eligiéndose habitualmente un régimen medio por ser el de más frecuente utilización”.

2.5.2 Relación entre el llenado y las RPM “resonancia”

(Orovio, 2010) “Los gases de admisión y escape circulan por el motor a una velocidad vertiginosa de forma que los gases que van hacia el cilindro en fase de admisión rebotan hacia atrás al cerrar la válvula, chocando contra el filtro de aire, que supone una retención a su circulación, y retornando de nuevo hacia el cilindro y otra vez hacia el filtro de aire hasta que entran en un cilindro que ha abierto su válvula de admisión. Para obtener un mejor llenado habría que lograr que la válvula de admisión del siguiente cilindro en orden de encendido se abriese siempre cuando la masa de gases frescos rebota hacia los cilindros, pero como la resonancia varía con las revoluciones y la masa de gases es elástica, no es en principio posible. Esta es la razón por la que el llenado no es constante en toda la gama de RPM del motor.

Similar efecto de resonancia se produce en el escape; parte de los gases expulsados rebotan contra el silenciador, vuelven de nuevo al motor y chocan contra la válvula de escape cerrada para retornar otra vez hacia el silenciador; si en este momento estuviese abierta alguna válvula de escape se favorecería la evacuación de los gases de escape del cilindro.

Los colectores de admisión y escape son de los elementos más complejos de diseñar en el motor y de ellos depende gran parte de su rendimiento; prestaciones-consumo, además están muy condicionados por el sitio disponible dentro del espacio destinado para el motor”.

2.5.3 Diseño del sistema de ingreso de aire

(Thiessen & Dales, 2001) “El sistema de ingreso de aire o múltiple de admisión se diseña para suministrar una cantidad igual de aire o de mezcla aire combustible a cada uno de los cilindros del motor. En muchos motores se utiliza un pleno o cámara de aire separado, para proporcionar aire al múltiple de admisión. En los motores diésel y en los motores gasolina de inyección en los puertos, el múltiple solo suministra aire. En los sistemas con carburador y en los sistemas de inyección de combustible en el cuerpo del acelerador, el múltiple suministra la mezcla de aire combustible. Los múltiples de admisión y los plenos se fabrican de acero fundido, de aluminio fundido o de plástico. El aluminio y el plástico reducen el peso del motor. El diseño del múltiple varía grandemente, dependiendo del tipo de motor y del tipo de sistema de combustible utilizado”.

2.5.4 Características del flujo en motores de combustión interna

(Payri & Desantes, 2011) “La complejidad de los procesos de renovación de la carga y combustión se debe fundamentalmente a una serie de características del flujo, que puede resumirse en:

- Flujo no estacionario debido a la presencia de contornos móviles en particular pistón y válvulas de admisión y escape. El movimiento medio del flujo está en fase con el ciclo del motor, presentándose siempre variaciones de un ciclo a otro en mayor o menor grado (variación o dispersión cíclica).
- Flujo turbulento en todas las condiciones de operación con diversidad de escalas.
- Flujo tridimensional, carente en general de propiedades de simetría.
- Flujo bifásico, reactivo y a altas temperaturas.

El estudio de las características de la turbulencia tiene un interés innegable debido a la importancia que dicho factor tiene para la mezcla a escala molecular del combustible con el aire”.

2.5.5 Flujo turbulento

(Payri & Desantes, 2011) “La estructura del flujo turbulento en el cilindro, tanto del flujo medio como de la componente turbulenta, desempeña un papel primordial en la preparación de la mezcla, combustión, y procesos de formación y destrucción de contaminantes en cualquier tipo de motores de combustión interna, turbulencia que se puede apreciar en la figura 2.5”.

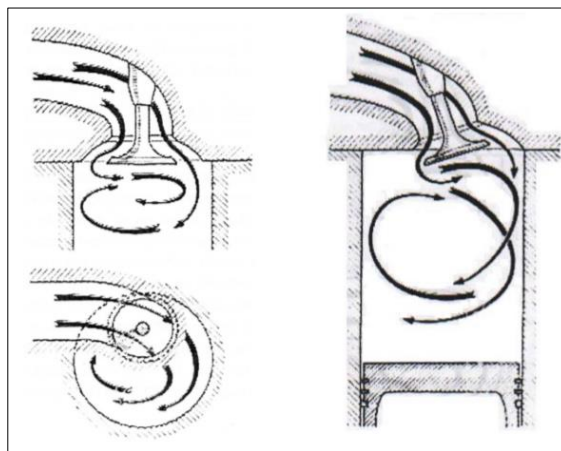


Figura 2.5 Turbulencia generada en la admisión

Fuente: (Gilleri, 2005)

(Payri & Desantes, 2011) “Una difusión de flujo turbulento es una consecuencia de las fluctuaciones locales del campo fluido y juega un papel dominante en el desarrollo de la combustión en un motor de combustión interna. Sin embargo, hay dos aspectos fundamentales de la turbulencia a tener en cuenta: en primer lugar, la turbulencia es rotacional y, por lo tanto, viene caracterizada por una elevada vorticidad, de tal modo que las fluctuaciones de velocidad en un flujo turbulento pueden entenderse como asociadas a la existencia de vórtices en el flujo de diferentes tamaños y velocidades de rotación. En segundo lugar, los flujos turbulentos son siempre disipativos: la energía cinética asociada a la turbulencia se disipa por fricción viscosa, produciendo un incremento en la energía interna del flujo. Por lo tanto, mantener las elevadas tasas de mezcla del flujo turbulento requiere el aporte de energía para generar y/o mantener esa turbulencia y evitar que decaiga”.

2.5.6 Mecanismos de generación de turbulencia en el cilindro

(Payri & Desantes, 2011) “ Si nos centramos en el flujo gaseoso en el cilindro, el primero de estos mecanismos es tal vez el menos relevante, ya que la turbulencia generada por la entrada de aire a través de los conductos de admisión raramente persiste hasta la combustión; durante la carrera de admisión la turbulencia en el cilindro aumentará por la propia evolución del chorro de aire, el aire admitido en el cilindro tiende a ordenarse formando un vórtice forzado, con lo que la turbulencia generada por fricción entre capas del fluido tiende a disiparse durante la carrera de compresión, habiendo desaparecido casi completamente en el PMS.

El segundo de los mecanismos para la generación de turbulencia tiene mucha más importancia. Al avanzar la compresión del flujo tiene que confinarse en la cámara de combustión, y el movimiento así generado interaccionará con las

estructuras existentes en mayor o menor medida dependiendo de los detalles de la geometría de la cámara de combustión, provocando esfuerzos en el flujo que dan lugar a la generación de turbulencia.

Finalmente, la propia inyección de combustible a alta presión es tal vez el mecanismo que más contribuye a la generación de turbulencia en motores de inyección directa: durante la inyección, el combustible entra en la cámara a velocidades de varios cientos de metros por segundo, y en dirección distinta a la del propio chorro. De esta forma la velocidad relativa entre ambos fluidos es enorme, generándose por fricción entre capas un incremento de la turbulencia que favorecerá el proceso de mezcla del aire con el combustible.”

2.5.7 Múltiples de admisión sintonizados

(Thiessen & Dales, 2001) “Se diseñan múltiples de admisión y de escape sintonizados para proporcionar un flujo de gases más eficiente hacia dentro y hacia afuera de los cilindros del motor. Se utiliza corredores del múltiple de admisión de igual longitud forma y tamaño para igualar el flujo hacia dentro y hacia fuera de cada cilindro. Tanto como sea posible se procuran evitar dobleces y ángulos abruptos. Las características de flujo de los corredores de admisión se equilibran con los de escape juntamente con la regulación de las válvulas, a fin de obtener los resultados deseados. Esto incluye llenar cada cilindro lo máximo posible en cada carrera de admisión y la eliminación de los gases de escape en cada carrera de escape.”

2.6 Componentes del sistema de ingreso de aire

Los componentes que conforman el sistema de ingreso de aire son:

- Filtro de aire
- Cuerpo de aceleración
- Muelles de retorno de la mariposa de aceleración
- Difusor de aire
- Colector de admisión
- Pleno
- Conductos de admisión
- Inyectores

2.6.1 Filtro de aire

(FRAM, 2010) “Las partículas abrasivas tanto de orígenes internos como externo, contenidas en los fluidos en movimiento pueden causar desgaste y daños graves al motor. Por tanto es necesario reducir la dimensión y la cantidad de dichas partículas al mínimo. Esta es la función esencial de los filtros, mostrados en la figura 2.6”



Figura 2.6 Filtros de aire

Fuente: (FRAM Group, 2002)

2.6.2 Cuerpo de aceleración

(Viñuelas, 2014) “El cuerpo de aceleración se puede considerar como una válvula colocada en la entrada del sistema de admisión de aire, y es el principal medio para controlar el comportamiento de un motor. El mecanismo del cuerpo de aceleración controla el volumen de aire que entra por el colector de admisión.”

El cuerpo de aceleración debe ir conectado directamente al pedal del acelerador a través de un cable de acero trenzado o mediante un mecanismo de barras debido al reglamento. En la figura 2.7 se muestra el cuerpo de aceleración original de la moto Honda CBR 600 F4i.

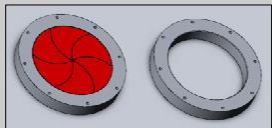
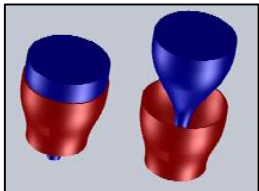
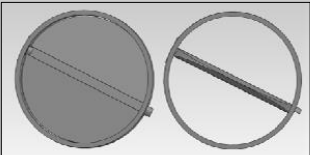
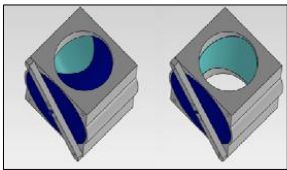


Figura 2.7. Cuerpo de aceleración Honda CBR 600 F4i

a. Tipos de cuerpos de aceleración

Dentro de la competencia se usan distintos tipos de cuerpos de aceleración, en la tabla 2.1 se describe cada uno de ellos, con las ventajas y desventajas.

Tabla 2.1 Tipos de cuerpo de aceleración

Tipo	Descripción	Ventajas	Desventajas
<p>Iris</p> 	Los diafragmas del iris están conectados a una guía fija de disco rotativo	Incremento lineal del área Ninguna obstrucción con el estrangulador abierto	Complejidad (8 partes en movimiento) Fricción en las guías
<p>Tipo Espiga</p> 	Una espiga cónica embona dentro y fuera de una campana de la misma forma actuando en forma lineal	Ninguna obstrucción con el estrangulador abierto	Dificultad para manufacturar (compleja forma cónica) La aceleración puede ser no lineal
<p>Tipo Mariposa</p> 	Una placa de aceleración redonda gira en el interior del cuerpo del acelerador permitiendo el paso de aire	Accionamiento rotacional simple Simple para manufacturar Aceleración lineal	La placa del acelerador restringe el flujo con el estrangulador abierto
<p>Tipo Barril</p> 	Un barril gira dentro de una carcasa hueca	Ninguna obstrucción con el estrangulador abierto Simple sistema de accionamiento	La aceleración no es lineal Difícil de manufacturar

Fuente: (Dalhousie Formula SAE, 2011)

b. Diámetro interno del cuerpo de aceleración

Para calcular el diámetro interno del cuerpo de aceleración en función de las características del motor se utiliza la ecuación 2.1.

$$TB = \sqrt{\frac{154 * \#Cil * s * RPM@Max HP * b^2}{67547}}$$

Ecuación 2.1 Ecuación para el cálculo del diámetro interno del cuerpo de aceleración.

Fuente: (LSU Tiger Racing Team, 2012)

Donde:

TB= Diámetro interno del cuerpo de aceleración (mm)

Cil = Número de cilindros del motor

s = Carrera del cilindro (in)

RPM@Max HP= Revoluciones a las que el motor alcanza su potencia máxima

b = Diámetro del cilindro (in)

c. Muelles de retorno

Los muelles de retorno regresan el acelerador hacia atrás a la posición cerrada después de que el pedal del acelerador ha sido puesto en libertad. Una de las restricciones del proyecto es que el cuerpo del acelerador debe incorporar dos muelles de retorno. Puede ser muelles de tracción, de torsión o ambos, mostrados en la figura 2.8.



Figura 2.8 Muelles de retorno

Fuente: (AIREDALE Springs, 2000)

El momento que se genera en un muelle de torsión se calcula utilizando la siguiente ecuación 2.2.

$$M = \frac{E d^4 T}{10.8 N_t} D$$

Ecuación 2.2. Momento en un muelle.

Fuente: (Dalhousie Formula SAE, 2011)

Donde:

E= Módulo de elasticidad

d^4 = Diámetro del alambre

T= Deflexión necesaria

N_t = Numero de espiras

D= Diámetro del resorte

2.6.3 Difusor de aire

Un difusor es una válvula que cambia su sección de paso, mostrado en la figura 2.9, y modifican las propiedades del fluido que las cruza. El reglamento de la Formula SAE establece que todo el aire que entra en el motor debe pasar a través de un limitador de 20mm de diámetro. A fin de reducir los efectos que produce dicha restricción de aire, se debe diseñar un difusor de tipo variable.

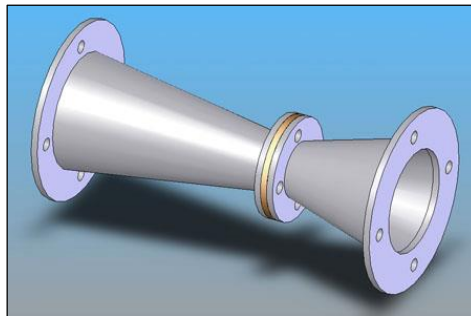


Figura 2.9 Difusor de aire

Fuente: (Miltzer, 2006)

(Militzer, 2006) “Una limitación en la admisión crea una restricción importante en el flujo de aire del motor, y a su vez restringe la salida de potencia. Con un agujero de 20 mm, el flujo de aire se limita a 0,12 kg / s, lo que significa que la cantidad máxima teórica de combustible que podemos quemar es 8,3 g / s”.

a. Difusor tipo convergente-divergente

(Amto, 2012) “Un difusor de este tipo tiene una sección convergente, la garganta y una sección divergente. El fluido es subsónico y la presión del gas o de la mezcla de gases, se expande en la sección convergente, alcanzado el mayor vacío relativo en la garganta”.

Una tobera convergente-divergente consiste en un tubo cónico, mostrado en la figura 2.10, que disminuye su diámetro en la sección transversal del difusor y luego aumenta de manera similar para satisfacer el pleno.

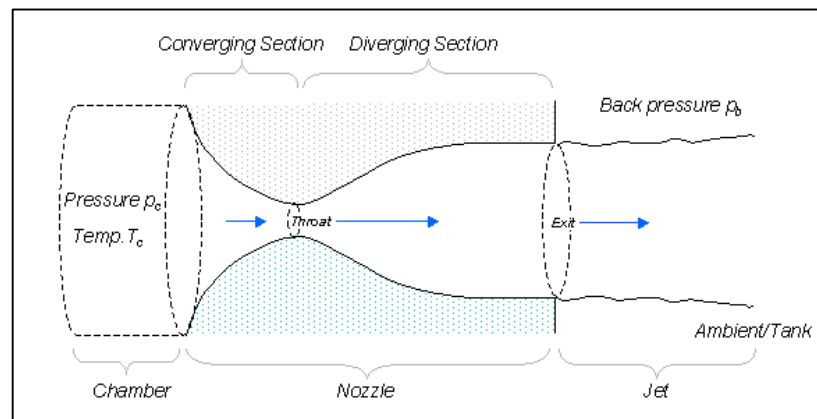


Figura 2.10. Difusor tipo convergente-divergente

Fuente: (Devenport, 2001)

b. Difusor tipo Venturi

(Crouse, 2007) “Este tipo de difusor utiliza el efecto venturi como lo indica su nombre. El aire está constituido por innumerables moléculas y cuando se mueve en la parte superior del conducto de admisión, todas estas moléculas se mueven

a la misma velocidad. Pero si todas tienen que pasar por el difusor tipo venturi, deberán acelerarse, o sea, pasar más rápidamente aumentando la presión del sistema.”

La característica clave del tubo Venturi es la expansión gradual de la sección transversal mínima. Un aumento repentino en el área después de la sección transversal mínima puede conducir a una considerable caída de presión debido a que el flujo se separa de las paredes.

(Chuang, 2012) “Restringir el ángulo total de la salida del Venturi entre 5 y 7 grados reduce la separación de flujo y da lugar a una mínima pérdida de presión.”

En la figura 2.11 se observa un difusor tipo venturi con un ángulo de salida de 5 grados.

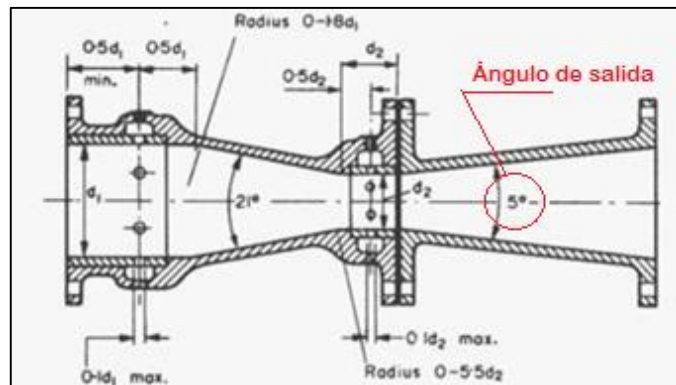


Figura 2.11. Difusor tipo Venturi

Fuente: (Chuang, 2012)

2.6.4 Flujo de aire a través del difusor

El fenómeno de un sistema de flujo estrangulado, pertenece al flujo compresible, tal como la del aire en el ambiente atmosférico que fluye a través del sistema de admisión de aire y en los cilindros del motor. El flujo de masa de aire bajo una condición de flujo estrangulado se define mediante la ecuación 2.3.

$$\dot{m} = CA \sqrt{K * \rho * P \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

Ecuación 2.3 Flujo másico bajo la condición de flujo estrangulado.

Fuente: (Oh Yide, 2012)

Donde:

\dot{m} = Flujo másico ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

C = Coeficiente de descarga

A = Área de la sección transversal (m^2)

k = $\frac{c_p}{c_v}$ del gas

C_p= Calor específico del gas a presión constante

C_v= Calor específico del gas a volumen constante

ρ = Densidad del gas real en P y T ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

P = Presión absoluta de gas de entrada (Pa)

2.6.5 Caudal de aire a través del difusor

La tasa de caudal bajo una condición de flujo estrangulado se define mediante la ecuación 2.4.

$$Q_{\max} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Ecuación 2.4 Caudal máximo a través del restrictor.

Fuente: (Oh Yide, 2012)

Donde:

Q_{\max} = Caudal máximo ($\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$)

\dot{m} = Flujo másico ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

ρ = Densidad del gas ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)



2.6.6 Colector de admisión

(Crouse, 2007) “El colector de admisión es un conjunto de tubos, con varios pasos, pasajes o galerías. Estos llevan el aire o la mezcla de aire y combustible de la válvula del estrangulador a los puertos de admisión en la cabeza de cilindros. En el caso de inyección del combustible multipuerto, el múltiple de admisión solo transporta aire. El combustible se le inyecta al aire conforme llega a los puertos de admisión”.

a. Tipos de configuración del colector de admisión

Dentro de la competencia se usan 3 configuraciones del colector de admisión, en la tabla 2.2 se describe cada uno de ellos, con las ventajas y desventajas.

Tabla 2.2 Tipos de configuración del colector de admisión

TIPOS	DESCRIPCIÓN	VENTAJAS	DESVENTAJAS
<p>Entrada Lateral</p> 	<p>El aire entra en el colector desde un lado del vehículo. El pleno tiene forma cilíndrica.</p>	<p>Se adapta fácilmente al espacio disponible en el vehículo. El aire se dirige hacia los cilindros con buena presión.</p>	<p>El cilindro más cercano al lado de la entrada de aire obtiene más aire que los otros cilindros.</p>
<p>Entrada central inferior</p> 	<p>El colector está en voladizo sobre la parte trasera del motor.</p>	<p>Se adapta fácilmente al espacio disponible en el vehículo. El flujo de aire para cada cilindro es más equitativo.</p>	<p>El colector de admisión se encuentra en una zona de baja presión de aire</p>

CONTINÚA



Entrada central superior



El colector de admisión está dirigido hacia la parte superior del main roll hoop.

El flujo de aire para cada cilindro es más equitativo. La entrada de aire se encuentra en una zona de alta presión de aire.

La altura del centro de gravedad sube

Fuente: (Dalhousie Formula SAE, 2011)

2.6.7 Pleno

(Viñuelas, 2014) “Se trata de un depósito de aire remanso que se introduce entre el cuerpo de aceleración y los conductos de admisión de manera que, en los procesos transitorios, el motor disponga de la cantidad de aire necesaria. Con la introducción de dicho depósito se consigue también disminuir el tiempo de respuesta del motor ante cambios de carga bruscos, como puede ser acelerones o frenadas, ya que permite al motor disponer de la cantidad de aire necesitada en todo momento“. En la figura 2.12 se muestra un pleno tipo FSAE.



Figura 2.12 Pleno

Fuente: (Montana State University's Bobcat Motor Sports Tm, 2007)

2.6.8 Conductos de admisión (“Runners”)

Dado que el flujo de aire en el pleno está severamente limitado por la restricción, factores como una carga equitativa de la mezcla en el interior de cada cilindro juega un papel muy importante en el aumento de potencia del motor a las RPM seleccionadas, para ello se necesita conductos de admisión de la misma longitud para cada cilindro, como se puede observar en la figura 2.13.

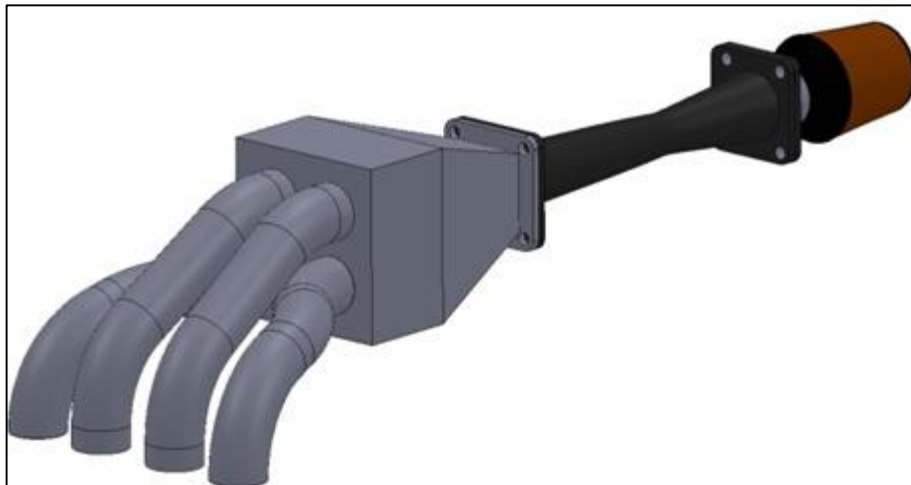


Figura 2.13. Conductos de admisión.

Fuente: (ORU Formula SAE Racecar, 2011)

(Crouse, 2007) “Afinar el múltiple de admisión significa que los conductos de admisión sean del tamaño y longitud apropiados para producir la presión más elevada posible en el cilindro cuando se cierra la válvula de admisión. Por ejemplo, con tubos relativamente largos, se pueden mejorar la carga de los cilindros y la eficiencia volumétrica. La afinación del múltiple de admisión es de mayor eficacia en altas RPM”.

(Viñuelas, 2014) “El carácter cíclico de la toma de aire de un motor de cuatro tiempos crea la propagación de columnas de aire en cada cilindro por la inducción que genera el pistón. Cada vez que la válvula de admisión de un cilindro se abre, la reducción en la presión interior del cilindro produce una onda de presión negativa que viaja a la velocidad del sonido desde la parte posterior de la válvula de admisión a través de los conductos de admisión hasta el pleno. Después una onda de presión positiva entonces se refleja de vuelta a la válvula de admisión. “

La manipulación del diámetro y la longitud de los conductos de admisión de modo que esta onda alcance al cilindro en el punto muerto inferior de su carrera de admisión, mejorará la eficiencia volumétrica. La ecuación 2.5 permite calcular el diámetro de los conductos de admisión.

$$D_{\text{run}} = \sqrt{\frac{(\text{RPM}_{\text{PK}})(\text{VH})(\text{VE})}{3330}}$$

Ecuación 2.5. Cálculo del diámetro de los conductos de admisión.

Fuente: (Chuang, 2012)

Donde:

D_{run} = Diámetro de los conductos de admisión en pulgadas

RPM_{PK} = RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

VH =Cilindrada del motor en litros

VE =Eficiencia volumétrica en porcentaje %

3330 =Factor de conversión

(Vizard, 2002) “La regla general para el cálculo de la longitud óptima de los conductos de admisión dicta que se debe comenzar con una longitud de 17,8 cm desde el pleno hasta la parte posterior de la cabeza las válvulas para un par

máximo a 10.000 RPM. Luego se añade 4,3 cm a la longitud de los conductos de admisión por cada 1.000 RPM a las que se desee que se produzca el par máximo antes de las 10.000 RPM”.

Otro método para el cálculo de la longitud óptima de los conductos de admisión es utilizando la ecuación 2.6.

$$L_{\text{run}} = \frac{84000}{N}$$

Ecuación 2.6. Longitud de los conductos de admisión.

Fuente: (Delaney, 2002)

Donde:

L_{run} = Longitud óptima de los conductos de admisión desde el pleno hasta la cabeza de las válvulas en pulgadas

N = RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

84000 = Factor de conversión

2.6.9 Inyectores

(Concepcion, 2004) “El inyector de gasolina es el accionador más importante en un sistema moderno de control electrónico. Este es responsable por el suministro de gasolina para la combustión. Para poder obtener una relación perfecta de 14.7:1 para la gasolina el inyector tiene que poder medir la cantidad exacta de combustible que va a suministrar. Así también, el patrón de inyección es muy importante para la combustión correcta”. En la figura 2.14 se muestra un inyector de combustible.



Figura 2.14 Inyector de combustible

Un factor importante en el diseño del colector de admisión es la ubicación de los inyectores. El motor es de inyección indirecta y será necesario situar los inyectores en los conductos de admisión.

2.7 Sistema de salida de gases

(Orovio, 2010) “El sistema de escape tiene por objetivo expulsar al exterior del motor los gases quemados durante la combustión, con el menor ruido, vibraciones y temperatura que sea posible. Para lograrlo se intercalan en el recorrido desde la salida del colector de escape en el motor hasta el exterior los silenciadores. Soldadas en el interior de las carcasas de los silenciadores se colocan unas placas metálicas decaladas y con pequeños taladros; al salir los gases de escape empujados por los pistones han de realizar tortuosos recorridos para pasar por el laberinto que conforman las placas, reduciendo la velocidad de salida y consecuentemente el ruido y vibraciones, además tras el largo recorrido desde el motor se reduce también la temperatura a la que salen al exterior”.

En la figura 2.15 se muestra el sistema de salida de gases de un vehículo FSAE.



Figura 2.15 Sistema de salida de gases.

Fuente: (University of Huddersfield's Formula Student Car, 2011)

(Crouse, 2007) “El sistema de escape reúne, enfría, quita el ruido y limpia los gases de escape del motor. El sistema transporta los gases a la parte trasera del vehículo, y los descarga al aire. Las partes del sistema de escape incluyen al múltiple de escape, la tubería de escape, el convertidor catalítico, el silenciador, el resonador (en algunos vehículos) y el tubo de escape. Para una mayor resistencia a la herrumbre y más durabilidad, muchos sistemas de escape están fabricados de acero inoxidable”.

2.7.1 Diseño y operación del sistema de salida de gases

(Thiessen & Dales, 2001) “Los componentes del sistema de salida de gases o múltiple de escape deben tener la capacidad suficiente para eliminar con eficacia los gases de escape producidos por el motor a todas las velocidades y cargas de

operación. Cualquier restricción en el sistema de escape, causado por daño externo o por deterioro interno, afectará el rendimiento del motor debido a un aumento en la contrapresión.

El sistema de escape debe estar correctamente alineado, a fin de evitar esfuerzos, fugas y contacto con el bastidor. Si el sistema entra en contacto con cualquier parte de la suspensión, del bastidor o del tren de transmisión, pudiera amplificar los ruidos no aceptables originados desde el motor o chasis, o de hecho pudiera crear nuevos ruidos. Estas condiciones pueden ser causadas por abrazaderas flojas, rotas o fuera de alineación”.

2.7.2 Contrapresión al escape

(Thiessen & Dales, 2001) “La contrapresión al escape es la presión que se origina en el sistema de escape debido a las restricciones en el silenciador y en el convertidor catalítico. Una alta contrapresión al escape reduce la potencia del motor, porque los gases de escape no pueden ser expulsados de los cilindros. Esto deja menos espacio para aire en la carrera de admisión, reduciendo por tanto la presión de combustión en el cilindro. La contrapresión en el sistema de escape está diseñada para acoplarse con el diseño del sistema de admisión y obtener el mejor flujo posible de gases de admisión y de escape bajo diversas velocidades y cargas”.

2.7.3 Ondas de presión en los conductos de escape

Las ondas que circulan por el sistema de escape pueden ser de dos tipos: de compresión o de rarefacción, que también son conocidas como onda incidente y onda reflejada y se las puede observar en la figura 2.16.

- Onda de compresión (incidente): 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 (reflejada): aquí la velocidad de las partículas tiene sentido contrario a la propagación de la onda. Es decir esta onda succiona a las otras partículas. Es el resultado de la reflexión de la onda de compresión en el extremo del conducto abierto del escape.

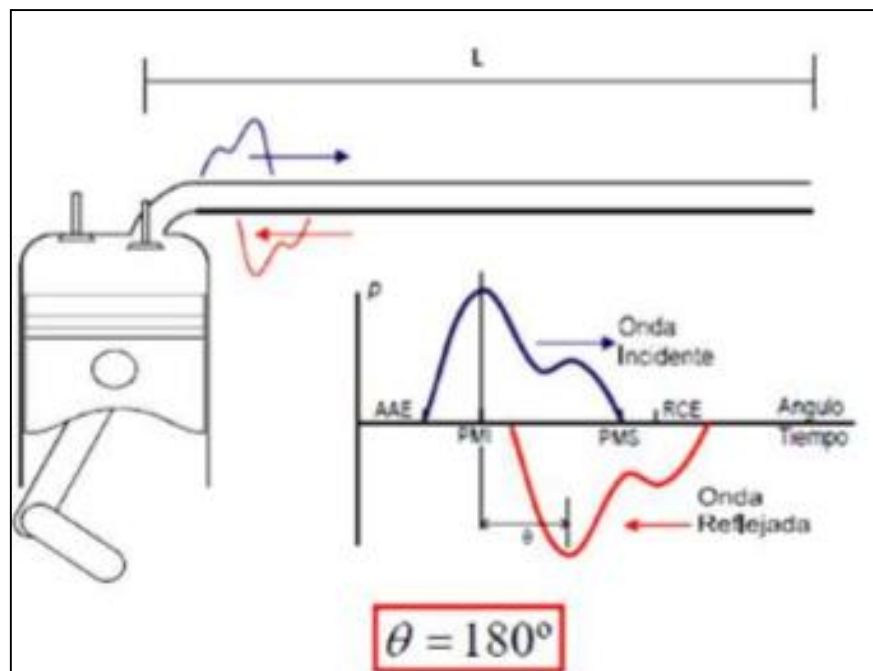


Figura 2.16 Ondas de presión en los conductos de escape.

Fuente: (Payri & Desantes, 2011)

El pulso de la presión del sistema de 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 en el movimiento del embolo.

a. Efecto de las ondas de presión

(Payri & Desantes, 2011) “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 un cortocircuito desde la admisión al escape. Se dice que el colector de escape está sintonizado cuando la onda de rarefacción llega durante el cruce de válvulas, lo cual puede ayudar a mejorar hasta un 5% el rendimiento volumétrico.”

2.7.4 Diseño del sistema de salida de gases

(Thiessen & Dales, 2001) “Los múltiples de escape o sistemas de salida de gases están fabricados de hierro fundido o de tubo de acero, con bridas de montaje planas, para fijarlos a la cabeza del cilindro. Por lo general a fin de evitar fugas, se utiliza una junta del múltiple de escape entre este y la cabeza del cilindro. La salida se conecta a la tubería de escape mediante espigas y tuercas o tornillos de presión. En muchos motores montados transversalmente, esta conexión es esférica cargada por resorte. Esto permite el movimiento del motor como resultado de la reacción del par. En otros se utiliza una conexión con brida con junta plana o con una junta de anillo “O” inclinada”.

2.8 Componentes del sistema de salida de gases

(Thiessen & Dales, 2001) “Los componentes del sistema de escape pueden estar fabricados de acero o de acero inoxidable. El acero inoxidable prolonga la vida del sistema de escape.”

En la figura 2.17 se muestran los principales componentes del sistema de escape.

- Múltiple de escape
- Tubería de escape
- Silenciador



Figura 2.17 Sistema de salida de gases FSAE.

Fuente: (Team Integra, 2006)

2.8.1 Múltiple de escape

(Thiessen & Dales, 2001) “El múltiple conecta los puertos de escape en la cabeza del cilindro con la tubería de escape. Los múltiples de escape normalmente están fabricados de hierro o de acero fundido”.



Figura 2.18. Múltiple de escape FSAE.

Fuente: (FSAE Project Indiana University, 2011)

En la figura 2.18 se muestra el múltiple de escape es un conjunto de pasajes o tubos que transportan el gas de escape de los puertos de escape de la cabeza de cilindros al tubo de escape. El múltiple recolecta el gas de escape y entonces, el múltiple reúne el gas en un solo flujo que entra en la tubería de escape.

2.8.2 Tubería de escape

(Thiessen & Dales, 2001) “La tubería de escape conecta el múltiple de escape con el silenciador o con el convertidor catalítico.” Se lo puede observar en la figura 2.19.

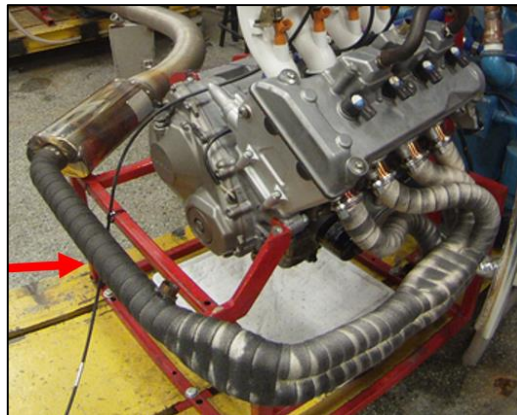


Figura 2.19 Tubería de escape.

Fuente: (Chuang, 2012)

El tubo de escape es la canalización que une los diferentes elementos del sistema, hasta la evacuación al final.

2.8.3 Silenciador

(Thiessen & Dales, 2001) “El silenciador amortigua las pulsaciones y el ruido. Está formado de cámaras y de tubos encerrados en una carcasa”. Un modelo de silenciador se muestra en la figura 2.20.

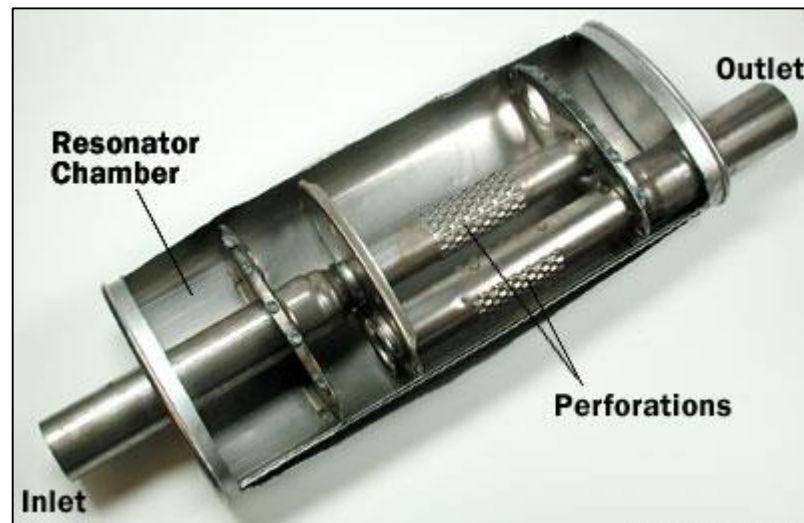


Figura 2.20 Silenciador FSAE.

Fuente: (FSAE Project Indiana University, 2011)

(Viñuelas, 2014) “Consiste en un cuerpo redondo u ovalado que contiene placas desviadoras y tubos perforados. Los gases del escape salen del motor en una serie de pulsaciones, la expansión del gas dentro del silenciador y el efecto de las placas desviadoras y tubos perforados sobre el gas, reduce el ruido de las pulsaciones”.

Un silenciador tiene como fin:

- Reducir la sonoridad, es decir, el nivel medio de ruido.
- Eliminar frecuencias especialmente molestas del motor, por resonancias del motor a determinados regímenes.
- Cumplir estas dos condiciones con la menor pérdida de carga posible.

(Bosch, 2001) “Los silenciadores deben alisar las pulsaciones de la presión de los gases de escape y hacerlas lo menos audibles posible. Para ello hay dos principios básicos: la reflexión y la absorción. Según estos principios los silenciadores pueden ser por reflexión o por absorción, pero en la mayoría

constan de la combinación de ambos. La ubicación de los silenciadores es de gran importancia para la calidad de la amortiguación del sonido, porque junto con los tubos de instalación de los gases de escape forman un conjunto capaz de oscilar con resonancias propias”.

2.9 Múltiple de escape afinado

(Crouse, 2007) “Se puede mejorar la eficiencia volumétrica afinando el múltiple de escape cuando los tubos de escape producen la menor contrapresión posible en el sistema de escape, que es la presión creada en el sistema de escape por cualquier restricción al gas de escape fluyendo. Mientras más elevada sea la contrapresión, menor será la eficiencia volumétrica del motor.

La longitud de los tubos se incrementa la velocidad del gas de escape. Cuando se abre una válvula de escape, el gas sale a alta velocidad como pulso de alta presión y justo detrás del pulso aparece una presión mucho más baja. En un múltiple de escape afinado, cada vez que se abre una válvula de escape, el pulso de alta presión se descarga en esta baja presión, así el cilindro es barrido y se vacía completamente. Esto permite que más aire o mezcla entre a la siguiente vez que se abra la válvula de admisión. Como resultado se da un incremento en la potencia del motor.”

2.9.1 Múltiple de escape configuración 4-1

(Gilleri, 2005) “Este es un diseño muy clásico para los motores de competición. Su característica más importante es que se consigue un considerable aumento de la potencia, pero solamente a altos regímenes de giro. Su inconveniente es la pérdida de potencia a bajos regímenes de giro, de modo que puede ser aconsejable para los vehículos especialmente dedicados a pistas.”

Están diseñados de manera que los 4 tubos primarios se funden en una tubería de escape, como se muestra en la figura 2.21.

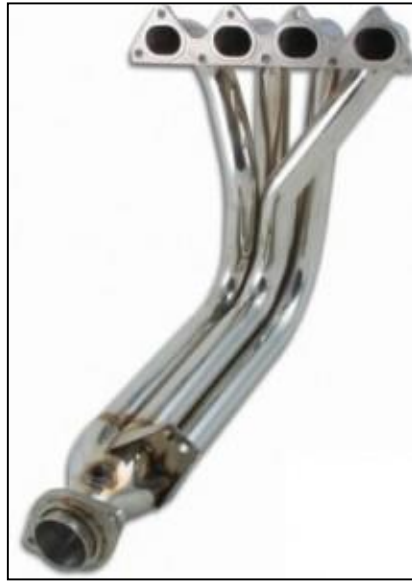


Figura 2.21. Sistema de salida de gases 4-1.

Fuente: (Gilleri, 2005)

2.9.2 Múltiple de escape configuración 4-2-1

(Gilleri, 2005) “El comportamiento frente a la zona de potencia más favorable es exactamente la contraria a lo que se ha descrito en el colector 4-1. Por lo tanto los bajos regímenes serán los más beneficiados por este colector mientras en los altos se comportara de un modo menos favorable.”

Están diseñados de manera que los 4 tubos primarios se funden en 2 tuberías de escape secundarias, para finalmente recogerse en una tubería de escape, como se muestra en la figura 2.22.



Figura 2.22. Sistema de salida de gases 4-2-1.

Fuente: (Gilleri, 2005)

2.10 Dimensionamiento del sistema de salida de gases

La utilización del cálculo para considerar las características del sistema de salida de gases requiere Formulas muy complicadas. Para simplificar este proceso se va a utilizar Formulas sencillas, a partir de las cuales se puede comenzar a considerar si el sistema de salida de gases es el adecuado para el motor, mediante la ayuda del programa Ricardo WAVE.

2.10.1 Tubos primarios

Para el dimensionamiento de los tubos primarios, es necesario dos parámetros: longitud y diámetro. Para el cálculo de la longitud se utiliza la

ecuación 2.7 y para el cálculo del diámetro de los mismos se utiliza la ecuación 2.8.

a. Longitud

$$P = \frac{850 * ED}{RPM} - 3$$

Ecuación 2.7. Longitud de los tubos primarios.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

P= longitud de los tubos primarios (in)

ED= 180 + grados que se abre la válvula antes de BDC (Punto muerto inferior)

RPM= revoluciones del motor (RPM)

b. Diámetro interno

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P + 3) * 25}} * 2,1$$

Ecuación 2.8. Diámetro interno de los tubos primarios.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde

ID= diámetro interno de los tubos primarios (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

(Gilleri, 2005) “Es preciso hacer una salvedad con respecto a este valor. Está calculado para colectores de salida rectos. Como quiera que, en todos los

motores, estos colectores son más bien curvados, al resultado obtenido se le deberá añadir al Ø un 10% más de la cifra indicada.”

2.10.2 Tubo de escape principal

Para el dimensionamiento del tubo de escape principal, es necesario dos parámetros: longitud y diámetro. Para el cálculo del diámetro se utiliza la ecuación 2.9 y para el cálculo de la longitud del mismo se utiliza la ecuación 2.10.

a. Diámetro interno

$$ID3 = \sqrt{\frac{cc * 2}{(P + 3) * 25}} * 2$$

Ecuación 2.9. Diámetro interno del tubo de escape.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde

ID3= diámetro interno del tubo de escape (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

(Gilleri, 2005) “Es preciso hacer una salvedad con respecto a este valor. Está calculado para colectores de salida rectos. Como quiera que, en todos los motores, estos colectores son más bien curvados, al resultado obtenido se le deberá añadir al Ø un 10% más de la cifra indicada.”

b. Longitud

$$TL = P + 3$$

Ecuación 2.10. Longitud del tubo de escape.

Fuente: (Bell, 2006)

Donde:

TL= longitud del tubo de escape (in)

P= longitud de los tubos primarios (in)

2.11 Resultados experimentales de sistemas de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i

Según investigadores de la Universidad de Western Washington Formula SAE 2008 un motor Honda CBR 600 F4i sin restricción de aire en la admisión alcanza una potencia de 63 HP a 8500 RPM. Y el mismo motor pero con una restricción de 20 mm de diámetro en su admisión alcanza 57 HP, es decir pierde el 9,5 % de su potencia original. En la figura 2.23 se puede observar las curvas de potencia de un motor con y sin restricción de aire en la admisión.

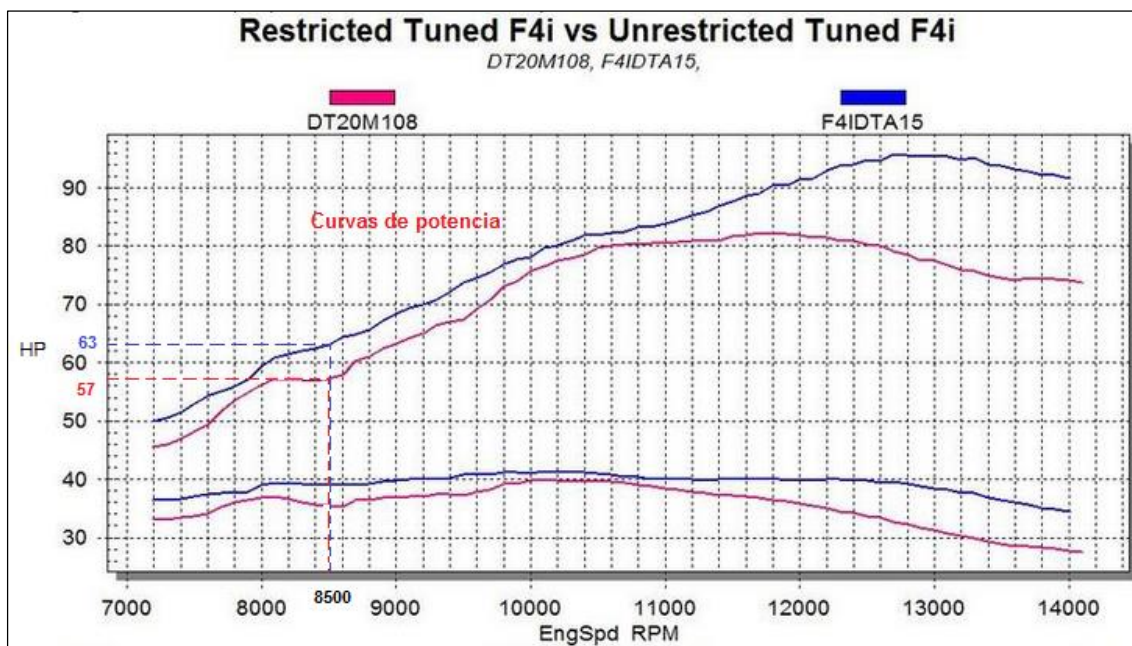


Figura 2.23 Curva de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión VS un no restringido a 8500 RPM

Fuente: (Western Washington University Formula SAE , 2008)

Hay que aclarar que estos resultados se obtuvieron por parte de los investigadores sin ningún diseño alguno de un sistema de control de ingreso de aire que recupere la caída de potencia.

Según investigadores de la Universidad de la Concordia FSAE 2012, un motor Honda CBR 600 F4i con una restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión, pero con un sistema de control de ingreso de aire que recupera la pérdida de potencia alcanza 62.5 HP a 8500 RPM. Como se ilustra en la figura 2.24.

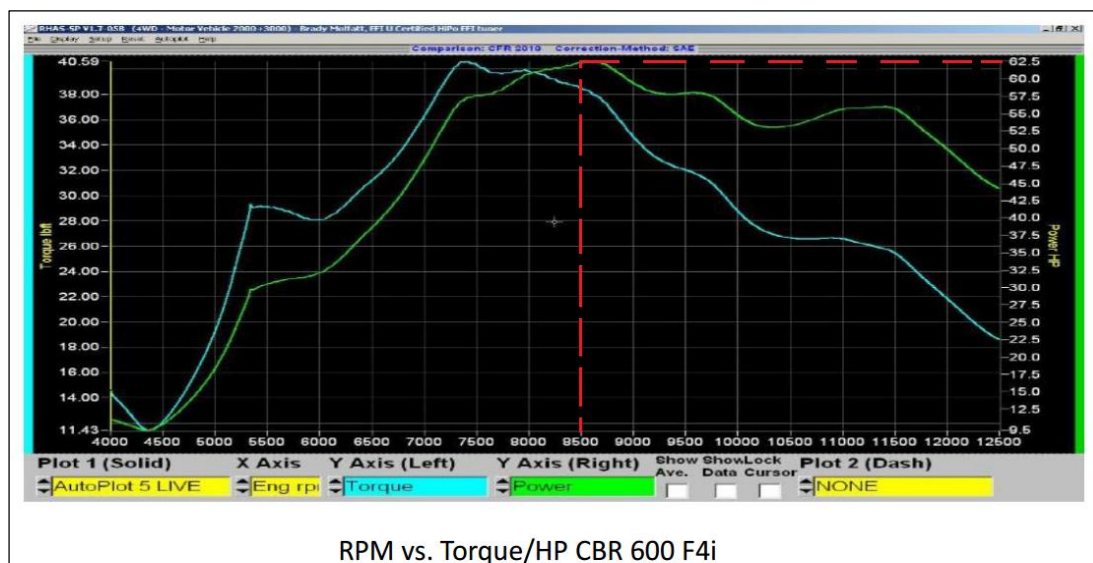


Figura 2.24 Curva de potencia Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión

Fuente: (Concordia University FSAE, 2012)

Según investigadores de la Universidad de Buffalo FSAE 2005, un motor Honda CBR 600 F4i con una restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión, pero con un sistema de control de ingreso de aire que recupera la pérdida de potencia alcanza 60 HP a 8500 RPM. Como se ilustra en la figura 2.25.

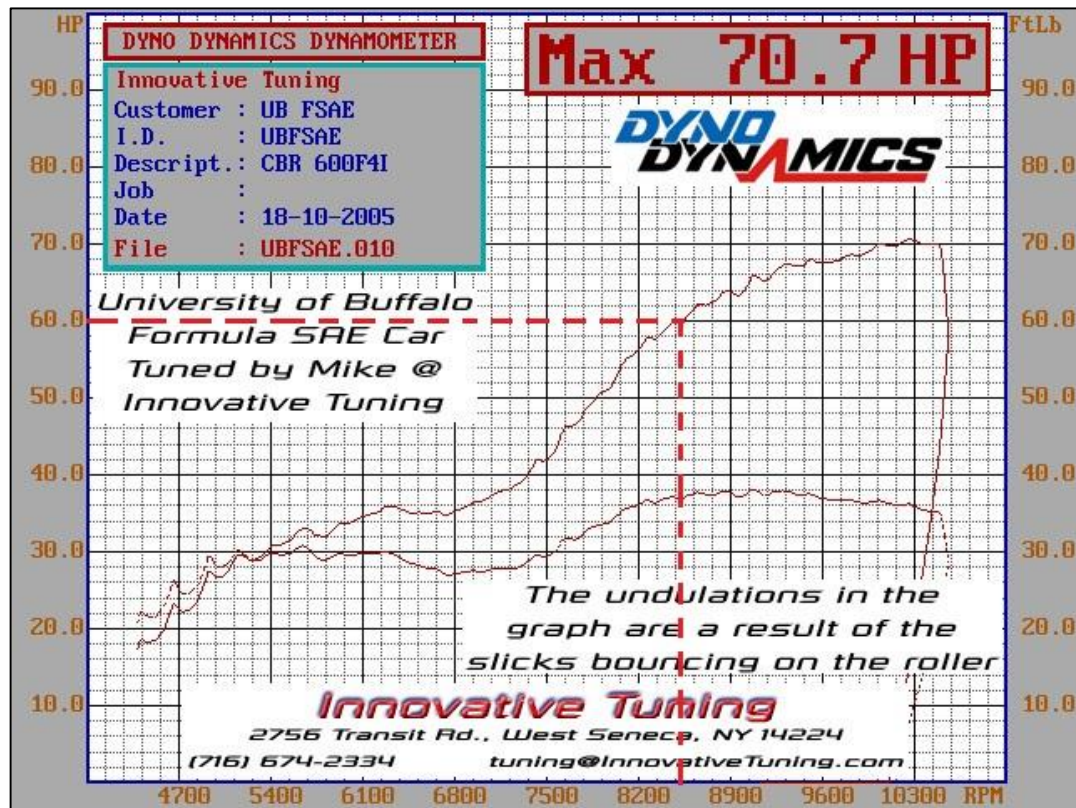


Figura 2.25 Curva de potencia Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión

Fuente: (UB Formula SAE Team, 2005)

Si se comparan los resultados de los investigadores de la Universidad de la Concordia FSAE 2012 con los de la Universidad Western Washington Formula SAE 2008 y la Universidad de Buffalo FSAE 2005, se tiene que un sistema de control de ingreso de aire recupera la pérdida de potencia de un motor Honda CBR 600 F4i en un promedio de 7.46 % en relación a un motor con restricción de aire de 20mm de diámetro en la admisión pero sin ningún sistema que recupere su potencia original. Resultados que se muestran en la tabla 2.3.

Tabla 2.3 Resultados experimentales de sistemas de control de ingreso y salida de gases en motores Honda CBR 600 F4i.

INVESTIGADORES	POTENCIA ALCANZADA A 8500 RPM CON UNA RESTRICCIÓN DE 20MM DE DIÁMETRO EN LA ADMISIÓN (HP)
Universidad Western Washington	57
Universidad de la Concordia	62.5
Universidad de Buffalo	60

NOTA: Según los investigadores de la Universidad Western Washington el valor de potencia que alcanzan se debe a que no poseen un sistema de control de ingreso y salida de gases que recupere las pérdidas generadas por la restricción.

CAPÍTULO III

3 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES

3.1 Requerimientos del sistema de ingreso de aire

El diseño del sistema de ingreso de aire para el motor debe garantizar las siguientes condiciones:

- El difusor tipo Venturi tenga un ángulo de salida de 7 grados.
- Los inyectores se encuentren montados sobre los conductos de admisión a una distancia máxima de 105 mm sobre la cabeza de la válvula de admisión.
- El cuerpo de aceleración tenga al menos dos muelles de retorno
- El volumen del pleno sea al menos 8 veces la cilindrada del motor.
- La máxima potencia y torque se alcance entre un rango de 8000 a 1000 RPM.
- El sistema de admisión tenga al menos dos sensores en el múltiple de admisión (IAT-MAP).
- La superficie interna del múltiple de admisión no tenga rugosidad.
- La geometría del colector de admisión tenga la menor cantidad de curvas posibles.

3.2 Requerimientos del sistema de salida de gases

El diseño del sistema de salida de gases para el motor debe garantizar las siguientes condiciones:

- El nivel de ruido del sistema sea inferior a 110dB.
- No exponer al piloto a los gases de escape.
- La geometría del sistema tenga la menor cantidad de curvas.
- El múltiple de escape se encuentre al menos a 1 pulgada de distancia de cualquier elemento del vehículo.
- La máxima potencia y torque se alcance en un rango de 8000 a 1000 RPM.
- El sistema de escape se encuentre aislado térmicamente.

3.3 Limitaciones del sistema de control de ingreso de aire

(SAE International, 2014) “El diseño del sistema de control de ingreso de aire de un vehículo FSAE debe cumplir con la siguiente normativa:

- En el sistema de admisión no exceder la envolvente de la parte superior, “main roll hoop” y los cuatro neumáticos, como se muestra en la figura 3.1.

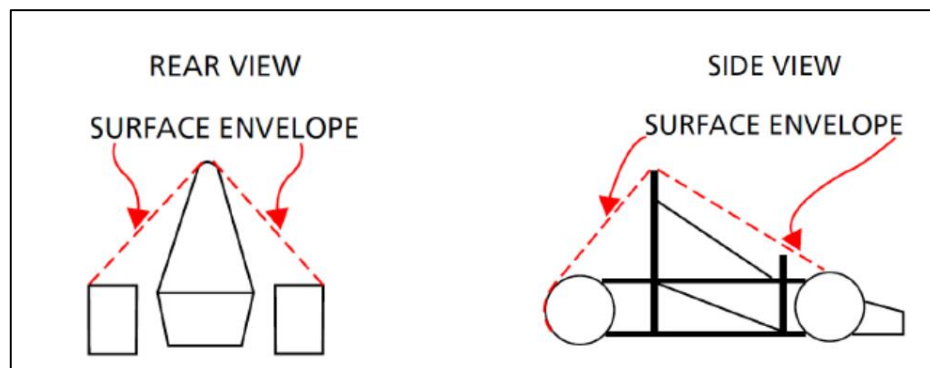


Figura 3.1 Límite máximo para la ubicación de todo el sistema de admisión

Fuente: Reglamento de la FSAE 2014

- El colector de admisión tiene que fijarse mecánicamente al bloque del motor o de la culata.

- El aire que entra en el motor tiene que pasar a través de un restrictor de 20 mm de diámetro.
- El acelerador tiene que ser accionado mecánicamente por un sistema de cable o varilla
- El sistema de accionamiento del acelerador con al menos dos muelles de retorno para evitar que el estrangulador se quede abierto.”

3.4 Limitaciones del sistema de salida de gases

(SAE International, 2014) “El diseño del sistema de salida de gases de un vehículo FSAE debe cumplir con la siguiente normativa:

- El sistema de escape se coloca de forma que el conductor no se exponga a los gases de escape a cualquier velocidad.
- La salida(s) de escape no debe extenderse más de 45 cm (17,7 pulgadas) detrás de la línea central del eje trasero, y será de no más de 60 cm (23,6 pulgadas) por encima del suelo.
- Cualquiera de los componentes de escape (cabeceras, silenciadores, etc.) que sobresalen lateralmente fuera del “Main Roll Hoop” deben estar cubiertos para evitar el contacto con las personas que se acercan al vehículo o el mismo conductor que sale del vehículo.
- El nivel máximo de ruido será de 110dB.”

3.4.1 Selección del Tipo de Diseño

Para la selección del diseño se evalúa las ventajas y desventajas de las opciones más viables de cuerpos de aceleración, colectores de admisión difusores y configuraciones de escape en función de una matriz de selección.

- **Matriz de selección de diseño**

La matriz de selección de diseño muestra las ventajas y desventajas de las diferentes opciones. El criterio para evaluar cada opción se muestra a continuación:

1 ----- Muy poco viable

2 ----- Poco viable

3 ----- Viable

4 ----- Muy viable

- a. **Selección del diseño del cuerpo de aceleración**

Para la selección del diseño del cuerpo de aceleración se ha analizado 4 opciones: tipo mariposa, barril, espiga e iris. Los criterios de selección permiten identificar y definir la opción más viable en función de los recursos con los que se dispone.

(Rowe, 2014) “Las válvulas de barril, iris y espiga permiten mayor flujo de aire que las válvulas de mariposa, pero no controlan el aire tan bien, debido a que su flujo no es lineal. Incluso cuando están completamente abiertas, la placa y palanca del acelerador de la válvula de mariposa bloquean una cierta cantidad de aire”.

En la figura 3.2 se puede observar el comportamiento de los diferentes flujos de aire, en función de los ángulos de apertura de diferentes válvulas de cuerpos de aceleración.

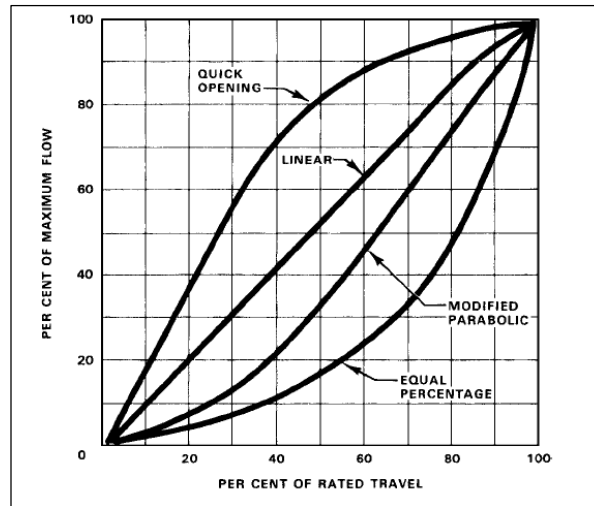


Figura 3.2 Flujo del aire en función del tipo de cuerpo de aceleración

Fuente: (Chu, 2012)

Los cuerpos del acelerador regularmente utilizan válvulas de mariposa, ya que presenta un flujo lineal lo que permite controlar de manera precisa la cantidad de aire que ingresa al motor. Además su eficiencia volumétrica puede llegar hasta un 85 % como se muestra en la figura 3.3.

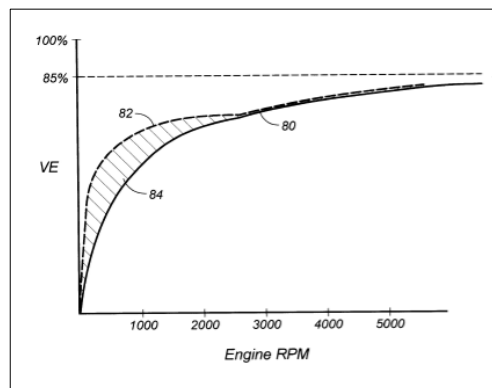


Figura 3.3 Eficiencia volumétrica del cuerpo de aceleración tipo mariposa

Fuente: (EEUU Patente nº US 6367772 B1, 2005)

En la tabla 3.1 se muestra la ponderación de cada cuerpo de aceleración, en función de diversos criterios para la determinación de la opción más viable.

Tabla 3.1 Matriz de selección del cuerpo de aceleración

Diseño	Criterio	Mariposa	Barril	Espiga	Iris
Cuerpo de aceleración	Manufacturabilidad	4	3	1	1
	Eficiencia volumétrica (VE)	3	4	3	4
	Flujo lineal	4	2	2	2
	Total	11	9	6	7

La opción del diseño para el cuerpo de aceleración tipo mariposa presenta mayor facilidad para su manufactura, permite un flujo lineal del aire y controla de manera precisa la cantidad de aire que ingresa al motor.

b. Selección de la posición de la toma de aire del colector de admisión

La posición de la toma de aire del colector de admisión tiene como función principal distribuir la eficiencia volumétrica de aire a cada cilindro de forma equitativa para mantener óptimo el desempeño del motor. Se han analizado tres opciones: de entrada lateral, entrada central inferior y entrada central superior.

La de entrada lateral se caracteriza por la colocación de la toma de aire a un lado del motor, afectando de esta manera la cantidad de aire que llega a cada cilindro.

El cilindro más próximo a la toma recibe mayor cantidad de aire en comparación al cilindro que se encuentra más distante. Este efecto se muestra en la figura 3.4

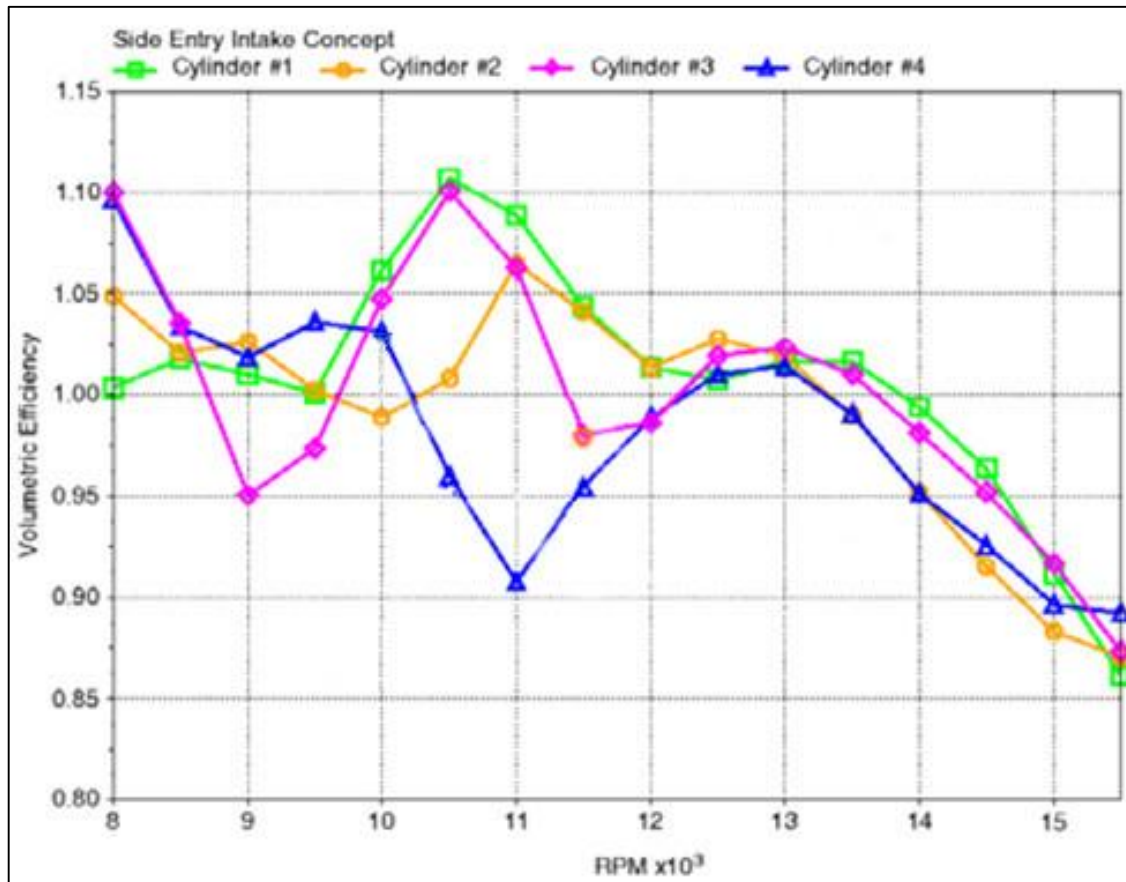


Figura 3.4 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire lateral

Fuente: (Claywell , Horkheimer, & Stockbur, 2006)

Independientemente de si la toma de aire del colector de admisión se encuentra en la central inferior o central superior, su disposición central permite obtener una distribución de aire equitativa en cada cilindro, como se aprecia en la figura 3.5 y 3.6 respectivamente.

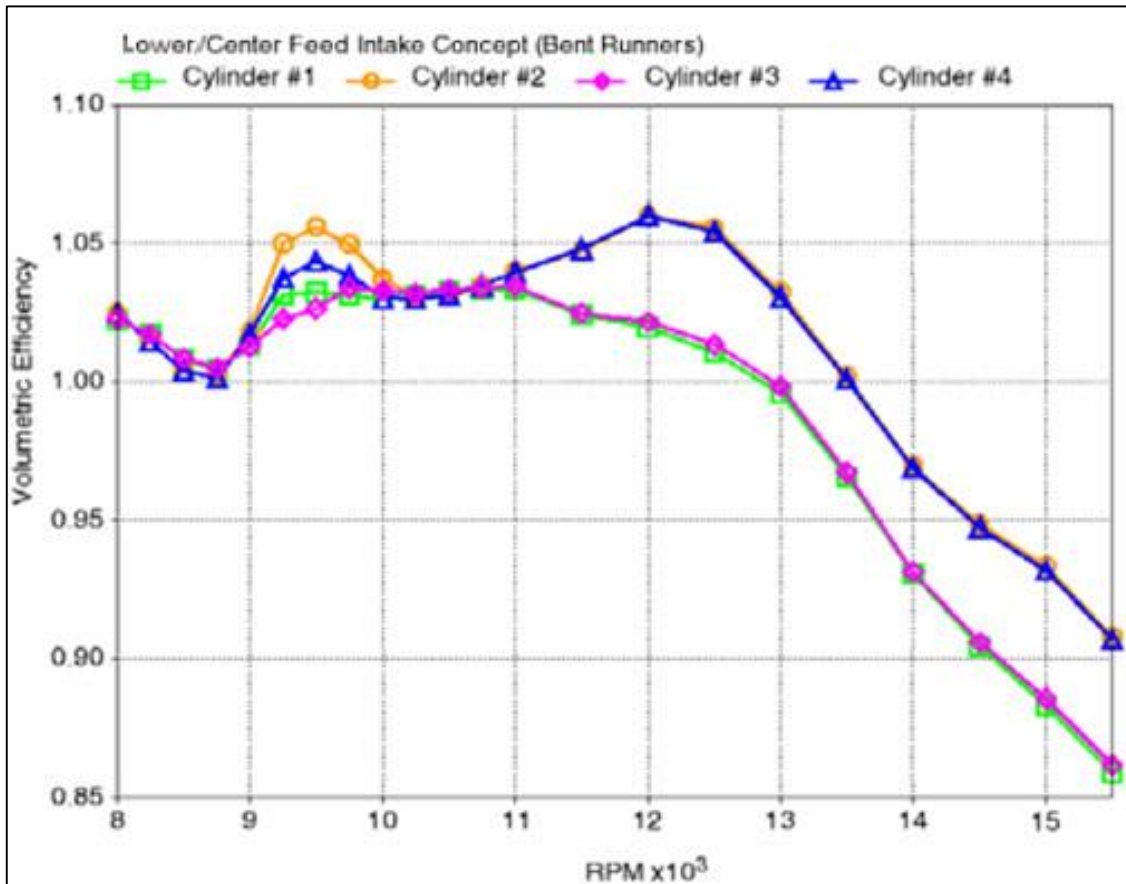


Figura 3.5 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire inferior

Fuente: (Claywell , Horkheimer, & Stockbur, 2006)

Sin embargo hay que considerar que la toma de aire central superior presenta mejores características ya que se encuentra en una zona de alto flujo, aprovechando la velocidad del vehículo para ingresar mayor flujo de aire. Otra ventaja es que la temperatura del aire en esta zona es menor que la temperatura que se tiene en una toma de aire central inferior por encontrarse más cerca del motor. Razón por la cual existe mayor eficiencia volumétrica en una toma de aire central superior que en una central inferior.

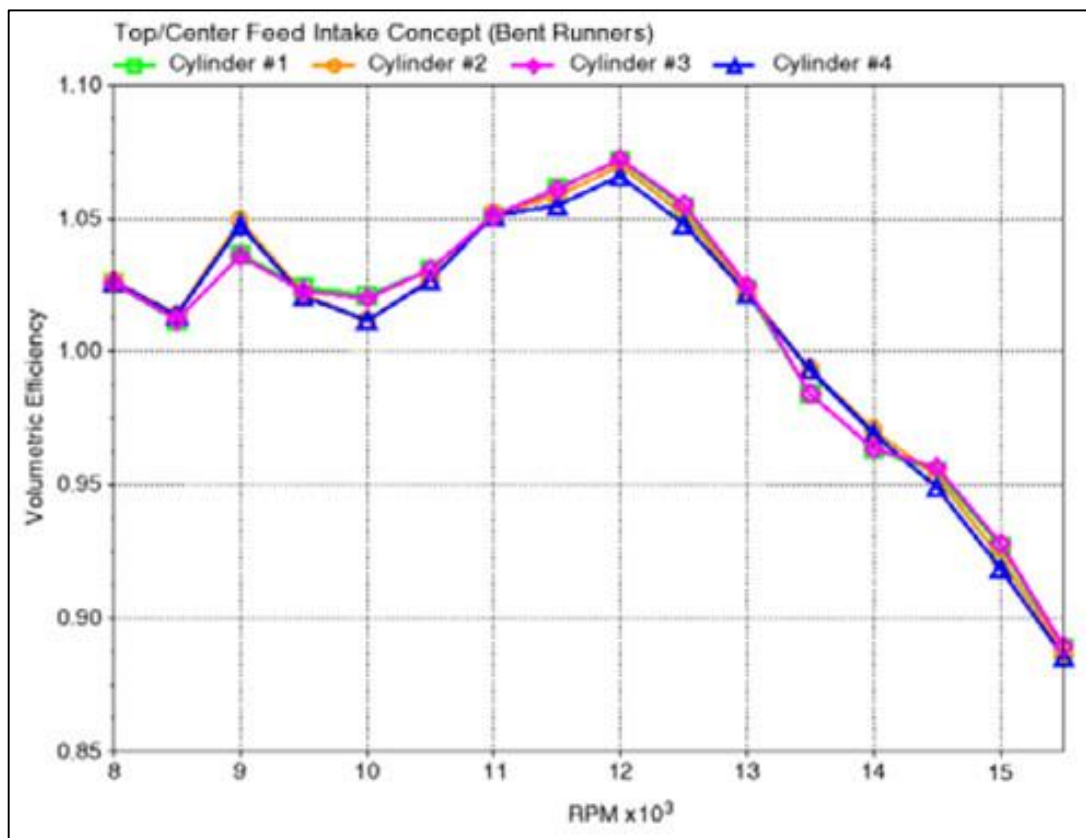


Figura 3.6 Eficiencia volumétrica del colector de admisión con entrada de aire superior

Fuente: (Claywell , Horkheimer, & Stockbur, 2006)

El aire frío es ser preferible cuando se trata de la quema de combustibles por el hecho de contener más oxígeno que el aire caliente.

(Cardona , 2014) “El aumento del suministro de oxígeno proporciona una chispa más eficiente cuando se mezcla con el combustible dentro del motor. Un motor más eficiente puede conferir entre cinco y once caballos de fuerza adicionales. Otras ventajas incluyen un mejor torque, una mejor respuesta de aceleración y economía de combustible. Debido a que el motor funciona más frío, la toma de aire puede reducir la fatiga del motor.”

En la tabla 3.2 se muestra la ponderación de distintas tomas de aire para el colector de admisión, en función de diversos criterios para la determinación de la opción más viable.

Tabla 3.2 Matriz de selección para la posición de la toma de aire del colector de admisión

Diseño	Criterio	Entrada lateral	Entrada central inferior	Entrada central superior
Posición del Colector de admisión	Equidad de aire en cada cilindro	1	4	4
	Eficiencia volumétrica de aire (VE)	2	3	4
	Menor temperatura del aire de admisión	3	2	4
	Total	6	9	12

La toma de aire de entrada central superior del colector de admisión tiene la mejor distribución de aire en cada cilindro, mayor eficiencia volumétrica (VE) y menor temperatura del aire de admisión.

c. Selección del tipo de difusor

Para la selección del tipo de difusor se considera dos opciones: difusor tipo venturi y difusor tipo convergente divergente.

En vista que un difusor tipo convergente-divergente tiene un aumento repentino en el área después de la sección transversal mínima que provoca una considerable caída de presión debido a que el flujo se separa de las paredes,

queda descartado como una alternativa viable para el proyecto. Dejando como la mejor opción al difusor tipo Venturi por la expansión gradual de la sección mínima que reduce las pérdidas presión.

(Ordoñez, 2005) “En un difusor tipo venturi, es importante conocer la relación que existe entre los distintos diámetros que tiene el tubo, ya que dependiendo de los mismos se va a obtener la presión deseada a la entrada y a la salida del mismo para que pueda cumplir con la función para la cual está construido. Esta relación de diámetros y distancias es la base para realizar los cálculos para la construcción de un difusor tipo Venturi”.

En la figura 3.7 se muestran los diámetros y distancias consideradas para la construcción de un difusor tipo Venturi, en donde se observa el diámetro de entrada (D) y el diámetro de la sección mínima (d), además de los ángulos de entrada y salida.

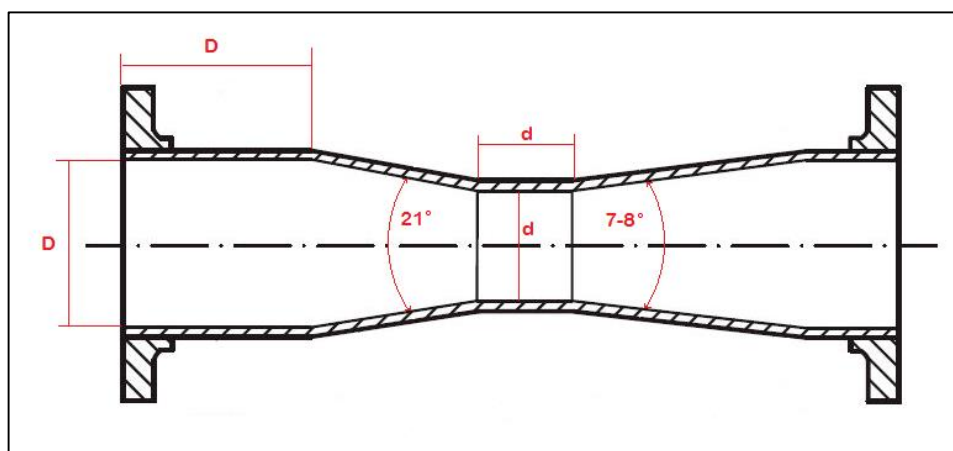


Figura 3.7 Características de un difusor tipo Venturi.

(Ordoñez, 2005) “Un tubo de Venturi típico consta, de una admisión cilíndrica, un cono convergente, una garganta y un cono divergente. La entrada convergente tiene un ángulo incluido de alrededor de 21° , y el cono divergente de 7 a 8° . La finalidad del cono divergente es reducir la pérdida global de presión en el medidor; su eliminación no tendrá efecto sobre el coeficiente de descarga.”

En la figura 3.8 se muestra la relación que existe entre el diámetro de entrada (D) y el diámetro de la sección mínima (d), en función de las pérdidas de presión que se genera en el tubo Venturi a diferentes ángulos de salida.

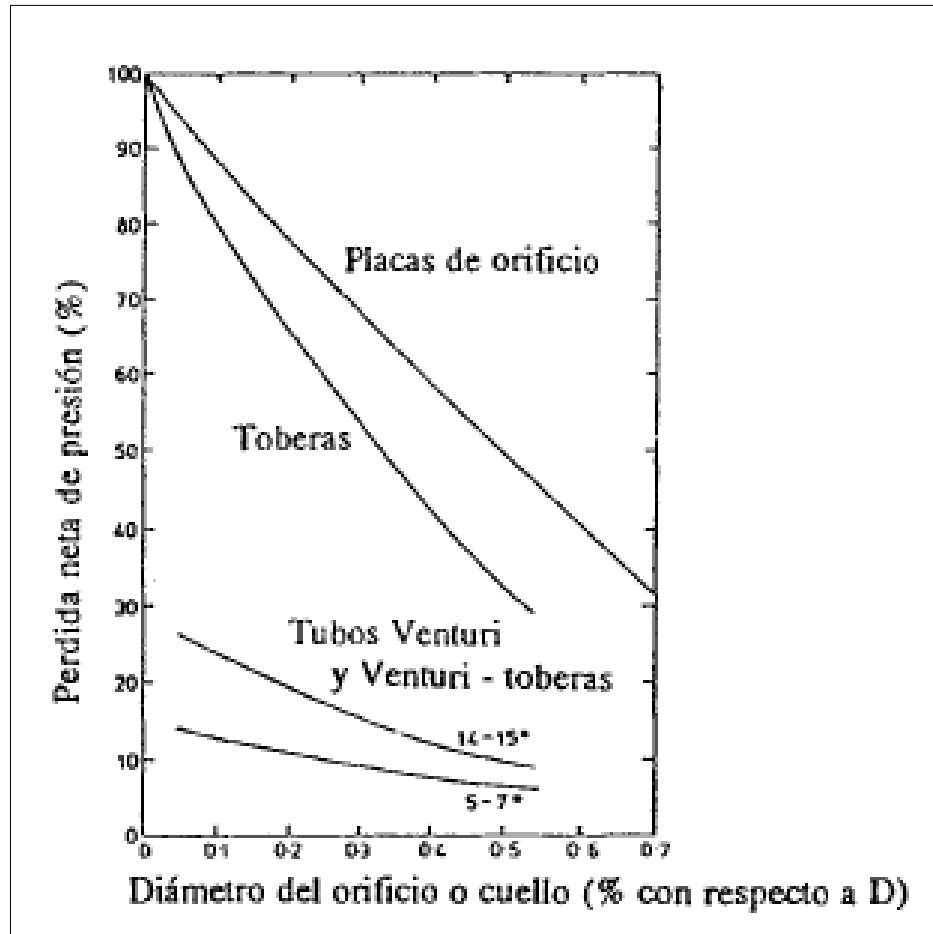


Figura 3.8 Relación entre los diámetros y pérdidas de presión en difusor tipo Venturi

Fuente: (White, 2014)

En la tabla 3.3 se muestra la ponderación de un difusor tipo convergente-divergente y un difusor tipo Venturi, en función de diversos criterios para la determinación de la opción más viable.

Tabla 3.3 Matriz para la selección del tipo de difusor

Diseño	Criterio	Convergente- Divergente	Venturi
Difusor	Minimiza la caída de presión	2	4
	Facilidad de construcción	2	4
	Total	4	8

La ventaja del difusor tipo Venturi es que sólo pierde de un 10 - 20% de la diferencia de presión entre la entrada y la salida. Además presenta mayor facilidad de construcción.

d. Selección del material de construcción del colector de admisión

El material para la construcción del colector de admisión es importante porque de ello depende el peso de la mayor parte del sistema de ingreso de aire. Como opciones viables se considera: fibra de carbono, fibra de vidrio, aluminio y acero.

En la figura 3.9 se muestra una comparación entre las características de cada material.

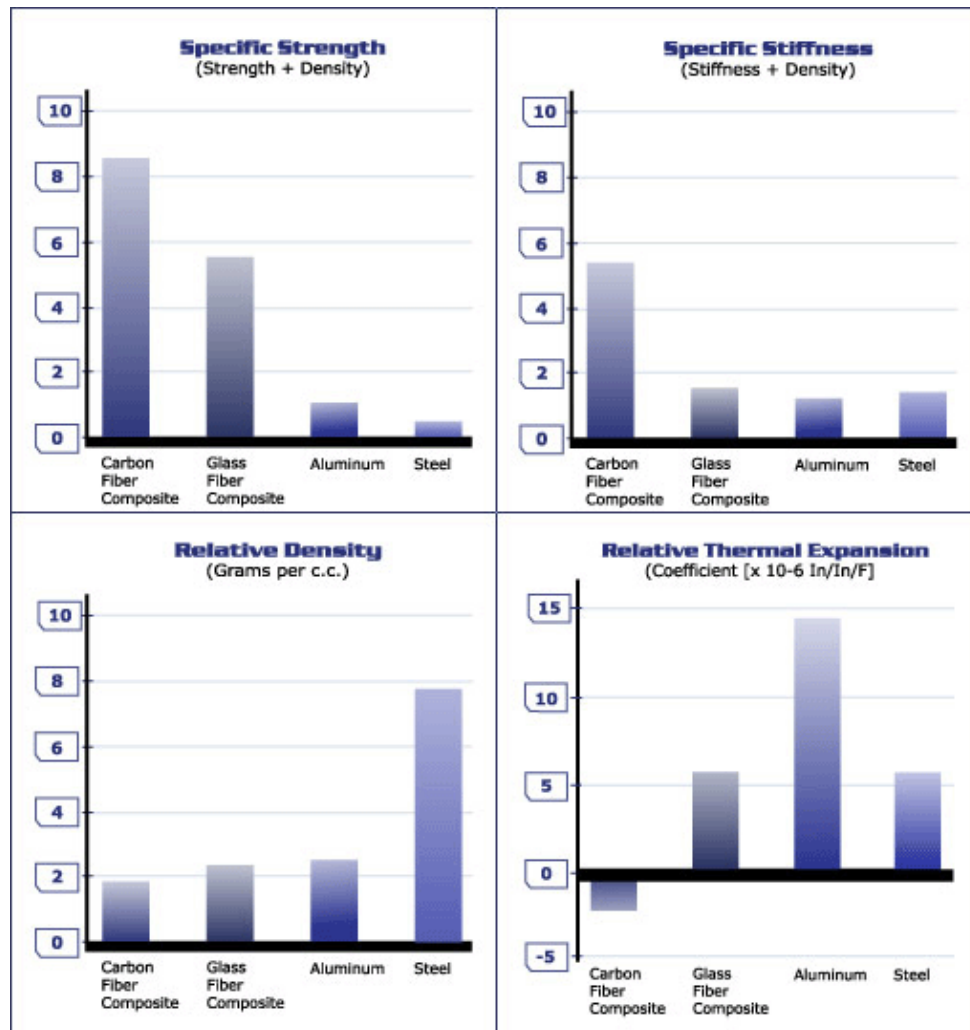


Figura 3.9 Características de distintos materiales para la fabricación del colector de admisión

Fuente: (Drum, 2010)

Evidentemente el mejor material según la figura 3.9 es la fibra de carbono ya que presenta la mejor resistencia específica, mejor rigidez, menor peso y menor dilatación térmica. La fibra de vidrio está en segundo lugar, con la diferencia que su costo es más viable. Al ser esta una consideración importante en el desarrollo de este proyecto, se ha optado por la fibra de vidrio.

En la tabla 3.4 se muestra la ponderación de los distintos materiales, en función de diversos criterios para la determinación de la opción más viable.

Tabla 3.4 Matriz para la selección del material de construcción del colector de admisión

Diseño	Criterio	Fibra de Carbono	Fibra de vidrio	Aluminio	Acero
Material del colector de admisión	Peso del material	4	4	2	1
	Resistencia específica	4	3	3	4
	Rigidez	4	3	2	3
	Costo	1	4	2	4
	Total	13	14	9	12

e. Selección del sistema de salida de gases

Para la selección del diseño del sistema de salida de gases se han analizado 2 opciones: configuración 4-1 y configuración 4-2-1.

(Zorrilla, 2015) “La adecuada configuración de un sistema de escape permite facilitar el paso de los gases de la combustión para que se encuentren al final, de tal modo que se crea un impulso más fuerte y presión muy elevada que expulsa con más velocidad los gases hacia el exterior. La configuración 4-1 permite la optimización del funcionamiento del motor cuando trabaja en altas revoluciones.”

En la figura 3.10 se muestra la curva de torque característica de cada configuración.

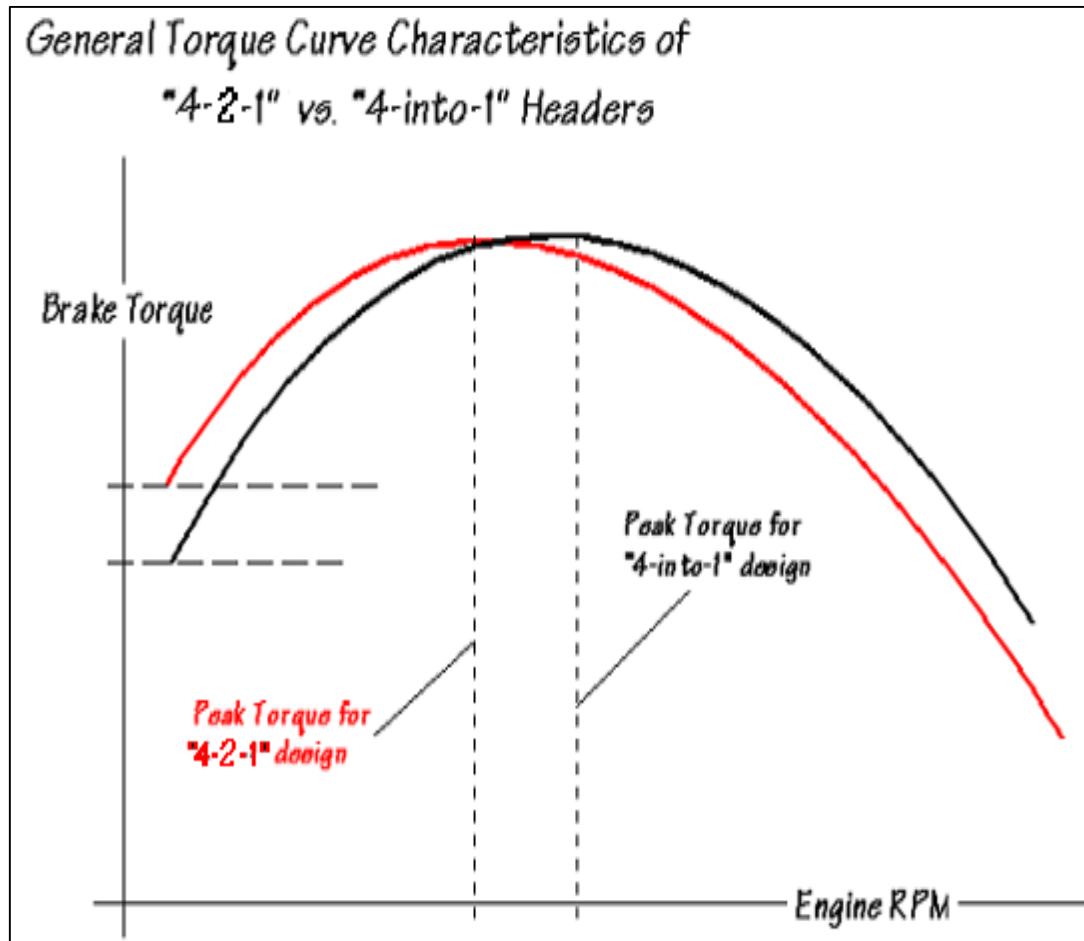


Figura 3.10 Curvas características del torque de las configuraciones de escape "4-2-1" y "4-1".

Fuente: (Team Integra, 2006)

De la figura 3.10 se puede establecer que un sistema de salida de gases de configuración 4-1 alcanza el máximo torque en un rango de revoluciones más alto que la configuración 4-2-1, ideal para un motor de competencia.

En la tabla 3.5 se muestra la ponderación de los dos tipos de configuraciones para el sistema de salida de gases, en función de diversos criterios para la determinación de la opción más viable.

Tabla 3.5 Matriz de selección del sistema de salida de gases

Diseño	Criterio	4-1	4-2-1
Sistema de salida de gases	Torque en altas RPM	4	2
	Facilidad de manufactura	3	4
	Torque máximo	4	4
	Total	11	10

La configuración de escape 4-1 brinda un considerable aumento del torque a altos regímenes de giro, por lo que es ideal para un motor de competición tipo Formula SAE.

En la tabla 3.5 se muestra el resumen del diseño del sistema de ingreso de aire del motor Honda CBR 600 F4i para el vehículo prototipo Formula SAE 2014, cada componente acompañado de sus características de diseño, construcción, manufactura y el tipo de material utilizado para cada uno de ellos.

Tabla 3.5 Resumen del diseño del sistema de ingreso de aire

	Diseño		Tipo Mariposa	
Componentes	Cuerpo de aceleración	Construcción	Piezas maquinadas por separado y luego ensambladas	
		Manufactura	Proceso de mecanizado y soldadura	
		Materiales	Base de aluminio 6065	
	Difusor	Diseño	Tipo Venturi	
		Construcción	Una sola pieza (en la impresora 3D)	
		Manufactura	Proceso de impresión en 3D	
	Colector de admisión	Materiales	Acrilonitrilo Butadieno Estireno o ABS	
		Diseño	Entrada central superior	
		Construcción	Piezas por separado y luego ensambladas	
		Manufactura	Proceso de enfibrado	
		Materiales	Fibra de vidrio	

La selección final para el diseño del sistema de ingreso de aire consta de un colector de admisión de entrada de aire central superior construido en fibra de vidrio, un difusor tipo venturi impreso en 3D en material ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) y un cuerpo de aceleración tipo mariposa de aluminio.

En la tabla 3.6 se muestra el resumen del diseño del sistema de salida de gases del motor Honda CBR 600 F4i para el vehículo prototipo Formula SAE 2014.

Tabla 3.6 Resumen del diseño del sistema de salida de gases

Sistema de escape	Diseño	Configuración 4-1
	Construcción	Tubos doblados por separado y luego ensamblados
	Manufactura	Proceso de corte, doblado y soldadura
	Materiales	Acero al carbono

La selección final para el diseño del sistema de salida de gases consta de un sistema de escape de configuración 4-1 construido en acero al carbono por separado y soldado en conjunto.

3.5 Cuerpo de aceleración

El cuerpo de aceleración tipo mariposa consiste en una placa de aceleración redonda que gira en el interior del cuerpo del acelerador permitiendo el paso de aire en forma lineal. Su accionamiento es mecánico por sistema de cable y tiene dos muelles de retorno para el cierre del estrangulador.

3.5.1 Dimensionamiento del cuerpo del acelerador

Si el diámetro del cuerpo estrangulador es demasiado pequeño el flujo de aire será restringido y la potencia del motor se reducirá, por el contrario si el diámetro es demasiado grande, el motor tendrá un mal control de la aceleración, es decir pequeños cambios en la posición del acelerador darán lugar a grandes cambios en el flujo de aire, esto trae como consecuencia que el flujo de aire máximo determinado para el sistema de admisión se puede lograr antes de que la posición de la aleta de aceleración este totalmente abierta.

Lo ideal es encontrar el diámetro del cuerpo de aceleración más pequeño que no cause más restricción en el flujo de aire que la del propio restrictor. Con esto se consigue minimizar el peso además de un control apropiado del acelerador.

Para el cálculo del diámetro interno del cuerpo de aceleración en función de las características del motor se utiliza la ecuación 2.1.

$$TB = \sqrt{\frac{154 * \#Cil * s * RPM@Max HP * b^2}{67547}}$$

Donde:

TB= Diámetro interno del cuerpo de aceleración (mm)

Cil = Número de cilindros del motor

s = Carrera del cilindro (in)

RPM@Max HP= Revoluciones a las que el motor alcanza su potencia máxima

b = Diámetro del cilindro (in)

$$TB = \sqrt{\frac{154 * 4 * 1,67in * 13500RPM * (2,64in)^2}{67547}}$$

$$TB = \sqrt{\frac{96791853,31}{67547}}$$

$$TB = \sqrt{1432,955}$$

$$TB = 37,85 \text{ mm}$$

Del cálculo anterior podemos determinar que el diámetro interno óptimo para el cuerpo de aceleración es de 38mm.

3.5.2 Diseño del cuerpo de aceleración

El cuerpo de aceleración consta de una carcasa de aluminio que aloja internamente el resto de componentes. En la figura 3.11 se puede observar el espacio disponible para el sensor TPS. El ensamblaje del conjunto del cuerpo de aceleración es por medio de pernos.

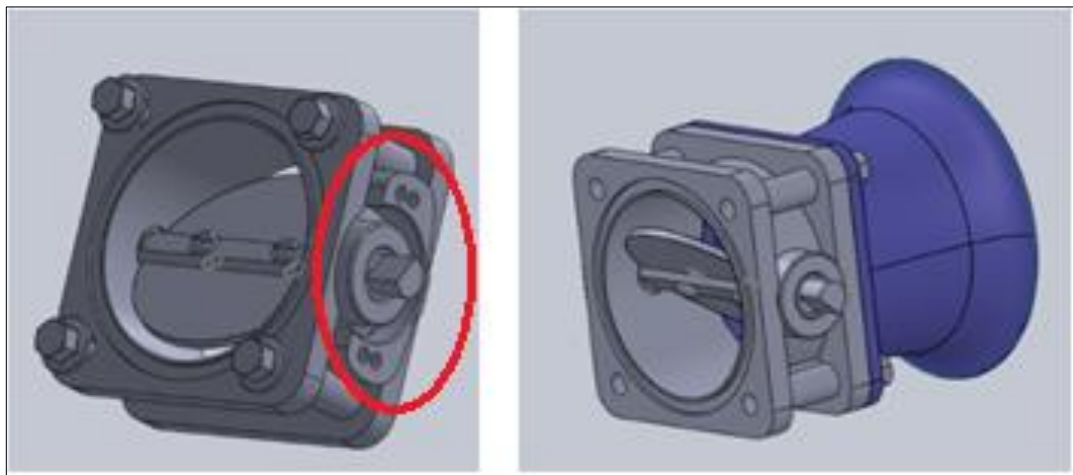


Figura 3.11 Geometría del cuerpo de aceleración y ubicación del sensor TPS

3.5.3 Componentes del cuerpo de aceleración

a. Carcasa

La carcasa contiene internamente el plato de la mariposa y externamente el sensor TPS. A un extremo de la carcasa va montada una placa circular que conecta con el cable de aceleración.

b. Mariposa

La mariposa es una placa de bronce de 38 mm de diámetro que gira internamente controlando la cantidad de flujo de aire que ingresa al motor.

c. Muelles de retorno

Los muelles de retorno regresan el acelerador hacia atrás a la posición cerrada después de que el pedal del acelerador ha sido puesto en libertad.

Una de las restricciones del proyecto es que el cuerpo del acelerador debe incorporar dos muelles de retorno.

El momento del muelle de torsión se calcula utilizando la ecuación 2.2

$$M = \frac{E d^4 T}{10.8 N_t D}$$

Donde:

E= Módulo de elasticidad

d= Diámetro del alambre

T= Deflexión necesaria

N_t = Numero de espiras

D= Diámetro del resorte

d. Cálculo del momento del muelle de retorno

Datos:

$$E (\text{acero}) = 207000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$T = 90 \text{ grados } (0.25)$$

$$N_t = 3$$

$$D = 12 \text{ mm}$$

$$M = \frac{E d^4 T}{10.8 N_t D}$$

$$M = \frac{207000 \frac{N}{mm^2} * (2mm)^4 * 0,25}{10.8 * 3 * 12mm}$$

$$M = 2129,62 \text{ N} - \text{mm}$$

$$M = 2,12 \text{ N} - \text{m}$$

El momento generado en cada uno de los resortes es de 2,12 N-m.

3.6 Difusor de aire

Todo el aire que entra en el motor debe pasar a través de un limitador de 20mm de diámetro según el reglamento de la Formula SAE. Un difusor que tiene una restricción de 20 mm de diámetro será incorporado en el colector de admisión con el fin de satisfacer este requisito.

El objetivo es diseñar el difusor de tal manera que se minimice la caída de presión entre la entrada y la salida. Esto facilitará una mejor carga del pleno y en consecuencia aumentará la cantidad de aire que entra en los cilindros.

3.6.1 Dimensionamiento y diseño del difusor

a. Cálculo del flujo másico de aire a través del difusor

Para calcular el flujo másico de aire a través del difusor se utiliza la ecuación 2.3.

$$\dot{m} = CA \sqrt{K * \rho * P \left(\frac{2}{K+1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)

C = Coeficiente de descarga

A = Área de la sección transversal (m^2)

$k = \frac{c_p}{c_v}$ del gas

C_p = Calor específico del gas a presión constante

C_v = Calor específico del gas a volumen constante

ρ = Densidad del gas real en P y T ($\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$)

P = Presión absoluta de gas de entrada (Pa)

Datos:

\dot{m} = ?

C = 1 (valor constante)

A = $3,142 \times 10^{-4} \text{m}^2$

k = 1.4 (Según tablas)

$\rho = 0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ (@ T = 10.5°C ^ H = 96%)

P = 71770 Pa (a 2800 m.s.n.m.)

$$\dot{m} = CA \sqrt{K * \rho * P \left(\frac{2}{K + 1} \right)^{(K+1)/(K-1)}}$$

$$\dot{m} = 1 \times 3,142 \times 10^{-4} \text{m}^2 \sqrt{1,4 * 0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 71770 \text{Pa} \left(\frac{2}{1,4 + 1} \right)^{(1,4+1)/(1,4-1)}}$$

$$\dot{m} = 3,142 \times 10^{-4} \text{m}^2 \sqrt{1,4 * 0,876 * 71770 (0,83)^6 \frac{\text{kg}^2}{\text{m}^4 \text{s}^2}}$$

$$\dot{m} = 0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b. Cálculo del caudal de aire a través del difusor

Para calcular el caudal másico de aire a través del difusor se utiliza la ecuación 2.4.

$$Q_{\max} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Donde:

$$Q_{\max} = \text{Caudal máximo } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$\dot{m} = \text{Flujo másico } \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$$

$$\rho = \text{Densidad del gas } \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$$

Datos:

$$Q_{\max} = ?$$

$$\dot{m} = 0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\rho = 0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$Q_{\max} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$Q_{\max} = \frac{0,085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$Q_{\max} = 0,097 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

c. Simulación del comportamiento de la velocidad y presión del aire en el interior del difusor con un ángulo de salida total de 7 grados

En la figura 3.12 se muestran las dimensiones del difusor tipo Venturi utilizadas en las simulaciones de velocidad y presión en el programa SolidWorks.

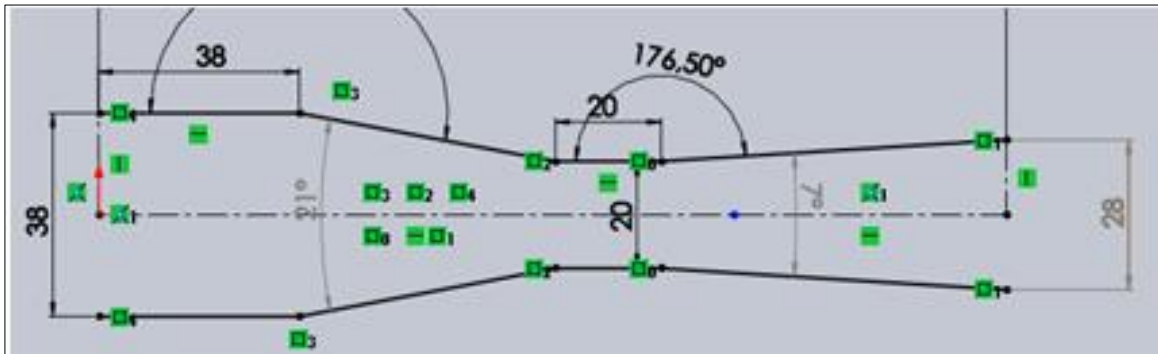


Figura 3.12 Dimensiones del difusor tipo Venturi.

En la figura 3.13 y 3.14 se puede observar el comportamiento de la velocidad y presión del aire a la salida del difusor, como se puede notar la caída es mínima, lo que es muy ventajoso porque de esta manera se logra reducir en gran medida la pérdida de presión que se genera en la parte más angosta de la sección que es donde se encuentra la restricción de 20mm, esto se consigue debido a que el ángulo de salida de 7 grados no permite que el aire se separe inmediatamente de las paredes luego de pasar por la restricción, sino que lo hace en forma gradual.

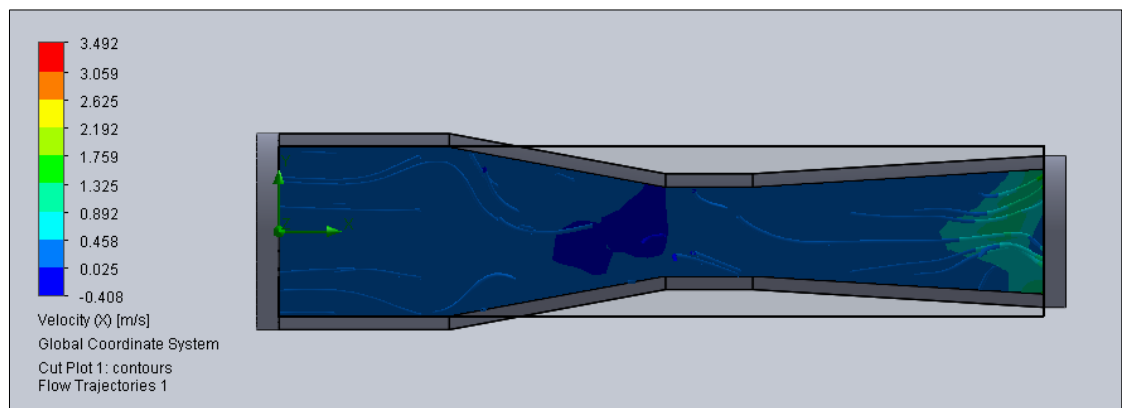


Figura 3.13 Velocidad del aire en el interior del difusor

En la figura anterior se observa el comportamiento de la velocidad del aire que fluye a través del difusor. La parte de color azul representa el correcto flujo de aire, mientras que la parte de color verde representa la sección en donde existe un incremento de la velocidad del flujo de aire.

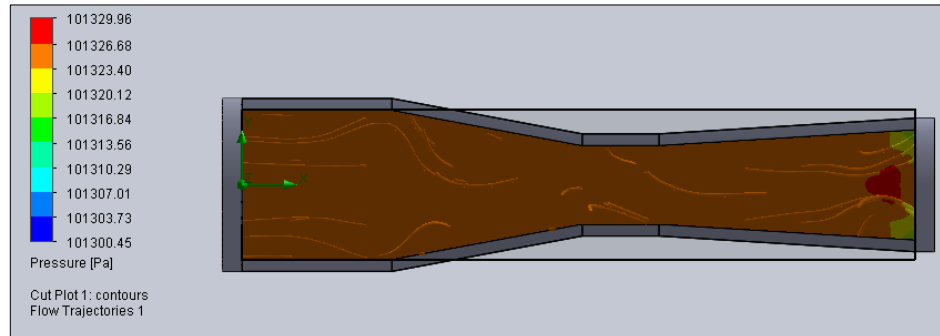


Figura 3.14 Presión del aire en el interior del difusor

En la figura anterior se observa el comportamiento de la presión del aire dentro de difusor. La parte de color marrón representa la uniformidad de presión tanto a la entrada como a la salida, mientras que la parte de color rojo representa la sección en donde existe un leve incremento de presión. La parte de color amarilla indica una caída presión.

Definido el ángulo de salida de 7 grados en el interior del difusor tipo Venturi, se establece el diseño final mostrado en la figura 3.15.



Figura 3.15 Difusor tipo Venturi con un ángulo de salida de 7 grados

3.7 Colector de admisión

El diseño del colector de admisión se puede observar en la figura 3.16. La fabricación del colector de admisión en fibra de vidrio se realiza en dos partes (el pleno inferior y el pleno superior) por separado para luego ensamblarlas.

El primer paso es fabricar los moldes, esto se logra con una estructura de madera que posteriormente se debe enfibrar. Este será el primer molde o negativo.

Es importante que el acabado de la superficie del primer molde sea completamente liso, ya que a partir de este se obtiene el acabado interior del pleno superior e inferior. El acabado debe tener la menor rugosidad posible para evitar pérdidas por fricción.



Figura 3.16 Diseño del colector de admisión

a. Geometría

El sistema de admisión no debe exceder la envolvente de la parte superior, “main roll hoop” y los cuatro neumáticos. En la figura 3.17 se puede observar que el colector de admisión está dentro del espacio permitido en el reglamento.

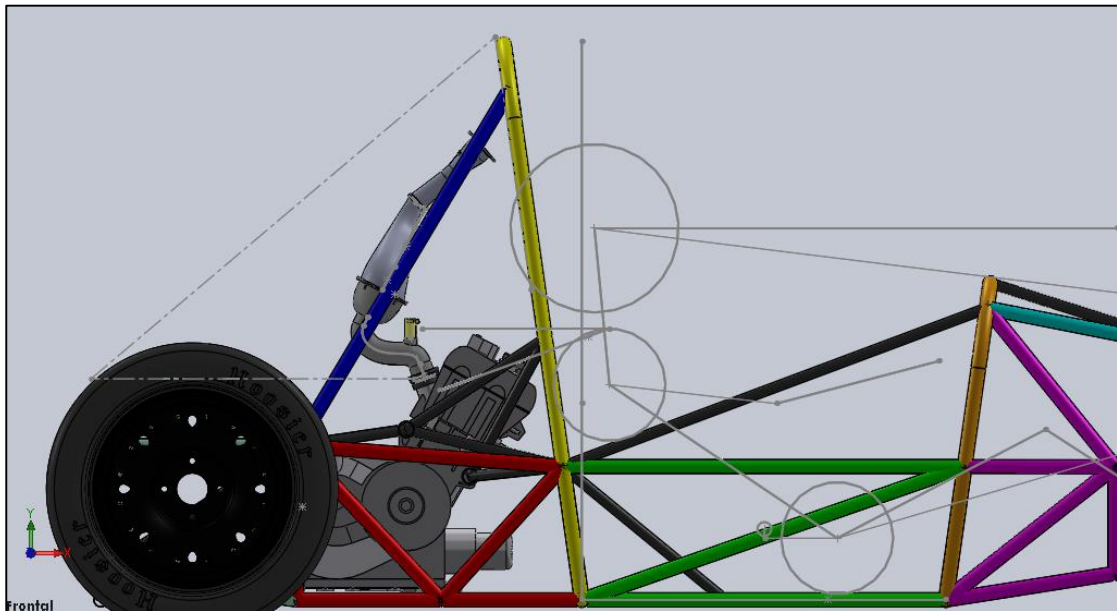


Figura 3.17 Colector de admisión dentro del espacio reglamentario

Una de las ventajas del colector de admisión debido a su fabricación en dos partes es que permite colocar separadores entre el pleno superior e inferior. De esta manera se puede variar el volumen total del pleno y observar de manera experimental la eficiencia volumétrica y el comportamiento del motor.

Otra ventaja es que al ser desmontable permite inspeccionar y limpiar el interior del pleno en caso de que haya ingresado alguna partícula que podría potencialmente dañar el motor.

b. Ubicación de los inyectores

La importancia de la ubicación de los inyectores radica en que de esta manera se contribuye a la generación de un flujo turbulento de la mezcla al ingreso de los cilindros.

En la figura 3.18 se observa la ubicación de los inyectores de modo que el combustible sea inyectado sobre la parte posterior de la cabeza de las válvulas de admisión para favorecer la refrigeración de las mismas.

En el diseño se puede observar también un pequeño doblé al final de los conductos de admisión que vienen desde el pleno con la finalidad de ubicar los inyectores lo más cerca posible de las válvulas.

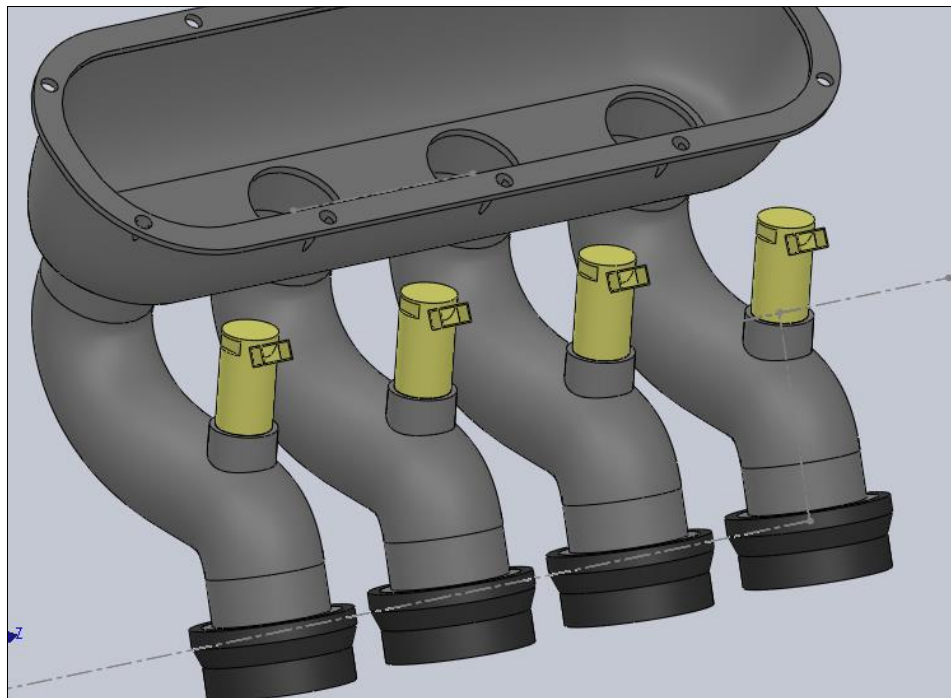


Figura 3.18 Ubicación de los inyectores en el colector de admisión

c. Conductos de admisión

Por medio de conducciones experimentales realizadas en las anteriores participaciones COTOPAXI 1 y COTOPAXI 2, en pistas similares a las esperadas en la competencia, la velocidad de funcionamiento ideal del motor se ha determinado que está entre 8.000 RPM a 10.000 RPM. Los conductos de admisión están sintonizados para 8500 RPM.

d. Cálculo del diámetro óptimo de los conductos de admisión

Para calcular el diámetro de los conductos de admisión se utiliza la ecuación 2.5.

$$D_{\text{run}} = \sqrt{\frac{(\text{RPM}_{\text{PK}})(\text{VH})(\text{VE})}{3330}}$$

Donde:

D_{run} = Diámetro de los conductos de admisión en pulgadas

RPM_{PK} = RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

VH =Cilindrada del motor en litros

VE =Eficiencia volumétrica en porcentaje %

3330 =Factor de conversión

Datos:

$D_{\text{run}} = ?$

$\text{RPM}_{\text{PK}} = 8500 \text{RPM}$

VH =0.6lt

VE =95%

3330 =Factor de conversión

$$D_{run} = \sqrt{\frac{(8500 \text{ RPM})(0.6 \text{ lt})(0.95)}{3330}}$$

$$D_{run} = 1.2 \text{ in}$$

$$D_{run} = 30.64 \text{ mm}$$

El diámetro óptimo mínimo de los conductos de admisión es de 30.64mm a 8500 RPM con una eficiencia volumétrica del 95%.

e. Cálculo de la longitud óptima de los conductos de admisión

Para calcular la longitud de los conductos de admisión se utilizó la ecuación 2.6.

$$L_{run} = \frac{84000}{N}$$

Donde:

L_{run} = Longitud óptima de los conductos de admisión desde el pleno hasta la cabeza de las válvulas en pulgadas

N = RPM a las que se quiere obtener el máximo torque

84000 = Factor de conversión

Datos:

$L_{run} = ?$

$N = 8500 \text{ RPM}$

84000 = Factor de conversión

$$L_{run} = \frac{84000}{8500 \text{ RPM}}$$

$$L_{run} = 9.88 \text{ in}$$

$$L_{run} = 251.01 \text{ mm}$$

La longitud óptima mínima de los conductos de admisión es de 251.01mm a 8500 RPM.

Una forma de comprobar la veracidad del cálculo realizado para determinar la longitud de los conductos de admisión es la siguiente:

Según Vizard's D. (2002) "La regla general para el cálculo de la longitud óptima de los conductos de admisión dicta que se debe comenzar con una longitud de 17,8 cm desde el pleno hasta la parte posterior de la cabeza las válvulas para un par máximo a 10.000 RPM. Luego se añade 4,3 cm a la longitud de los conductos de admisión por cada 1.000 RPM a las que se desee que se produzca el par máximo antes de las 10.000 RPM".

Así por ejemplo, si se necesita obtener el máximo par a 8500 RPM, la longitud óptima los conductos de admisión es:

$$17.8\text{cm} + (1.5 * 4.3\text{cm}) = 24.25\text{cm o } 242.5\text{mm}$$

Se puede notar que en los dos métodos utilizados para el cálculo óptimo de la longitud de los conductos de admisión para un máximo torque a 8500 RPM la longitud no varía demasiado una en comparación a la otra, apenas hay una diferencia de 8.5mm.

Se ha utilizado una longitud de conductos de admisión de 251mm para el colector a 8500 RPM. Se debe tomar en cuenta que la longitud óptima de los conductos de admisión calculada comprende desde el pleno hasta la cabeza de las válvulas.

Un conducto de paso mecanizado en el bloque del motor de 73 mm de largo conecta desde el asiento de la válvula de admisión hasta el exterior del bloque. Por lo tanto, la longitud total del conducto de admisión que se mecanizó fue de 178mm desde el block del motor hasta el pleno. En la figura 3.19 se puede observar el diseño final de los conductos de admisión.

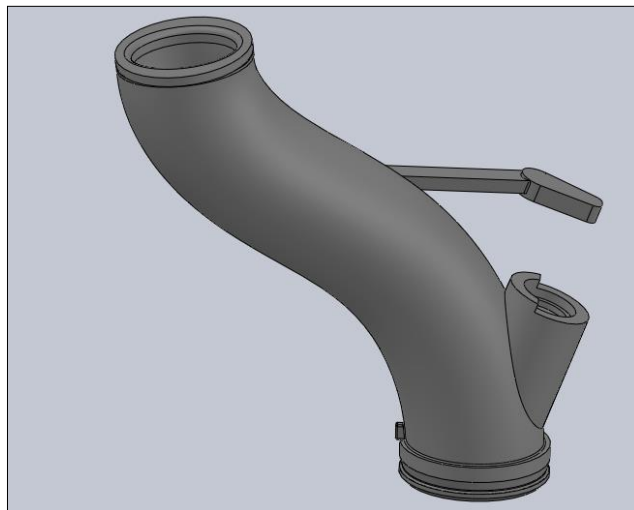


Figura 3.19 Diseño final de los conductos de admisión

f. Pleno

El pleno fue diseñado para tener una transición suave desde la parte del difusor al resto del colector de admisión, esto ayudará a mejorar el flujo a los cilindros. El problema con este diseño es que las grandes paredes planas del pleno no son tan fuertes como lo serían si el pleno fuera cilíndrico. La presión dentro del pleno tendrá una tendencia a desviar las paredes planas, esto plantea la necesidad de determinar cuáles son las partes más críticas del pleno.

Para entender este efecto se realizó una simulación en SolidWorks que muestra una gran cantidad de deflexión en las paredes bajo las condiciones normales de presión del colector. Los resultados se pueden ver en la figura 3.20 que se encuentra a continuación.

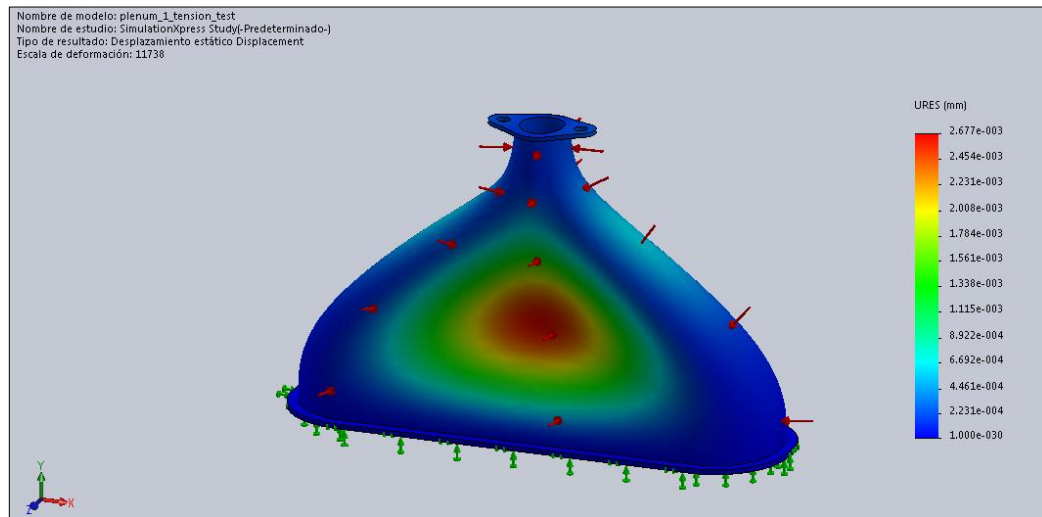


Figura 3.20 Simulación en SolidWorks (deflexión debido a la presión aplicada)

Solidworks Simulation permite observar la desviación exacta de las paredes del pleno. Esto a su vez indica en que parte el pleno debe ser reforzado.

Una gran deflexión en el pleno reduce la respuesta del acelerador y puede conducir a fallas del material debido a una carga cíclica. Con el fin de resolver este problema, las paredes del pleno deben ser reforzadas por nervios, o por el aumento de espesor de la pared en esa zona.

g. Cálculo del volumen óptimo del pleno

El objetivo del diseño del pleno es permitir una cierta disponibilidad in-mediata de aire al ciclo de carrera de admisión de cada cilindro. El aspecto más importante a tener en cuenta al dimensionar el pleno es asegurar que haya suficiente aire para el ciclo de admisión del siguiente cilindro. Esto resulta en la necesidad de que se requiera más masa de aire en menos tiempo, lo que exige el uso de un volumen de pleno más grande. La desventaja de tener un pleno demasiado grande en un colector de admisión es la pérdida de respuesta del acelerador, debido a la ubicación del cuerpo del acelerador en relación a los cilindros.

Cuando el volumen efectivo de la cámara de admisión es muy grande con respecto a la masa de aire requerida necesaria por el cilindro, significa que hay un gran volumen entre el cuerpo del acelerador y el cilindro, y el efecto instantáneo que se debería tener a la apertura del acelerador en el flujo de aire a los cilindros se ve obstaculizado.

Además cuando el restrictor limita la cantidad de flujo de aire en el interior de un pleno demasiado grande, reduce la densidad del aire en el pleno creando vacío en el interior.

Este vacío afecta negativamente a la diferencia de presión entre el cilindro y el pleno, perjudicando la eficiencia.

Una prueba de flujo en estado estacionario se hizo con 3 volúmenes diferentes del pleno al mismo tiempo para encontrar el peor caso de flujo, esto simplifica los cálculos. Las pruebas se realizaron con volúmenes de pleno de 3.5lts, 4.5lts y 5.5lts. En la figura 3.21 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 3.5 ltrs.

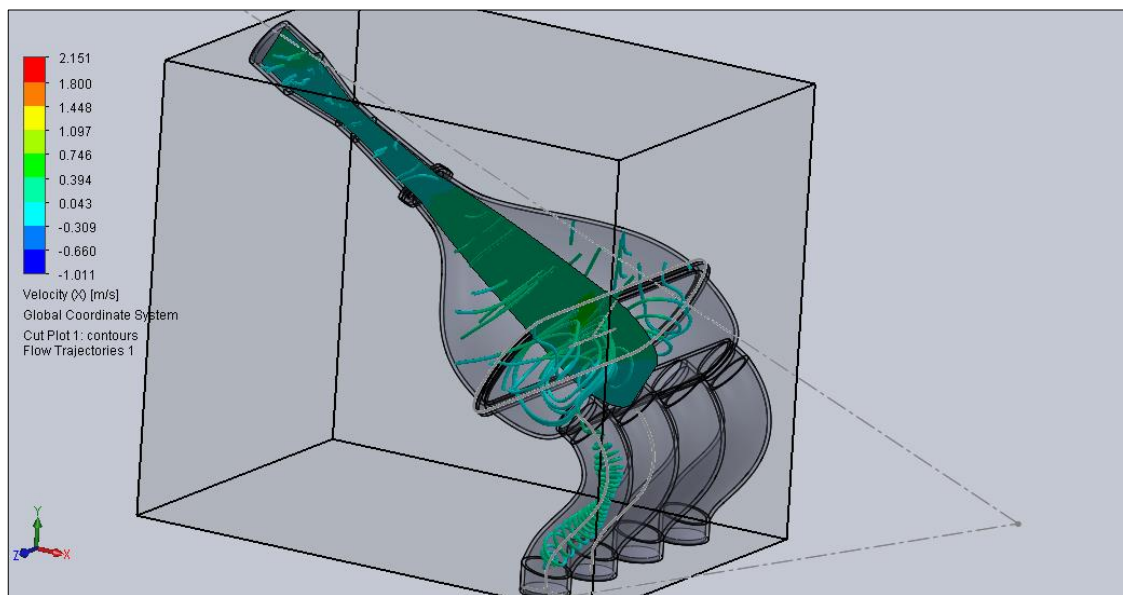


Figura 3.21 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 3.5 lt

En la figura 3.22 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 4.5 ltrs.

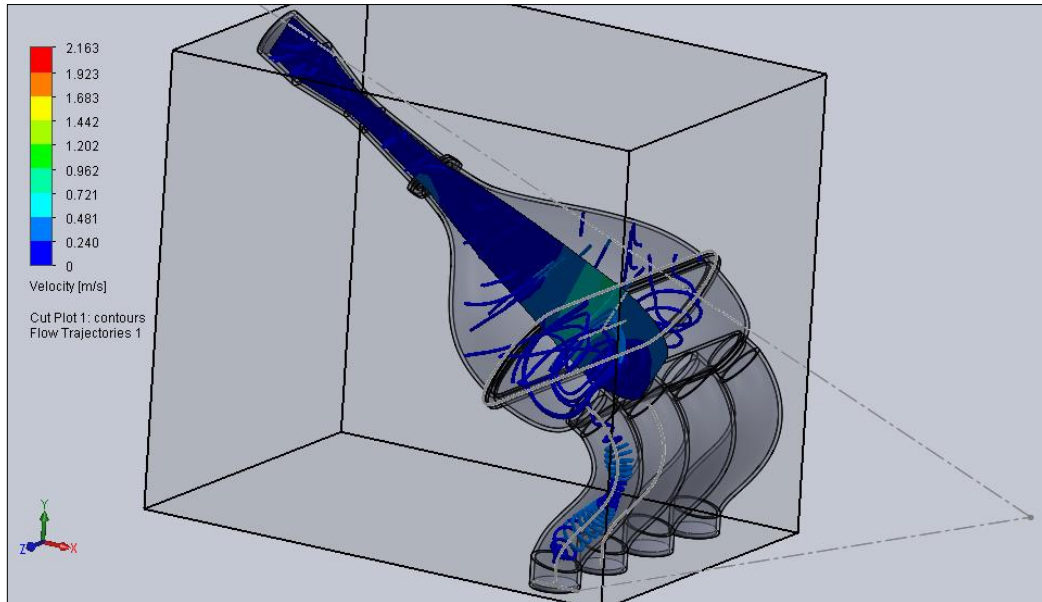


Figura 3.22 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 4.5 lt

En la figura 3.23 se muestra el comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 5.5 ltrs.

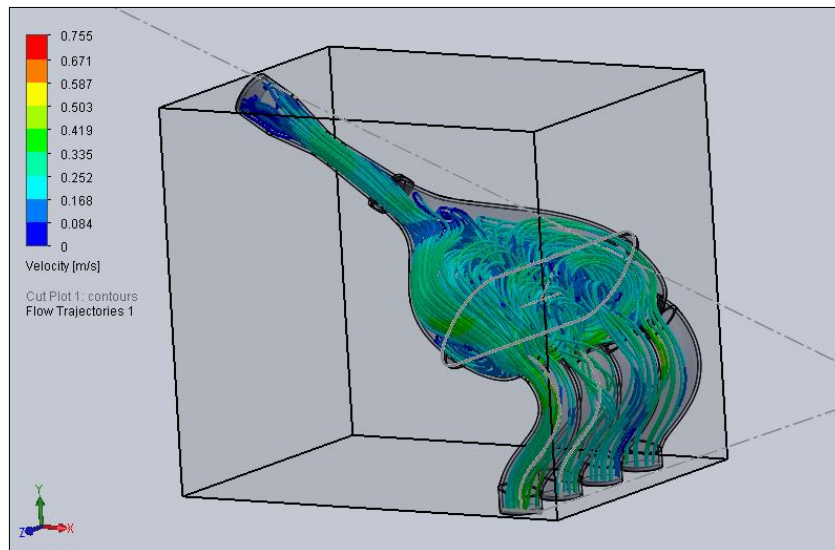


Figura 3.23 Comportamiento del flujo de aire con un volumen del pleno de 5.5 lt

En esta prueba se determinó que mientras menor es el volumen del pleno la respuesta de aceleración es más rápida, sin embargo ahora tenemos que determinar cuál es el menor volumen que nos asegure la suficiente cantidad de aire en cada ciclo de admisión, para esto se utiliza el programa Ricardo WAVE

h. Programa Ricardo WAVE

WAVE es el programa líder en el mercado que cumple las normas ISO para el análisis dinámico de gases en motores. Es un código de ingeniería asistida por ordenador desarrollada por Ricardo Software para analizar la dinámica de las ondas de presión, flujos de masas, y las pérdidas de energía en conductos, plenos y colectores de diversos sistemas y máquinas.

WAVE se utiliza en todo el mundo en diferentes sectores de la industria, incluyendo automóviles de pasajeros, motocicletas, camiones, locomotoras, deportes automovilísticos, marina y generación de energía.

En la figura 3.24 se observa un modelo WAVE de redes de fluidos compresibles en distintos elementos de modelado que incluyen secciones de tubos, uniones de múltiples conductos, plenos, cambios de sección, orificios y puntos terminales.

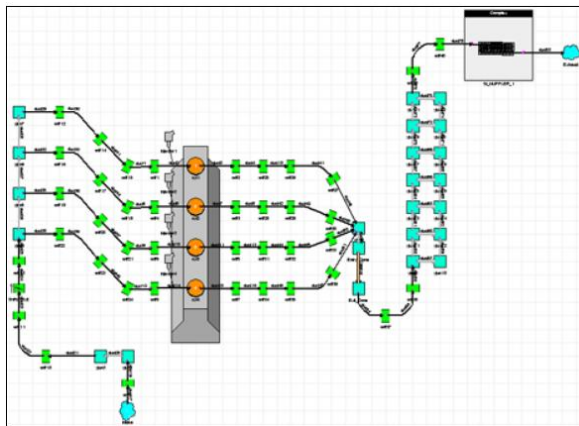


Figura 3.24 Modelo de una red de fluidos en el programa WAVE

Fuente: (Ricardo Software, 2013)

WAVE también incluye una biblioteca de elementos especiales de maquinaria, como cilindros de motores, compresores de pistones, turbocompresores, sobre alimentadores, turbinas y bombas. Estos elementos pueden ser asociados a las redes de tuberías para servir como fuentes o amortiguadores de los flujos pulsantes. Estas características hacen de WAVE una excelente herramienta para la simulación del motor de combustión interna, así como otras redes de fluidos complejos.

En la figura 3.25 se observa la modelación del motor CBR 600 F4i en conjunto con el sistema de control de ingreso y salida de gases para determinar el volumen ideal del pleno. Para esto se ha ingresado las especificaciones técnicas del motor, así como también los valores calculados anteriormente como se observa en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Valores conocidos para la modelación del motor en el programa Ricardo WAVE

Diámetro de los conductos de admisión	30.64mm
Longitud de los conductos de admisión	251mm
Ángulo de salida del difusor	7 grados
Diámetro del orificio del cuerpo de aceleración	38mm
Distancia del inyector a la cabeza de la válvula de admisión	61mm

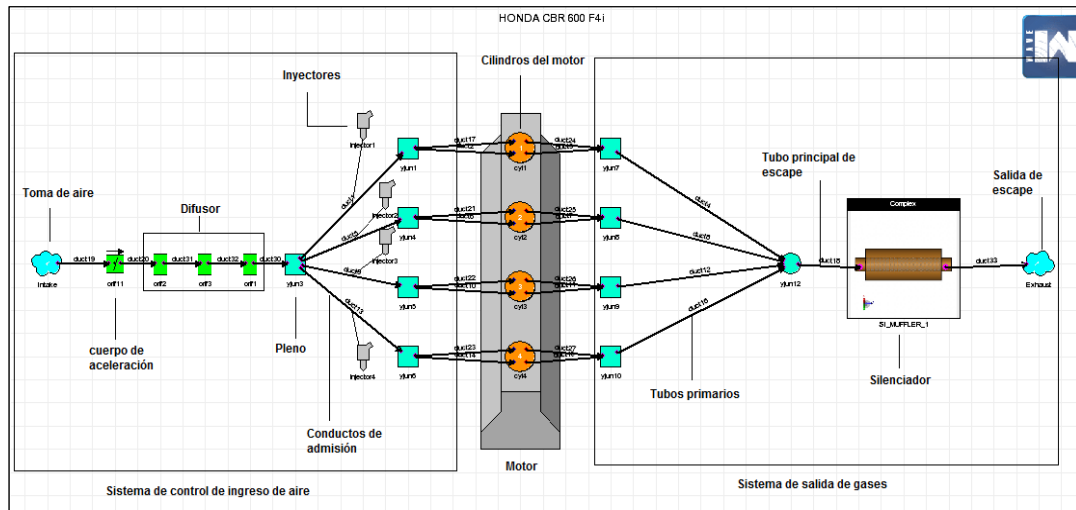


Figura 3.25 Modelación del motor CBR 600 F4i junto con el sistema de ingreso y salida de gases en el programa Ricardo WAVE

En la figura 3.26 se observa que con un volumen del pleno de 3.5 lt se obtiene un torque aproximado de 41N-m y una potencia de 69 HP en el rango de 8000 a 10000 RPM

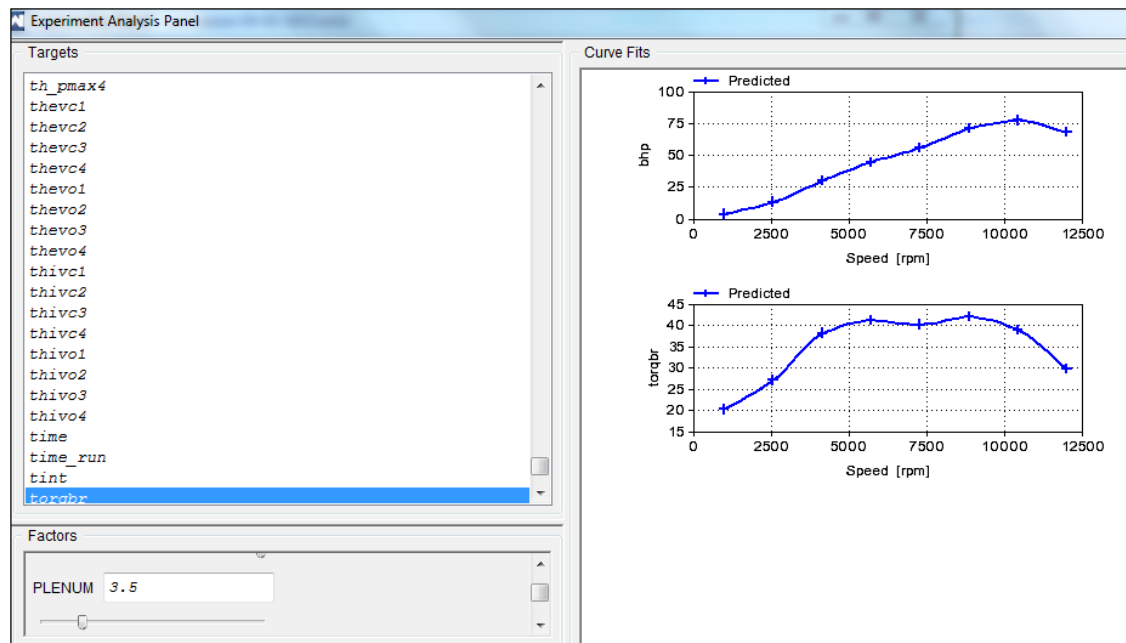


Figura 3.26 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 3.5lt

En la figura 3.27 se observa que con un volumen del pleno de 4.5 lt se obtiene un torque aproximado de 43N-m y una potencia de 75 HP en el rango de 8000 a 10000 RPM

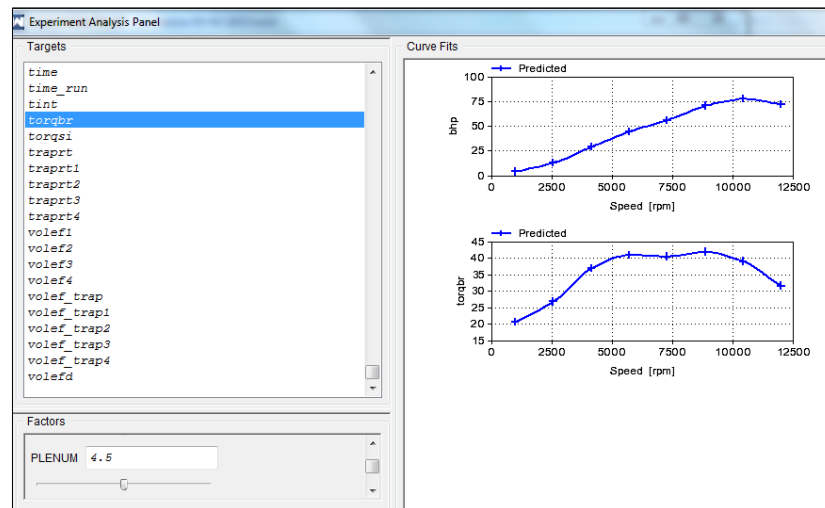


Figura 3.27 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 4.5lt

En la figura 3.28 se observa que con un volumen del pleno de 5.5 lt se obtiene un torque aproximado de 41N-m y una potencia de 73 HP en el rango de 8000 a 10000 RPM sin embargo también se puede notar que el máximo torque se alcanza en el rango de 5000 a 7500 RPM

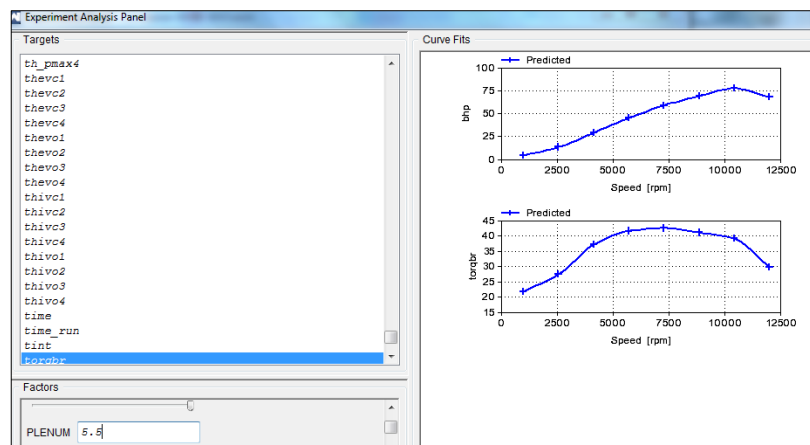


Figura 3.28 Curvas de torque y potencia con un volumen del pleno de 5.5lt

Después de analizar los tres casos que se puso a consideración, se ha determinado que a 8500RPM el volumen del pleno que genera mayor torque y potencia es de 4.5lt.

3.8 Dimensionamiento del sistema de salida de gases

Como se vio anteriormente, lo ideal para obtener los mejores resultados en el proyecto es lograr una sintonización tanto del sistema de ingreso de gases como el de salida. Esto quiere decir que para el diseño del sistema de escape el rango ideal de funcionamiento está entre 8000 y 10000RPM al igual que el sistema de admisión.

a. Cálculo de los tubos primarios

- **Longitud**

Para calcular la longitud de los tubos primarios se utiliza la ecuación 2.7

$$P = \frac{850 * ED}{RPM} - 3$$

Donde:

P= longitud de los tubos primarios (in)

ED= 180 + grados que se abre la válvula antes del PMI (Punto muerto inferior)

RPM= revoluciones del motor (RPM)

Datos:

P=?

ED= 180 + 38 (según el manual del motor)

RPM= 8500

$$P = \frac{850 * 218\text{grados}}{8500\text{RPM}} - 3$$

$$P = 18,8 \text{ in}$$

$$P = 477,52\text{mm}$$

- **Diámetro interno**

Para calcular el diámetro interno de los tubos primarios se utiliza la ecuación 2.8

$$ID = \sqrt{\frac{cc}{(P + 3) * 25}} * 2,1$$

Donde:

ID= diámetro interno de los tubos primarios (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

ID=?

cc= 149.75 cc (según manual del motor)

P=18.8 in

$$ID = \sqrt{\frac{149,75\text{cc}}{(18,8\text{in} + 3) * 25}} * 2,1$$

$$ID = 1,19 \text{ in}$$

$$ID = 30,22 \text{ mm}$$

Consideración el incremento del 10% al diámetro el resultado es 33,2mm, es decir será necesario usar tubo de acero al carbono de 1,5 in con 2mm de espesor, que tiene un diámetro interno de 34,1mm.

b. Cálculo del tubo de escape principal

- **Diámetro interno**

Para calcular el diámetro interno del tubo de escape se utiliza la ecuación 2.9

$$ID3 = \sqrt{\frac{cc * 2}{(P + 3) * 25}} * 2$$

Donde:

ID3= diámetro interno del tubo de escape (in)

cc= cilindrada de cada cilindro (cc)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

ID3=?

cc= 149.75cc

P=18.8in

$$ID3 = \sqrt{\frac{149,75cc * 2}{(18,8in + 3) * 25}} * 2$$

$$ID3 = 1,55 \text{ in}$$

$$ID3 = 39,54 \text{ mm}$$

Consideración el incremento del 10% al diámetro el resultado es 43,49mm, es decir será necesario usar tubo de acero al carbono de 2 in con 2mm de espesor, que tiene un diámetro interno de 46,8mm, que es el valor más próximo al calculado.

- **Longitud**

Para calcular la longitud del tubo de escape se utiliza la ecuación 2.10

$$TL = P + 3$$

Donde:

TL= longitud del tubo de escape (in)

P= longitud de los tubos primarios (in)

Datos:

TL= ?

P= 18,8in

$$TL = 18,8in + 3$$

$$TL = 21,8 in$$

$$TL = 553,72 mm$$

3.9 Diseño del sistema de salida de gases

Para el diseño del sistema de salida de gases, es necesario tomar en consideración algunos aspectos importantes del reglamento de la Formula SAE, uno de los más importantes y que influye sobre el diseño, es que los tubos del sistema de escape deben estar separados de cualquier otro elemento del vehículo por una distancia mínima de 1 pulg (25,4mm). En la figura 3.29 se muestra el diseño del sistema de salida de gases dentro del espacio reglamentario.

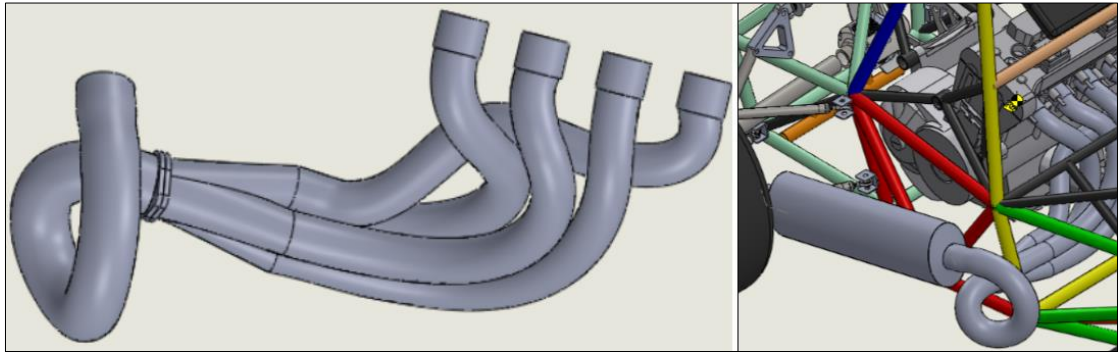


Figura 3.29 Sistema de salida de gases dentro del espacio reglamentario

- **Flujo del sistema**

Para la simulación se utiliza el software ANSYS en el módulo de Fluid Flow CFX, en donde se puede realizar el análisis de fluidos compresibles-incompresibles y la transferencia de calor, permite importar mallas, especificar materiales, condiciones de contorno y parámetros de solución, ver resultados y crear un informe, en donde se hace referencia a los resultados obtenidos al analizar el flujo dentro del sistema, factores que son tomados en cuenta para un correcto diseño.

El diseño se evalúa de acuerdo con parámetros como la velocidad, presiones y flujo másico. En la figura 3.30 se observa que el sistema de salida de gases diseñado presenta un flujo con baja cantidad de turbulencia al inicio, la misma que va disminuyendo de acuerdo con el recorrido de los gases hasta llegar a la salida en donde se presenta un flujo casi laminar. Esto beneficia el flujo de salida de los gases de escape.

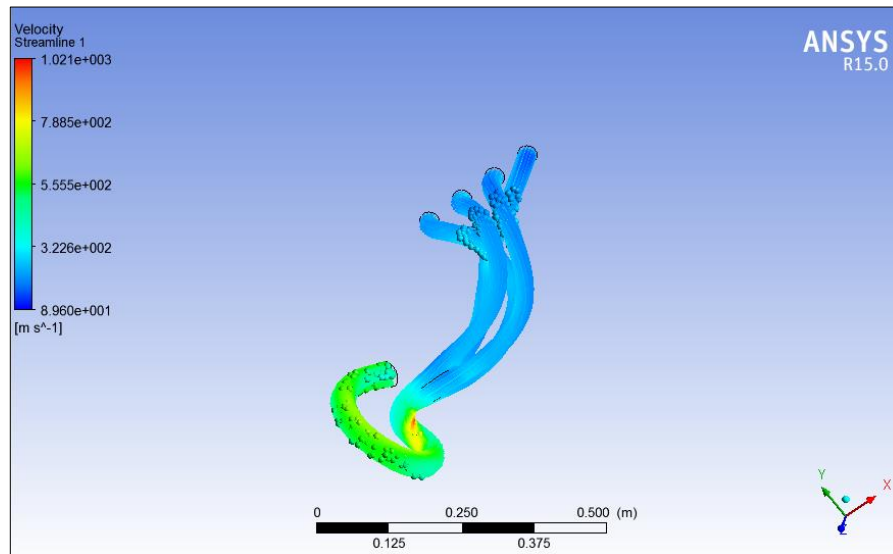


Figura 3.30 Simulación de flujo en el sistema de salida de gases.

3.10 Construcción del cuerpo de aceleración

La carcasa del cuerpo de aceleración para el vehículo prototipo fue cortada y adaptada del conjunto original del cuerpo de estrangulación del motor Honda CBR 600 F4i en vista de que cumplía con el diámetro de la aleta de aceleración de 38mm que se determinó anteriormente. En la figura 3.31 se puede observar el conjunto original del cuerpo de aceleración junto con el cuerpo de aceleración que se adaptará en el sistema de control de ingreso de aire.



Figura 3.31 Conjunto original del cuerpo de aceleración del motor Honda CBR 600 F4i

Al ser este componente una parte del motor original facilita la colocación del sensor TPS en un extremo ya que viene con la base del sensor incluida.

Es necesario maquinar la base para el cuerpo de aceleración que permita ensamblarlo con el difusor y la base para la corneta de aire, ambas fabricadas en aluminio y soldadas al cuerpo del estrangulador, también es necesario reducir la longitud de la carcasa del cuerpo del acelerador para disminuir pesos y por último se debe modificar la placa circular en donde van montados los dos muelles de retorno de la mariposa. En la figura 3.32 se puede observar la carcasa del cuerpo de aceleración completa.



Figura 3.32 Carcasa del cuerpo de aceleración para el prototipo FSAE

a. Adaptación del sensor TPS y los muelles de retorno

El sensor adaptado en el prototipo es el de un vehículo corsa evolución ya que el sensor original del motor Honda CBR 600 F4i se encontraba en malas condiciones. Para esta adaptación se toma en cuenta el sentido de giro de la mariposa al abrirse cuando se acciona el pedal del acelerador, que en este caso es derecho. En la figura 3.33 se observa el sensor TPS montado en el cuerpo de aceleración.



Figura 3.33 Sensor TPS montado en el cuerpo de aceleración

Otro aspecto importante que hay que tomar en consideración es que el reglamento de la competencia exige la colocación de dos muelles para el retorno de la mariposa aparte del que viene incluido en el sensor TPS. Estos muelles previamente calculados se colocan cada uno de modo que aseguran el cierre completo del estrangulador cuando se suelta el pedal de aceleración.

Por último al ensamblar el conjunto del cuerpo del acelerador se observa que la corneta de aire no sobrepase el límite permitido por el reglamento de la competencia que dice que no puede ser superior al “main roll hoop”. En la figura 3.34 se observa el conjunto del cuerpo de aceleración terminado.



Figura 3.34 Conjunto del cuerpo de aceleración terminado.

3.11 Construcción del difusor tipo Venturi

El difusor fue mecanizado en una sola pieza en la impresora 3D, como se muestra en la figura 3.35.



Figura 3.35 Difusor mecanizado en impresora 3D

El material utilizado para la construcción del difusor es Acrilonitrilo Butadieno Estireno o (ABS), mostrado en la figura 3.36. El difusor no es sometido a grandes esfuerzos, sin embargo como este material es de poca resistencia mecánica se reforzaran las partes más críticas del difusor con un pegamento especial para evitar cualquier posibilidad de rotura.



Figura 3.36 Impresora 3D y el material de prototipado ABS

3.12 Construcción del múltiple de admisión

a. Conductos de admisión

Para construir los conductos de admisión se debe considerar que estos están expuestos al contacto directo con la gasolina pulverizada del inyector y a la elevada temperatura de las bases del motor. Esto descarta la posibilidad de imprimirlos en una sola pieza en material ABS.

Sin embargo un conducto de admisión impreso permite tener una idea clara de la geometría exacta que se necesita para ensamblarlo en el conjunto del colector de admisión, mostrado en la figura 3.37.



Figura 3.37 Impresión de un conducto de admisión como muestra exacta

Los conductos de admisión poseen la base en donde se asientan los inyectores de combustible, también sirve como base para el riel de inyección por lo que debe ser un elemento de gran resistencia y rigidez. El material utilizado para la construcción de los conductos más viable es el acero inoxidable serie A304.

El acero inoxidable posee una superficie lisa que no genera oposición el paso de los gases. La idea es conseguir una superficie tipo espejo. Así los conductos de admisión doblados se muestran en la figura 3.38



Figura 3.38 Conductos de admisión en acero inoxidable

b. Pleno superior

La construcción del pleno se realiza en dos partes, primero porque facilita la fabricación y segundo porque de esta manera se puede variar el volumen interior del pleno. El primer paso es tallar el molde en espuma de poliuretano de acuerdo a las medidas y geometría establecidas por el software que se utilizó.

Luego de obtener el molde se procede a endurecerlo aplicándole una capa gruesa (1cm) de masilla mustang automotriz, como se muestra en la figura 3.39, para proceder a lijar y pulir la superficie, con el fin de sacar un negativo para aplicar varias capas de fibra de vidrio.



Figura 3.39 Aplicación de masilla mustang en el molde de espuma de poliuretano

Cuando se obtiene el molde definitivo es decir el negativo se procede a enfibrar, previo a esto se debe aplicar varias capas (aproximadamente 4) de cera desmoldante con el fin de que no se pegue la fibra en la superficie masillada. La idea es que luego se rompa el molde de espuma de poliuretano y el pleno superior tenga una superficie tipo espejo en su parte interna. Esto es importante ya que ayuda a que el flujo de aire no encuentre resistencia por rugosidad en las paredes internas del colector de admisión.

Otro aspecto importante a tener en cuenta es que al momento que se hizo la simulación de esfuerzos en las paredes del pleno en SolidWorks se pudo determinar las zonas críticas del pleno. Entonces para asegurar que la pieza no falle es necesario reforzar estas zonas colocando láminas delgadas de aluminio (3mm de espesor) en las paredes exteriores, como se muestra en la figura 3.40. Esto se realiza antes de aplicar las dos últimas capas de fibra de vidrio.



Figura 3.40 Pleno superior en fibra de vidrio

c. Pleno inferior

Para la construcción del pleno inferior se aplica el mismo procedimiento utilizado para el pleno superior, teniendo en cuenta que esta parte después se une fijamente a los conductos de admisión como si estuviesen soldados, por ello es necesario insertar en el molde que servirá como negativo una placa de aluminio agujereada, mostrada en la figura 3.41, de tal forma que permita centrar exactamente los conductos de admisión para ensamblar en el motor.



Figura 3.41 Placa de aluminio con los agujeros para los conductos de admisión

La manera de agujerear la placa de aluminio con exactitud, es pegando una plantilla impresa con el plano exacto de los agujeros.

A continuación se procede a masillar todo el molde del pleno inferior para después lijarlo, pulirlo y aplicarle varias capas de cera desmoldante, como se muestra en la figura 3.42.



Figura 3.42 Molde negativo del pleno inferior

Luego de aplicar las capas de fibra de vidrio y obtener el pleno inferior se procede a cortar los agujeros para los conductos de admisión que ya están claramente marcados por la placa de aluminio. Como la pared tanto del pleno superior como inferior es bastante gruesa (1cm) se procede a lijar hasta obtener una superficie pulida, esto se hace con el fin de obtener un acabado estético de todo el conjunto para luego proceder a pintarlo. En la figura 3.43 se muestra el pleno inferior con los agujeros para los conductos de admisión.



Figura 3.43 Pleno inferior con los agujeros para los conductos de admisión

Es importante que antes de pasar al pintado final del múltiple de admisión se verifique que todo el conjunto se acople perfectamente en el motor, como se muestra en la figura 3.44, se debe verificar también el volumen tanto del pleno superior como inferior, esta medición se la puede realizar llenando todo el conjunto con aceite.



Figura 3.44 Verificación del acoplamiento del múltiple de admisión en el motor

Por último para el proceso de pintado se debe empapelar todos los orificios que hayan en el conjunto como: el de los inyectores, agujeros de los pernos de sujeción de las dos partes del pleno, la entrada de aire del pleno superior, los conductos de admisión y ambos extremos del difusor. Esto es importante ya que si entran partículas de pintura se forma una pequeña película que cambia el espesor de las paredes y luego no encajan el resto de elementos con precisión. En la figura 3.45 se muestra el pleno superior, pleno inferior y difusor completamente terminado.



Figura 3.45 Pintado final del pleno superior, pleno inferior y el difusor

d. Sellado hermético del sistema

Construido el sistema de control de ingreso de aire se prosigue con el ensamble de todo el sistema. Algo importante que se debe considerar en esta

parte es que cada unión debe ser totalmente hermética, es decir no debe haber fugas de aire en ninguna parte del conjunto de admisión.

Considerando que el fluido que se necesita sellar es aire, se fabricaron empaques y juntas en material de corcho-caucho para cada unión, adicional a esto se tiene que rematar cada unión con silicón, solo de esta manera se garantiza un cierre totalmente hermético del sistema. En la figura 3.46 se observa el sistema de control de ingreso de aire con los respectivos empaques haciendo un cierre hermético.



Figura 3.46 Cierre hermético del sistema mediante empaques

3.13 Construcción del sistema de salida de gases

La construcción del sistema de salida de gases involucra varios procesos como: corte, suelda, doblado de tubos, pulido y lijado. El material utilizado para la fabricación del sistema de escape es acero al carbono en vista que presenta buenas propiedades además que su costo es relativamente bajo en comparación al acero inoxidable.

3.13.1 Corte y doblado de los tubos primarios

Para los tubos primarios se corta en secciones el tubo de acuerdo a la longitud calculada, como se muestra en la figura 3.47. Una vez que se dispone de los cuatro tubos, con la ayuda de una maquina hidráulica se doblan de acuerdo con el diseño.



Figura 3.47 Tubos primarios

En el proceso de doblado de los tubos primarios es necesario utilizar planos impresos a escala real que faciliten comprobar los ángulos y radios de los dobleces establecidos en el diseño. En la figura 3.48 se observa el procedimiento de doblado de los tubos en la maquina hidráulica dobladora.



Figura 3.48 Doblado de los tubos primarios

La máquina dobladora permite expandir el diámetro del tubo para la toma del sistema de salida de gases. Esto permite asegurar el tubo primario al motor mediante las bridas de sujeción. Luego es necesario soldar la toma de escape a cada tubo primario, como se muestra en la figura 3.49.



Figura 3.49 Tubos primarios con las tomas

3.13.2 Suelda de los tubos primarios

Una vez establecida la geometría de los tubos primarios, se sujetan mediante las bridas al motor. Esto permite mantener a los tubos primarios fijos para poder soldarlos con precisión, como se muestra en la figura 3.50.



Figura 3.50 Tubos primarios soldados

3.13.3 Construcción del colector

Para construir el colector se necesita una lámina de tool doblada de acuerdo a la geometría diseñada. Para comprobar que las dimensiones estén correctas es necesario montar sobre los 4 tubos primarios, como se muestra en la figura 3.51.



Figura 3.51 Colector

Mediante el proceso de soldadura se junta el colector con los tubos primarios, y por el extremo del colector se suelda una brida de sujeción, para permitir acoplar a continuación el tubo principal de escape. Así finalmente el colector de escape configuración 4-1 está construido, como se muestra en la figura 3.52.

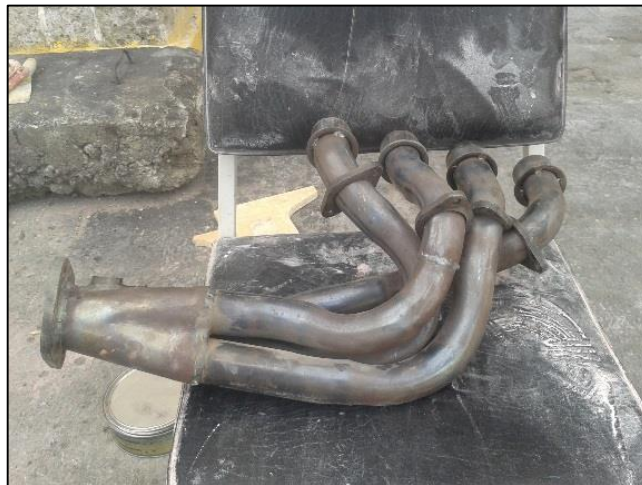


Figura 3.52 Tubos primarios con el colector

3.13.4 Corte y doblado del tubo principal de escape

El proceso para el tubo de escape principal es similar al de los tubos primarios, así se tiene el tubo principal de escape doblado, y en general el sistema de salida de gases terminado. Es importante recordar que tubo de escape principal necesita de las bridas de sujeción, como se muestra en la figura 3.53.



Figura 3.53 Tubo de escape principal.

Finalmente es necesario recubrir con cinta térmica el sistema de salida de gases, como se observa en la figura 3.54, para evitar contacto directo con el sistema una vez que este entre en funcionamiento.



Figura 3.54 Sistema de salida de gases.

CAPÍTULO IV

4 MONTAJE Y PRUEBAS

4.1 Montaje y fijación del sistema de control de ingreso de aire en el vehículo prototipo

Para el montaje final del sistema de control de ingreso de aire en el vehículo prototipo se tiene que tener en cuenta la especificación del reglamento de la competencia, la misma que establece que el colector de admisión tiene que ser fijado mecánicamente al bloque del motor o de la culata. Para cumplir con dicha especificación se utilizó platina de acero de 2mm de espesor.

Dos platinas fijan el pleno inferior a la carcasa del motor mediante pernos y una platina soldada al “main hoop” del chasis fija el difusor y el cuerpo de aceleración al bastidor del vehículo prototipo. En la figura 4.1 se muestra la fijación del difusor, el cuerpo de aceleración y el pleno al vehículo prototipo.

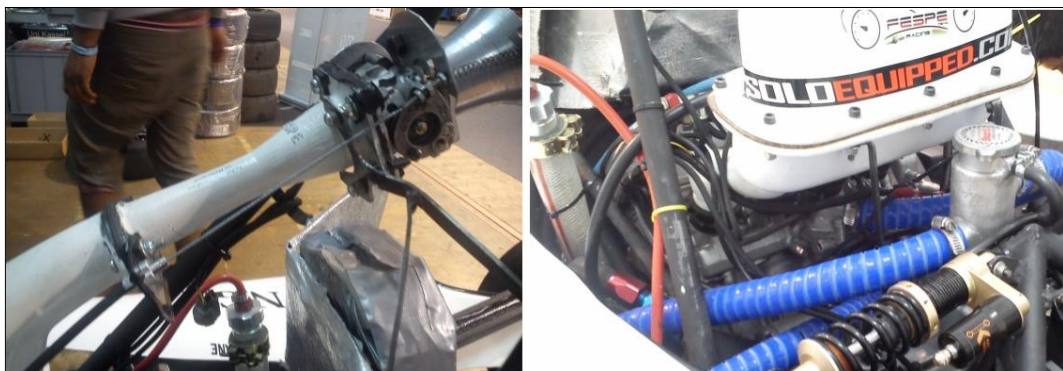


Figura 4.1 Fijación del sistema al vehículo prototipo

El montaje del cable del acelerador se lo realizó en la misma platina que sujeta el cuerpo de aceleración mediante un acople que permita regular el ralentí del motor, se debe verificar que el cable de aceleración no roce con ningún otro elemento de modo que permita un accionamiento completo para abrir y cerrar la mariposa del cuerpo de aceleración mediante el pedal. En la figura 4.2 se muestra el sistema de control de ingreso de aire del vehículo prototipo FSAE 2014 terminado e instalado.



Figura 4.2 Sistema de control de ingreso de aire terminado e instalado

4.2 Montaje y fijación del sistema de salida de gases en el vehículo prototipo

El montaje del sistema de salida de gases en el vehículo prototipo se lo realiza por partes debido a su tamaño. Si se quisiera instalarlo armado éste no ingresaría en el espacio disponible.

Antes de montar el sistema debe recubrirse con cinta aislante térmica. Los tubos primarios se fijan al motor mediante pernos, y cada tubo requiere un empaque para evitar fugas. El siguiente paso es colocar el tubo secundario, que de forma similar a los tubos primarios lleva empaque y se sujeta mediante pernos.

Finalmente se instala el silenciador. Debido a la robustez del sistema y para evitar la generación de vibraciones, el sistema de salida de gases no se sujeta en ninguna parte del bastidor del vehículo prototipo. En la figura 4.3 se muestra el montaje del sistema de salida de gases.

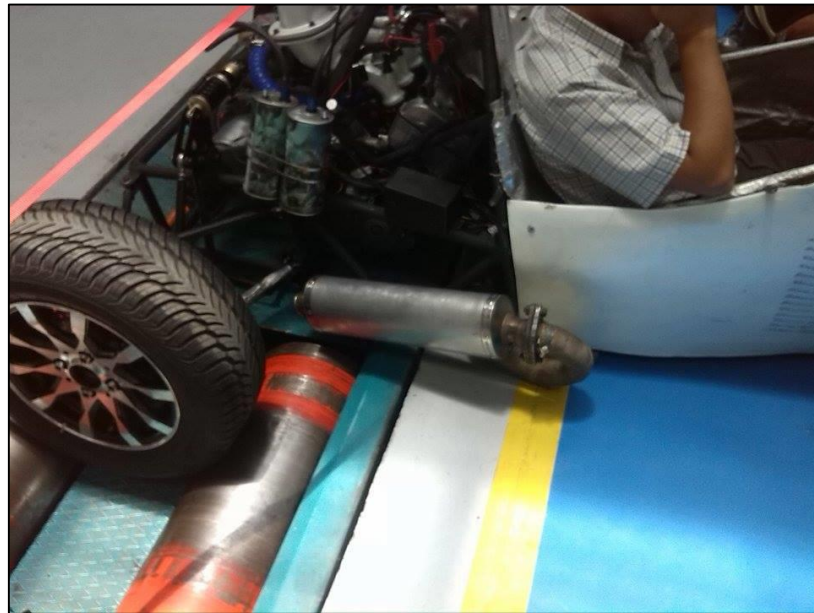


Figura 4.3 Montaje del sistema de salida de gases.

4.3 Prueba de ruido

Según el reglamento, el ruido puede medirse en cualquier momento durante la competición y este no debe sobrepasar los 110 dB.

La prueba de ruido que se realizó en este vehículo prototipo por primera vez fue directamente en la competencia de la Formula Student Germany 2014 durante las pruebas estáticas.

En la figura 4.4 se puede observar a los jueces de la competencia FSAE realizando la prueba de ruido a un equipo competidor.



Figura 4.4 Prueba de ruido en una competencia FSAE

Fuente: (Hannig, 2014)

Las mediciones se realizaron con un micrófono en campo abierto colocado al nivel de la salida de escape y libre de obstrucciones. El micrófono debe estar a 0,5 metros del extremo de la salida del tubo de escape y debe formar un ángulo de 45° con respecto al plano horizontal de la salida de escape. La prueba se lleva a cabo con la caja de cambios en neutro.

El nivel de ruido debe estar dentro del rango permitido en cualquier régimen del motor durante toda la prueba, incluso hasta en máxima aceleración.

Con el sistema de control de ingreso y salida de gases instalado en el vehículo prototipo, el nivel máximo de ruido que alcanzó durante la prueba fue 109 dB.

En Anexo F se puede observar la hoja de inspección técnica emitida por los jueces de la Formula SAE Germany 2014 después de superar con éxito la prueba

de ruido del vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases.

Cuando una prueba es superada durante la competencia se adquiere un sticker identificativo que permite al vehículo prototipo pasar a la siguiente etapa. El sticker que se adquiere por pasar la prueba de ruido es el que se indica a continuación en la figura 4.5.



Figura 4.5 Sticker identificativo de la prueba de ruido superada

En la figura 4.6 se puede observar el momento de la colocación del sticker de la prueba de ruido superada pegada en la carrocería del vehículo prototipo “COLIBRÍ” que participó en la competencia Formula Student Germany 2014.



Figura 4.6 Sticker del vehículo prototipo al pasar la prueba de ruido durante la competencia Formula Student Germany 2014

4.4 Prueba de potencia

La prueba de potencia se realizó en un dinamómetro de freno. Este tipo de dinamómetro consta de una rampa y una plataforma sobre la cual se monta el vehículo. El dinamómetro de freno cuenta con rodillos ubicados bajo las ruedas motrices que les permiten girar y a su vez ejercer una fuerza de resistencia contra las ruedas para medir la potencia. Durante la prueba se debe asegurar el vehículo con cuerdas para mayor seguridad como se ilustra en la figura 4.7.



Figura 4.7 Vehículo prototipo en el dinamómetro para la prueba de potencia

Para realizar la prueba potencia en un banco dinamométrico se debe conseguir una relación directa del motor a las ruedas, es decir se debe buscar la marcha que comunique el giro directo del motor a las ruedas sin que exista una desmultiplicación en la caja de cambios. La relación directa del motor Honda CBR 600 f4i se consigue en la quinta marcha.

A continuación en la tabla 4.1 se observan los valores de los parámetros considerados durante la prueba.

Tabla 4.1 Parámetros considerados durante la prueba en el banco dinamométrico

Presión atmosférica	752mmbar (0,752 bar)
Temperatura ambiente	24 grados C
Combustible	Gasolina Súper (92 octanos)

Los resultados obtenidos durante la prueba se muestran en una pantalla en forma numérica como se ilustra a continuación en la figura 4.8.

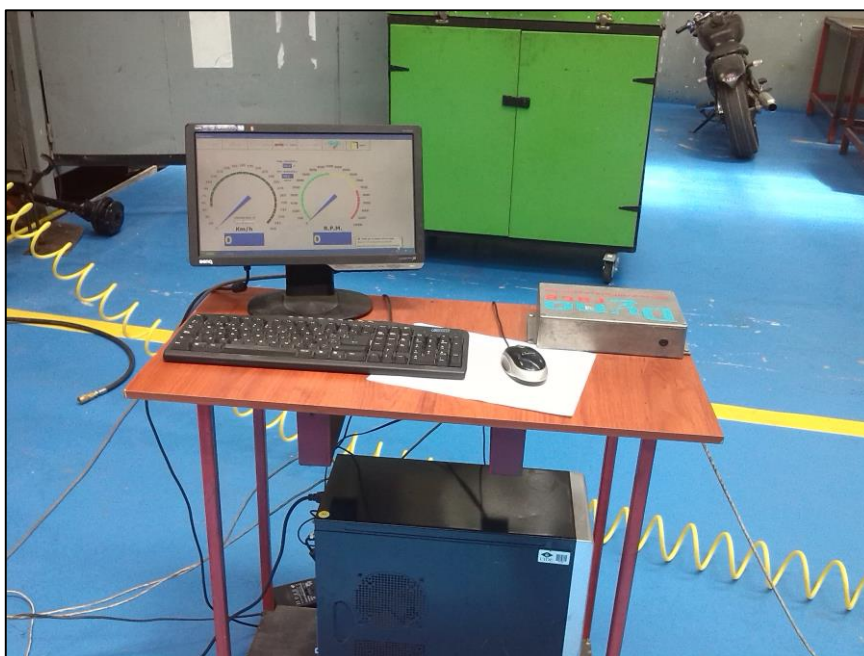


Figura 4.8 Software del banco dinamométrico Dinorace

En la figura 4.9 se puede observar las curvas de potencia que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases en el banco dinamométrico.

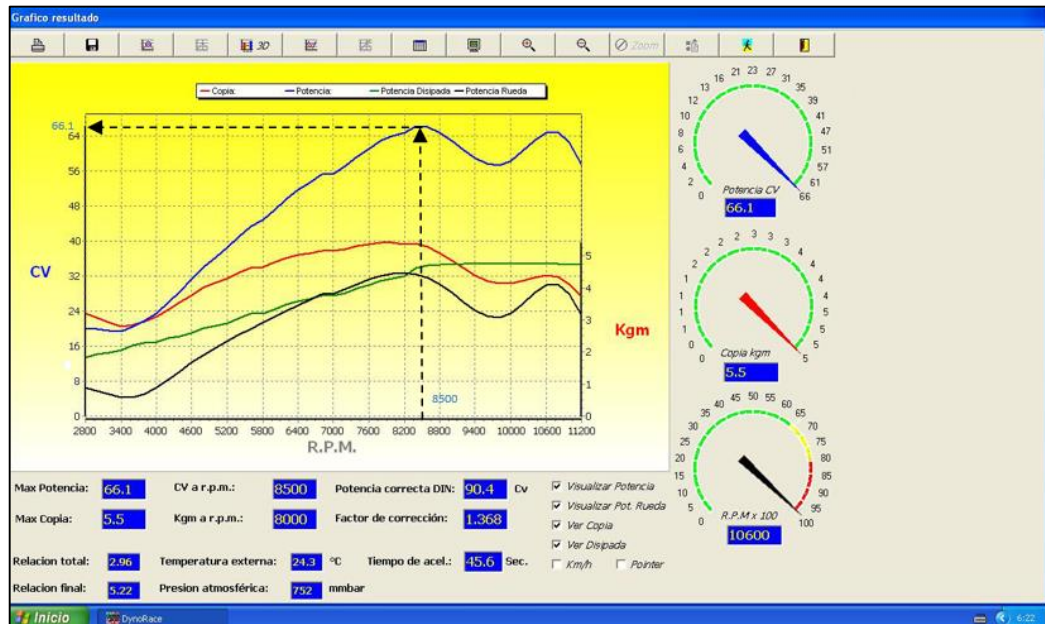


Figura 4.9 Curva de potencia obtenida en el dinamómetro.

En la figura anterior se puede observar el desempeño del motor a diferentes regímenes de revoluciones. Así se puede determinar la potencia máxima alcanzada por el motor con la implementación del sistema de control de ingreso y salida de gases. La curva de potencia es la de color azul, en donde se observa que el valor más alto (66.10 HP) se genera a 8500 RPM.

A continuación en la tabla 4.2 se ilustra los diferentes valores de potencia que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo en el dinamómetro a distintas RPM.

Tabla 4.2 Resultados de la prueba de potencia a distintas RPM

RPM	CV	Kg. m	CV Diss	CV ruota
7300	58,50	5,33	29,00	30,00
7400	59,30	5,34	29,30	30,30
7500	60,30	5,35	29,60	30,60
7600	61,00	5,40	30,00	31,00
7700	61,90	5,42	30,30	31,50
7800	63,10	5,45	30,60	32,00
7900	63,50	5,47	30,90	32,50
8000	64,00	5,50	31,40	33,00
8100	64,10	5,45	31,80	33,50
8200	64,70	5,40	32,00	33,50
8300	65,70	5,40	33,00	33,50
8400	66,10	5,40	34,00	33,00
8500	66,10	5,35	34,50	32,50
8600	66,10	5,30	35,00	32,00
8700	64,70	5,20	35,30	31,00
8800	64,10	5,10	35,70	30,00
8900	64,00	5,00	35,70	29,00
9000	62,50	4,90	35,70	28,00
9100	61,20	4,80	35,70	27,00
9200	60,30	4,70	35,80	26,00
9300	59,10	4,60	35,90	25,00
9400	58,80	4,50	36,00	24,00
9500	58,40	4,40	36,00	23,60

En la figura 4.10 se muestra el diagrama de la potencia en función de las RPM del vehículo, allí se puede observar que la potencia tiene un comportamiento casi lineal hasta alcanzar su potencia máxima a las 8500 RPM.

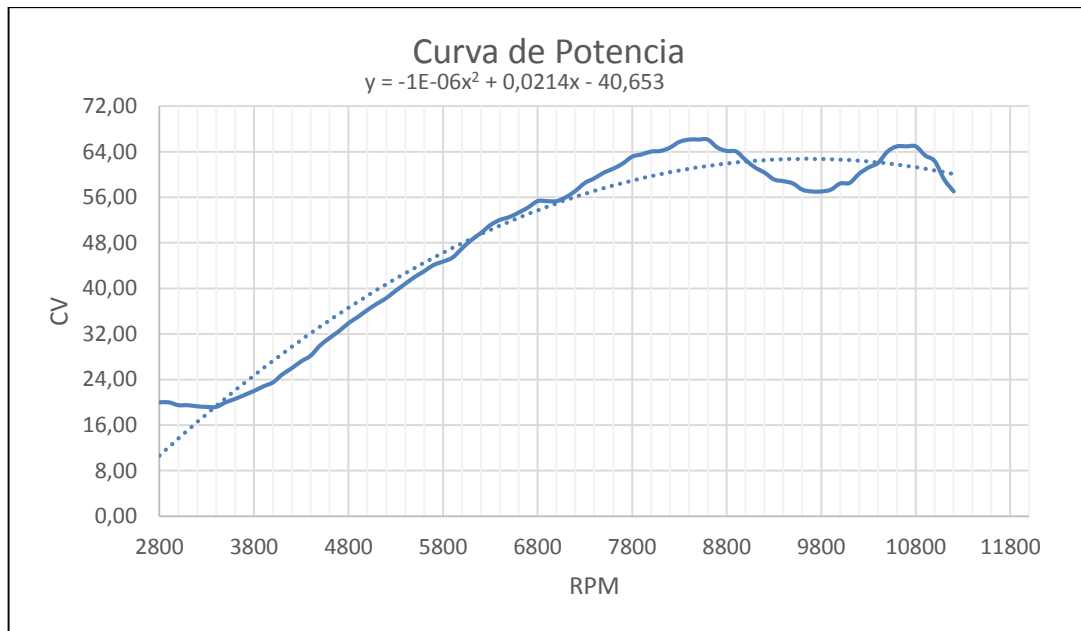


Figura 4.10 Diagrama de la potencia en función de las RPM.

En la tabla 4.3 se puede observar la máxima potencia alcanzada por el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico.

Tabla 4.3 Potencia máxima alcanzada por el vehículo prototipo en el dinamómetro

	RPM	CV	HP
Potencia	8500	66,1	65,17

4.5 Prueba de torque

El valor del torque alcanzado por el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico se lo puede obtener de dos maneras distintas.

La primera forma es observando el valor directamente en la gráfica de la curva potencia-torque que nos aparece en la pantalla del banco dinamométrico, este valor de torque viene expresado en (Kg-m) y la segunda forma es utilizando la ecuación 4.1. En la figura 4.11 se puede observar el vehículo prototipo montado en el dinamómetro durante la realización de la prueba de torque.



Figura 4.11 Vehículo prototipo en el dinamómetro durante la prueba torque

A continuación en la figura 4.12 se puede apreciar la curva característica de torque en color rojo, en donde se puede observar que el torque máximo (5.5 Kg-m) que alcanza el vehículo prototipo es a 8000 RPM.

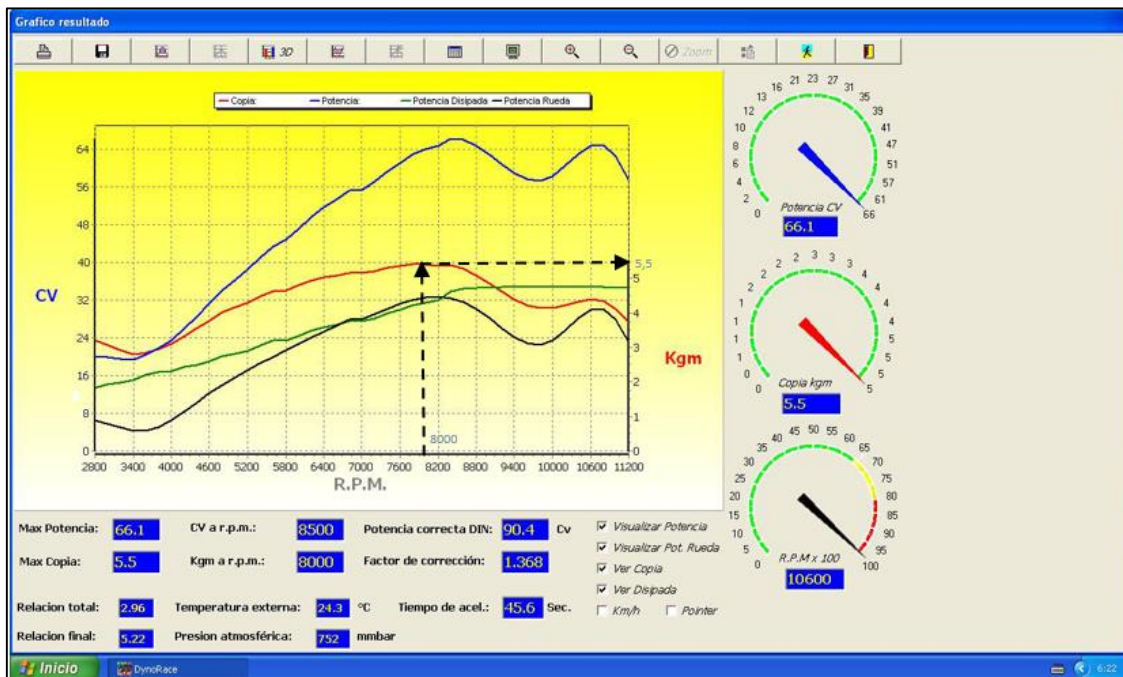


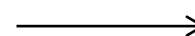
Figura 4.12 Curva de torque obtenida en el dinamómetro.

En la tabla 4.4 se ilustra los diferentes valores de torque que se obtuvieron durante la prueba del vehículo prototipo en el dinamómetro a distintas RPM.

Tabla 4.4 Resultados de la prueba de torque en el dinamómetro a distintos de rangos de RPM

RPM	CV	Kg. m	CV Diss	CV ruota
7200	57,10	5,32	28,60	29,50
7300	58,50	5,33	29,00	30,00
7400	59,30	5,34	29,30	30,30
7500	60,30	5,35	29,60	30,60
7600	61,00	5,40	30,00	31,00
7700	61,90	5,42	30,30	31,50
7800	63,10	5,45	30,60	32,00

CONTINÚA



7900	63,50	5,47	30,90	32,50
8000	64,00	5,50	31,40	33,00
8100	64,10	5,45	31,80	33,50
8200	64,70	5,40	32,00	33,50
8300	65,70	5,40	33,00	33,50
8400	66,10	5,40	34,00	33,00
8500	66,10	5,35	34,50	32,50
8600	66,10	5,30	35,00	32,00
8700	64,70	5,20	35,30	31,00
8800	64,10	5,10	35,70	30,00
8900	64,00	5,00	35,70	29,00
9000	62,50	4,90	35,70	28,00
9100	61,20	4,80	35,70	27,00
9200	60,30	4,70	35,80	26,00

En la figura 4.13 se puede observar la curva de torque en función de las RPM, allí se puede observar que el torque máximo se alcanza a las 8000 RPM.

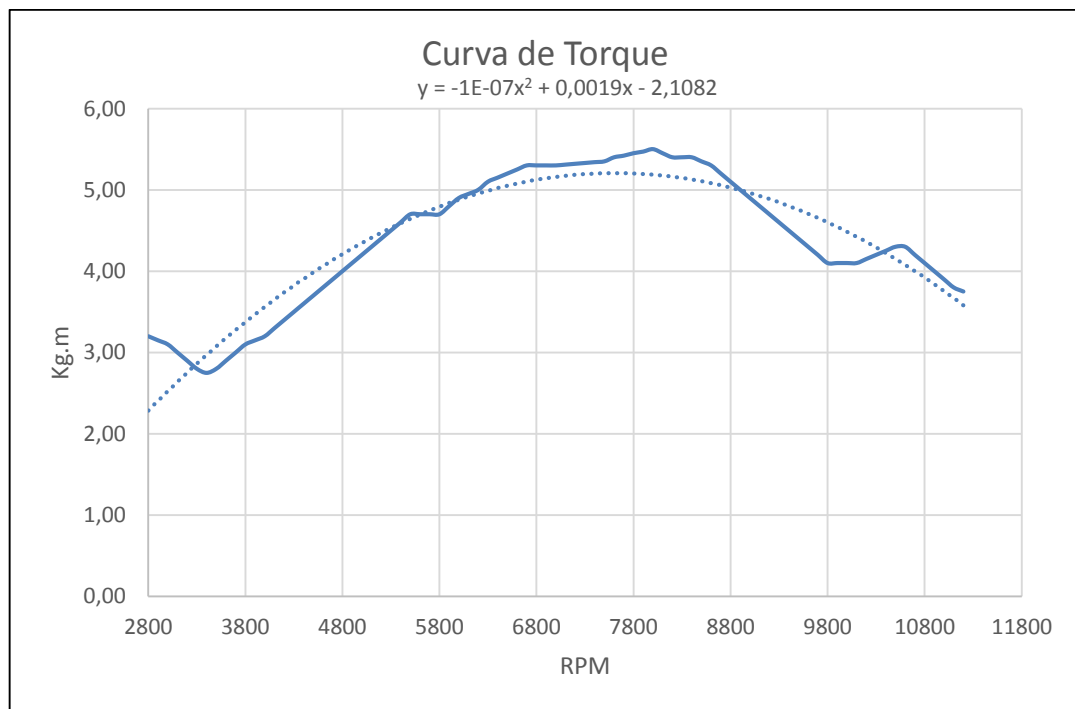


Figura 4.13 Diagrama de Torque en función de las RPM.

Para determinar el torque que alcanza el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico utilizando la ecuación 4.1 se debe realizar un cálculo sencillo con los valores que se obtuvieron durante la prueba de potencia.

El cálculo del torque se realiza utilizando la ecuación 4.1

$$T = \frac{P \times 716}{RPM}$$

Ecuación 4.1 Ecuación para el cálculo del torque

Fuente: (SAE Handbook, 2006)

Donde:

T= torque (Kg-m)

P= potencia

RPM= revoluciones por minuto

Datos:

P= 66,10 CV = 65,20 HP

RPM= 8500

$$T = \frac{65,20HP \times 716}{8500 RPM}$$

$$T = 5,49 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$T = 53,83 \text{ N} - \text{m}$$

En la tabla 4.5 se puede observar el máximo torque que alcanza el vehículo prototipo durante la prueba en el banco dinamométrico.

Tabla 4.5 Torque máximo alcanzado por el vehículo prototipo durante la prueba en el dinamómetro

	RPM	Kg.m	N.m
Torque	8000	5,5	53,93

4.6 Análisis de los resultados de ruido, potencia y torque

- Respecto al ruido, la meta planteada fue no exceder los 110 dB, que indica el reglamento de la competición.

En la tabla 4.6 se puede observar los resultados de la prueba de ruido

Tabla 4.6 Resultados de la prueba de ruido del motor Honda CBR 600 F4i

	Meta	Valor alcanzado
Nivel de ruido	Menos de 110dB	109 dB

De la tabla anterior se deduce que la primera meta planteada ha sido alcanzada ya que el valor máximo de ruido que alcanza el vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases es de 109 dB.

- Respecto a la segunda prueba realizada, al principio la meta fue alcanzar una potencia de alrededor de 70 HP luego de colocarle una restricción de 20 mm de diámetro en la admisión por especificaciones del reglamento.

En la tabla 4.7 se puede observar los resultados de la prueba de potencia

Tabla 4.7 Resultados de la prueba de potencia del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico

	Motor restringido	Motor sin restricción	Meta	Valor alcanzado
Potencia a 8500 RPM	57 HP	63HP	Alrededor de 70 HP	65.20 HP

En la tabla anterior se puede observar que el valor alcanzado durante la prueba de potencia en el banco dinamométrico es de 65.20 HP. Es un valor aceptable en relación a la meta que se planteó, sin embargo hay que analizar las causas por las que no se obtuvo un valor más exacto. En la figura 4.14 se puede observar los resultados de la prueba de potencia a 8500 RPM del motor Honda CBR 600 F4i con y sin restricción.

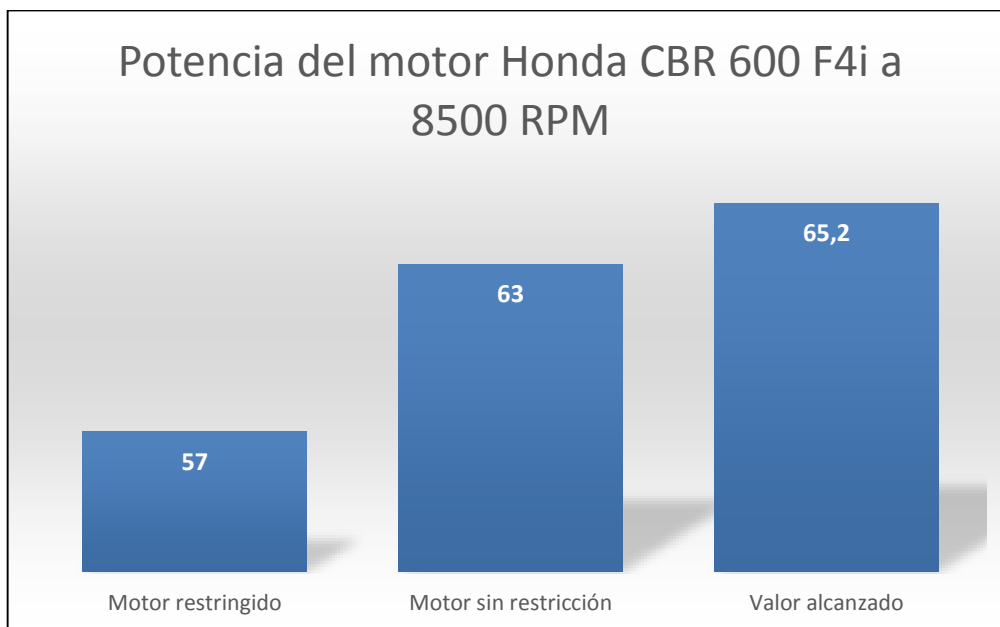


Figura 4.14 Potencia a 8500 RPM.

Un motor Honda CBR 600 F4i en perfectas condiciones y sin restricciones de aire en la admisión alcanza una potencia de 63 HP a 8500 RPM como se puede observar en la figura 4.15 según los investigadores de la universidad de Western Washington Formula SAE 2008 mencionados en el capítulo II.

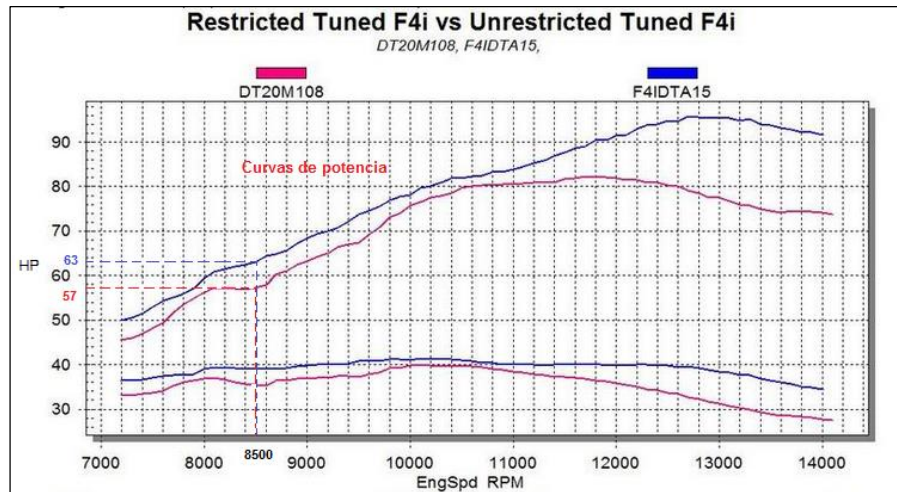


Figura 4.15 Curvas de potencia Honda CBR 600 F4i restringido y sin restricción de aire en la admisión

Fuente: Hagen M. FSAE

Luego de colocar un limitador de aire de 20mm de diámetro en la admisión por reglamento de la competición su potencia cae un 9.52 % es decir disminuye a 57 HP a 8500 RPM.

Con el sistema de control de ingreso y salida de gases instalado en el vehículo prototipo se recupera su pérdida de potencia en un 14.38% es decir sube a 65.20 HP.

Si se analizan los resultados experimentales obtenidos en el banco dinamométrico, con los obtenidos en el programa Ricardo WAVE, se observa que la curva de potencia teórica es de 70 HP, es decir 4.8 HP más de lo que se obtiene en la curva de potencia obtenida en la práctica, que es de 65.20HP.

En la figura 4.16 se observa la curva de potencia teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE.

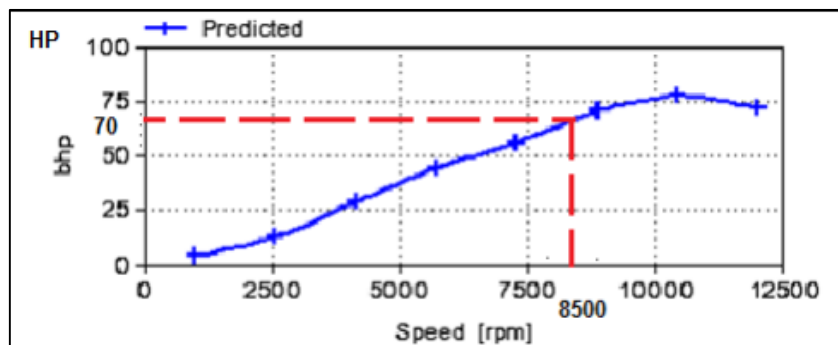


Figura 4.16 Curva de potencia teórica programa Ricardo WAVE.

- Respecto a la última prueba, el torque que se planteó alcanzar fue de alrededor de 50 N-m en el mismo rango que se alcanza la máxima potencia, es decir entre 8000 a 10000 RPM. En la tabla 4.8 se puede visualizar los resultados obtenidos durante la prueba

Tabla 4.8 Resultados de la prueba de torque del motor Honda CBR 600 F4i en el banco dinamométrico

	Motor restringido	Motor sin restricción	Meta	Valor alcanzado
Torque a 8500 RPM	47,07 N-m	52,07 N-m	Alrededor de 50 N-m	53, 83 N-m

En la tabla anterior se puede observar que el valor alcanzado durante la prueba de torque a 8500 RPM en el banco dinamométrico es de 53, 83 N-m, es decir se alcanzó un 7.66 % más de torque de la meta planteada. En la figura 4.17 se puede observar los resultados de la prueba de Torque a 8500 RPM del motor Honda CBR 600 F4i con y sin restricción.

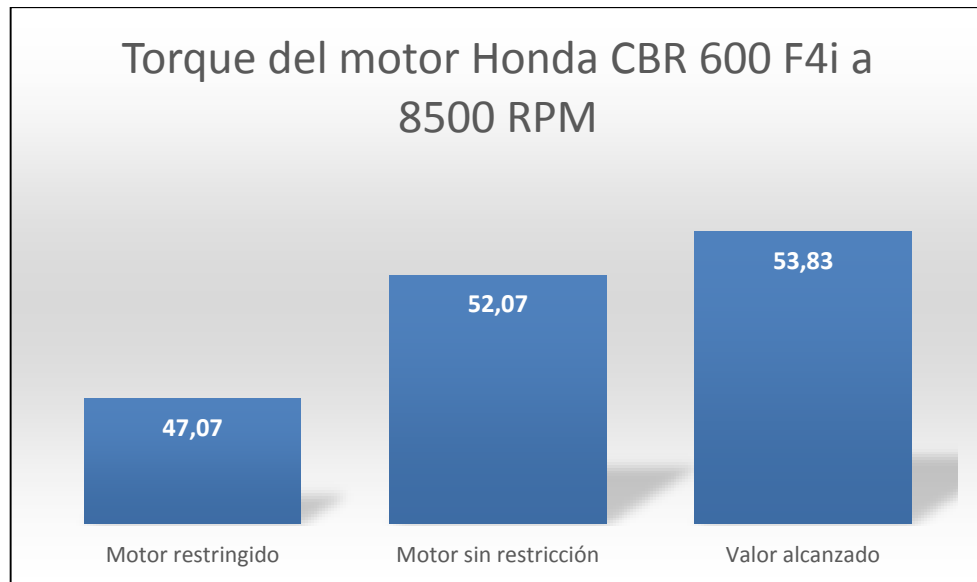


Figura 4.17 Torque a 8500 RPM.

Analizando los resultados experimentales obtenidos en el banco dinamométrico, con los obtenidos en el programa Ricardo WAVE, se observa que la curva de torque teórica es de 42 N-m, es decir 11.8 N-m menos de lo que se obtiene en la curva de torque obtenida en la práctica, que es de 53.8 N-m.

En la figura 4.18 se observa la curva de torque teórica obtenida en el programa Ricardo WAVE.

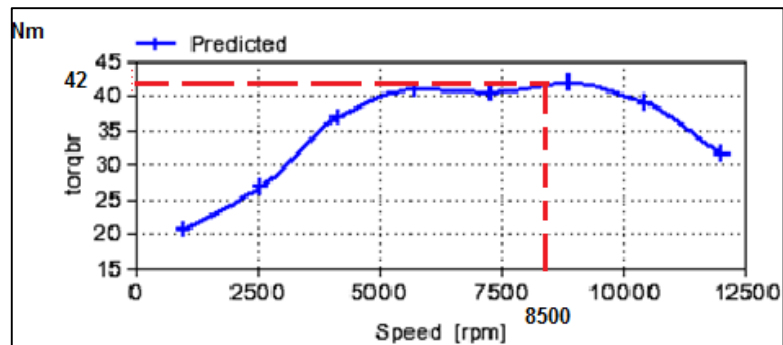


Figura 4.18 Curva de torque teórico programa Ricardo WAVE.

Por último en la tabla 4.9 se puede observar el resumen de los resultados de las pruebas realizadas en el vehículo prototipo con la implementación del sistema de control de ingreso y salida de gases.

Tabla 4.9 Resumen de resultados de la pruebas de ruido, potencia y torque del motor Honda CBR 600 F4i

Prueba a 8500 RPM	Potencia (HP)	Torque (N-m)
Motor sin restricción de aire	63 HP	52.17 N-m
Motor restringido en su admisión pero sin ningún sistema que recupere la pérdida de potencia debido a la restricción	57 HP	47.07 N-m
Motor restringido en su admisión pero con un sistema de control de ingreso y salida de gases	65.20 HP	53.8 N-m
	Nivel máximo permitido (dB)	Nivel alcanzado (dB)
Ruido	110 dB	109 dB

En la tabla anterior se puede observar que el motor Honda CBR 600 F4i restringido en su admisión 20mm de diámetro por el reglamento de la Formula SAE alcanza un valor de potencia y torque incluso más alto que el mismo motor sin restricción alguna en su admisión.

Esto se debe a que las pruebas realizadas por los investigadores de la universidad de Western Washington Formula SAE 2008 en el motor sin restricción de aire que se toma como referencia en esta investigación se efectuaron con un mapa estándar de su computadora. En cambio las pruebas realizadas en el vehículo prototipo “COLIBRÍ” con el sistema de control de ingreso y salida de gases se hicieron con un mapa modificado de su computadora Haltech 1000 que máximo su rendimiento en general.

En la figura 4.19 y figura 4.20 se puede observar mediante un gráfico de barras el resumen de resultados de la prueba potencia y torque del motor Honda CBR 600 F4i.

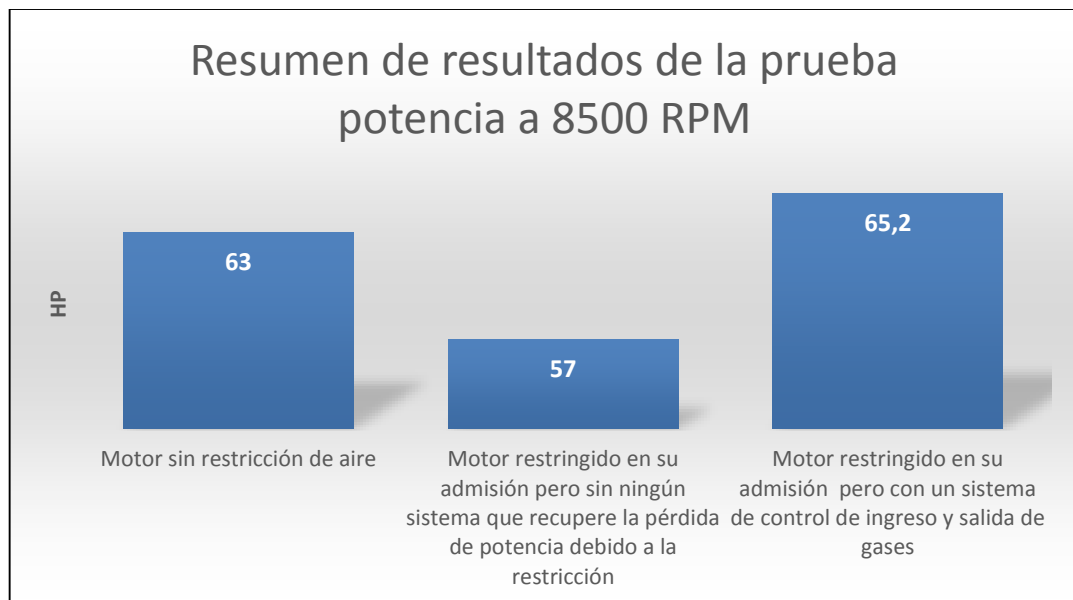


Figura 4.19 Resultados de potencia a 8500 RPM.

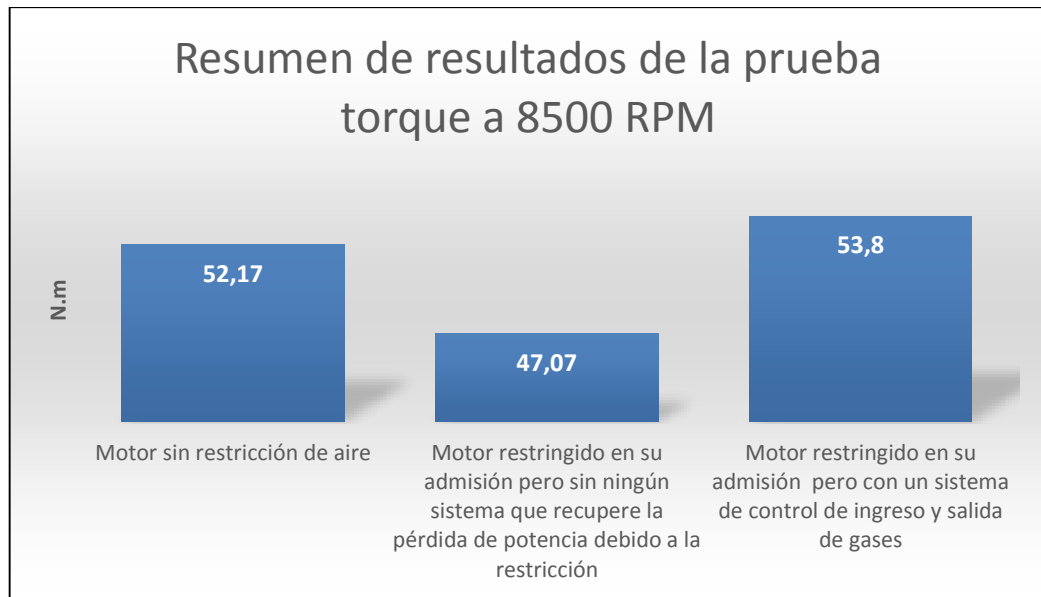


Figura 4.20 Resultados de torque a 8500 RPM.

En la tabla 4.10 se muestra el resultado experimental de distintos sistemas de control de ingreso y salida de gases para el motor Honda CBR 600 F4i, realizado por investigadores de distintas universidades.

Tabla 4.10 Comparación de resultados experimentales de distintos investigadores

@8500 RPM	Universidad Western Washington	Universidad de la Concordia	Universidad de Buffalo	Grupo de investigación (ESPE)
Torque (N-m)	52,04	51,63	49,56	53,86
Potencia (HP)	63	62,5	60	65,2

En las figuras 4.21 y 4.22 se muestra una comparación de resultados de torque y potencia del motor Honda CBR 600 F4i de otras universidades, al colocar un sistema de control de ingreso y salida de gases.

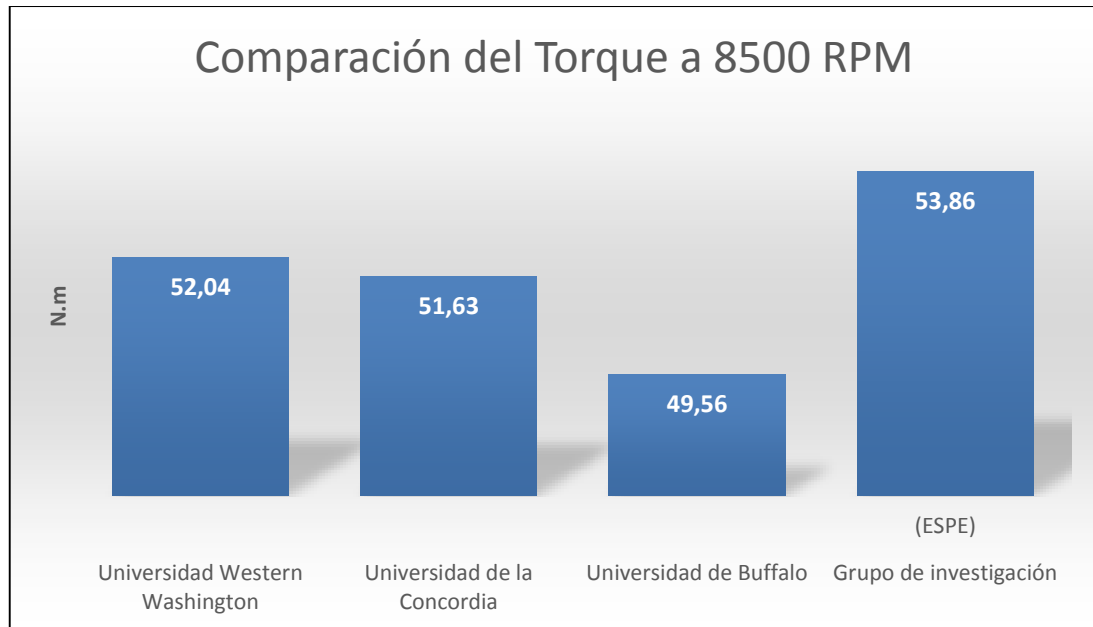


Figura 4.21 Comparación del torque a 8500 RPM.

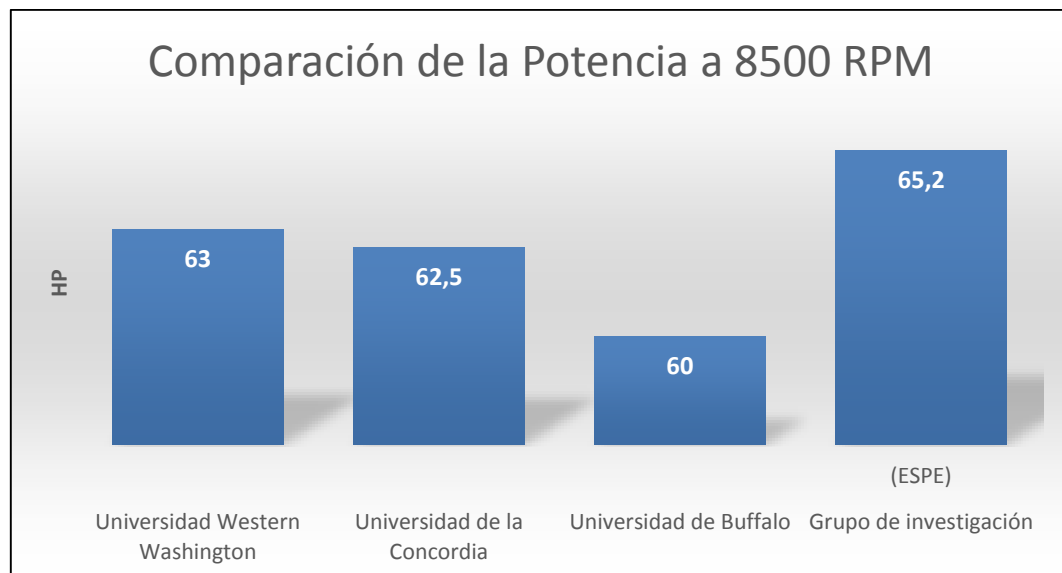


Figura 4.22 Comparación de la potencia a 8500 RPM.

De la tabla y figuras anteriores se puede determinar que el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo prototipo "COLIBRÍ" es un 3,49% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad Western Washington, también que el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo "COLIBRÍ" es un 4,32% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad de la Concordia. Finalmente el sistema de control de ingreso y salida de gases del vehículo "COLIBRÍ" es un 8,67% más efectivo que el sistema diseñado por los investigadores de la Universidad de Buffalo.

CAPÍTULO V

5 MARCO ADMINISTRATIVO

5.1 Recursos

Son los medios que permiten ejecutar la investigación. Dentro de los recursos necesarios para el desarrollo del proyecto del DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES PARA EL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014 se debe considerar recursos humanos, tecnológicos y materiales.

5.1.1 Recursos Humanos

Para poner en marcha un proyecto es necesario disponer de personas capacitadas que den su aporte para que el proyecto se desarrolle sin ningún contratiempo. En la tabla 5.1 se observa el recurso humano con el que se ha realizado este proyecto

Tabla 5.1 Recurso humano para la realización del proyecto

No.	Nombre	Detalle
1	Diego Hinojosa	Investigador
2	Dali Piña	Investigador
3	Ing. Germán Erazo	Director
4	Ing. Fabián Salazar	Codirector

El éxito del proyecto se alcanzó con la participación de los investigadores Diego Hinojosa y Dali Piña que desarrollaron la investigación científica bajo la supervisión y guía de los señores ingenieros Germán Erazo y Fabián Salazar, quienes contribuyeron en gran medida para alcanzar los objetivos planteados al inicio del proyecto.

5.1.2 Recursos Tecnológicos

La realización de esta investigación no habría sido posible sin la utilización de recursos tecnológicos que permitan manufacturar y analizar resultados de una manera rápida y precisa. A continuación en la tabla 5.2 se enlista los recursos tecnológicos que permitieron la realización del proyecto

Tabla 5.2 Recursos tecnológicos para la realización del proyecto

Nro.	Recursos
1	Banco Dinamométrico
2	Impresora 3D
3	Torno CNC
4	Computadora Reprogramable

5.1.3 Recursos Materiales

Los recursos materiales que se enlistan a continuación en la tabla 5.3 son de gran importancia ya que estos constituyen los componentes físicos necesarios para la completa construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases.

Tabla 5.3 Recursos Materiales

Nro.	Elementos
1	Suelda MIC
2	Suelda TIC
3	Multímetro digital
4	Sierras de banco
5	Moladora
6	Dobladora de tubos
7	Esmeril
8	Taladro de pedestal
9	Taladros eléctricos manuales
10	Cortadora de tubos
11	Lijadora eléctrica
12	Compresor de aire
13	Soplete
14	Caladora eléctrica
15	Cizalladora eléctrica

5.2 Presupuesto y Financiamiento

En las tablas 5.4 y 5.5 respectivamente se puede observar de forma detallada la descripción y costo de cada uno de los componentes del sistema de control de ingreso y salida de gases por separado.

Tabla 5.4 Presupuesto para el sistema de control de ingreso de aire

Orden	Componente	Descripción	Cantidad	Total
1	Corneta de aire	Trompeta de aire 1.75"	1	\$ 35,00
2	Cuerpo de aceleración	Adaptación de bases de aluminio en un cuerpo de aceleración de un motor honda	1	\$ 25,00
3	Muelles de retorno	Un muelle de torsión y un muelle de tracción	2	\$ 20,00
4	Difusor	Impreso en impresora 3D	1	\$ 65,00
5	Pleno superior	Molde de madera y poliuretano para el negativo	1	\$ 30,00
6	Pleno inferior	Molde de madera y poliuretano para el negativo	1	\$ 30,00
7	Conductos de admisión	Tubos de acero inoxidable de 2mm de espesor	4	\$ 60,00
8	Porta inyectores	En eje de transmisión de acero frío	4	\$ 80,00
9	Cable de aceleración	Dos metros de cable, funda y acoples de aceleración	1	\$ 3,00
10	Sensor TPS	Sensor adaptado de un vehículo chevrolet corsa	1	\$ 15,00
11	Empaques	Empaques de corcho-caucho	4	\$ 8,00
12	Masilla	Masilla poliéster automotriz	1	\$ 18,00
13	Pintura	Pintura poliuretana automotriz	1	\$ 30,00
14	Fibra de vidrio	Fibra de vidrio tejida	1	\$ 15,00
15	Resina	Resina preparada con MEC	1	\$ 20,00
16	Varios	Pernos, tuercas, arandelas, etc	1	\$ 30,00
Total				\$ 484

Tabla 5.5 Presupuesto para el sistema de salida de gases

Orden	Componente	Detalle	Cantidad	Total
1	Tubo primario	Tubo de acero al carbono 1 ½"	1	\$ 15,00
2	Tubo de escape principal	Tubo de acero al carbon 2"	1	\$ 15,00
3	Colector de escape	Lamina de tool 2mm de espesor	1	\$ 30,00
4	Bridas	Bridas de acero 5mm de espesor	8	\$ 15,00
5	Juntas	Junta de escape con una cara de acero	6	\$ 25,00
6	Cinta térmica	Cinta para el escape SKU: SKU: 010129 2" wide x 100' roll	1	\$ 147
Total				\$ 247

Por último en la tabla 5.6 se observa el presupuesto total para la realización del proyecto

Tabla 5.6 Presupuesto total del sistema de control de ingreso y salida de gases

Sistema de control de ingreso de aire	\$ 484
Sistema de salida de gases	\$ 247
Total	\$ 731

Hay que aclarar que algunos de los componentes del sistema de control de ingreso y salida de gases son adaptados de una moto Honda. Por ello en las listas anteriores se pone únicamente el costo de la adaptación y no como un elemento nuevo.

El costo total del proyecto titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE INGRESO Y SALIDA DE GASES DEL MOTOR HONDA CBR 600 F4i PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE 2014” es de \$ 731 dólares.

El financiamiento del proyecto se realizó por parte de los investigadores: Diego Estalin Hinojosa Jácome y Dali Alejandro Piña Guamán.

CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que cumple todas las especificaciones del reglamento de la formula SAE 2014.
- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que recuperó la pérdida de potencia de 57 HP a 65.20 HP es decir un 14.38% a 8500 RPM con respecto a un motor del mismo tipo pero restringido 20 mm de diámetro en su admisión.
- Se diseñó y construyó un sistema de control de ingreso y salida de gases que recuperó la pérdida de torque de 47.07 N-m a 53.83 N-m es decir un 14.36 % a 8500 RPM con respecto a un motor del mismo tipo pero restringido 20 mm de diámetro en su admisión.
- Con el diseño y construcción del sistema de control de ingreso y salida de gases se alcanzó un torque máximo de 53.93 N-m a 8000 RPM que representa un 7.86 % más con respecto a la meta planteada de 50 N-m al inicio del proyecto.
- Los valores de potencia y de torque de 65.20 HP y 53.83 N-m respectivamente que alcanza el motor CBR 600 F4i del vehículo prototipo con el sistema de control de ingreso y salida de gases se alcanzaron con un mapa modificado de una computadora Haltech 1000 que maximizó su rendimiento.
- El diseño y construcción del sistema de salida de gases alcanzó un nivel de ruido máximo de 109 dB, el cual se encuentra dentro del rango permitido por el reglamento de la competición que exige no sobrepasar los 110dB.

- El software Ricardo WAVE permitió modelar de manera precisa algunas variables desconocidas en función de parámetros conocidos para poder simular y determinar los casos más óptimos para alcanzar el máximo rendimiento posible de acuerdo a las exigencias del proyecto.

RECOMENDACIONES

- El presente proyecto está enfocado en recuperar la potencia perdida debido a la restricción de 20mm a la entrada de aire y en no exceder los 110dB de ruido, sin dar la atención necesaria a las emisiones contaminantes producidas. Sería importante analizar el vehículo desde el punto de vista de contaminación.
- Al momento de armar el sistema de control de ingreso de aire se debe asegurar de hacerlo en forma hermética para que no ingrese aire por las uniones del sistema al momento del funcionamiento y distorsione la medida que toma el sensor MAP para enviar la señal a la computadora del vehículo.
- Durante las pruebas en el banco dinamométrico se debe observar que las ruedas que se apoyan en los rodillos del dinamómetro estén bien asentadas y puedan girar libremente sin rozar con el piso. De no ser así, se debe cambiar los neumáticos por unos de mayor diámetro.
- Después de acelerar a fondo al momento de realizar la prueba en el banco dinamométrico se debe dejar que el vehículo prototipo se desacelere por sí solo, es decir no se debe accionar el pedal de freno del vehículo ya que la curva de potencia se reescribe y altera.
- Los valores obtenidos en el programa Ricardo WAVE son a partir de modelaciones del sistema en 2D, considerando que el programa tiene la opción para trabajar en 3D, sería importante analizar los resultados desde el punto de vista tridimensional.

- Los conductos de admisión del sistema de control de ingreso de aire del presente proyecto se fabricaron en acero inoxidable debido a que se exponen a altas temperaturas por su proximidad al motor. Esto hace que el peso del sistema aumente considerablemente. Sería importante buscar la manera de reducir el peso mediante la utilización de otros materiales más resistentes y ligeros.

BIBLIOGRAFÍA

- Bell, A. G. (2006). *Four-Stroke Performance Tuning: A Practical Guide*. Sparkford, UK: Haynes Publishing PLC.
- Bensler, H. P. (2001). *CFD Optimization of Powertrain Components*. SAE Technical, 10.
- Bosch, R. (2001). *Manual de la técnica del automóvil*. Dusseldorf, Alemania: REVERTÉ.
- Chuang, J. (2012). *Dalhousie Formula SAE Intake, Exhaust and Engine Tuning*. Canadá: Dalhousie University.
- Claywell , M., Horkheimer, D., & Stockbur, G. (2006). *Investigation of Intake Concepts for a Formula SAE Four Cylinder Engine Using 1D/3D (Ricardo WAVE-VECTIS) Coupled Modeling Techniques*. Minneapolis: University of Minnesota.
- Concepcion, M. (2004). *Pruebas de Accionadores Automotrices y Sistemas EVAP*. E.E.U.U.: Autodiagnostic and Publishing.
- Concordia University FSAE. (2012). *F.S.A.E. Smart-Shift Phase II Presentation*. Quebec, Canadá: Concordia University.
- Crouse, W. H. (2007). *Mecánica del automovil*. Barcelona, España: MARCOMBO, S.A.
- Dalhousie Formula SAE. (2011). *FALL TERM REPORT*. Halifax, Nova Scotia, Canadá: Dalhousie University.
- Dalhousie Formula SAE. (2011). *Memorandum*. Halifax, Canada: DALHOUSIE University.

- Gilleri, S. (2005). Preparación de motores de serie para competición. Barcelona, España: CEAC.
- Glogovcsan, Jr., J. A. (2005). EEUU Patente nº US 6367772 B1.
- Hannig, T. (2014). Programme 2014. Formula Student Germany, 8.
- LSU Tiger Racing Team. (2012). FSAE Power Plant Assembly. Luisiana: Universidad Estatal de Luisiana.
- Oh Yide, A. (2012). DESIGN AND ANALYSIS OF THE INTAKE SYSTEM OF A FORMULA SAE CAR. Singapur: NATIONAL UNIVERSITY OF SINGAPORE.
- Orovio, M. (2010). Tecnología del Automóvil. Madrid, España: Paraninfo.
- Payri, F., & Desantes, J. M. (2011). Motores de combustión interna alternativos. Valencia, España: REVERTÉ, S.A.
- Plank, R. M. (2005). Optimización del motor y características de funcionamiento de un vehículo de competencia Formula SAE. Toowoomba, Australia: University of Southern Quesland.
- SAE HandBook. (2006). The Engineering Society For Advancing Mobility.
- SAE International. (2014). 2014 Formula SAE Rules.
- Thiessen, F. J., & Dales, D. N. (2001). Manual Técnico Automotriz (Vol. II). Naucalpan de Juárez, México: PRENTICE-HALL HISPANOAMERICANA, S.A.
- Viñuelas, F. (2014). Diseño y análisis del sistema de admisión de un motor encendido provocado para su implantación en un vehículo de Formula SAE. Sevilla, España: Universidad de Sevilla.
- White, F. M. (2014). Mecánica de Fluidos. Madrid, España: Mc Graw Hill

NETGRAFÍA

AIREDALE Springs. (10 de Agosto de 2000). Direct Industry. Obtenido de Direct Industry: <http://www.directindustry.com/prod/airedale-springs/torsion-spring-56650-367691.html>

Amto, M. (28 de Septiembre de 2012). Máquina Hidráulica. Obtenido de Sricbd: <http://es.scribd.com/doc/107490192/MAQUINA-HIDRAULICA#scribd>

Cardona , D. (2014 de Mayo de 2014). Toma de aire frío. Obtenido de Toma de aire frío: http://www.ehowenespanol.com/toma-aire-frio-sobre_314158/

Chu, A. (8 de Abril de 2012). Control Valve Characteritics. Obtenido de Control Valve Characteritics: <http://blog.instreng.com/2013/06/control-valve-characteristics.html>

Delaney, M. (30 de Septiembre de 2002). Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations. Obtenido de Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations: <http://www.team-integra.net/forum/blogs/michaeldelaney/130-intake-manifold-tech-runner-size-calculations.html>

Devenport, W. J. (1 de Marzo de 2001). Nozzle Applet. Obtenido de Nozzle Applet: <http://www.engapplets.vt.edu/fluids/CDnozzle/cdinfo.html>

Drum, M. (1 de Enero de 2010). Composiciones de Fibra de Carbono, Materiales de Fibra de Carbono . Obtenido de Composiciones de Fibra de Carbono, Materiales de Fibra de Carbono : <http://www.mingdrum.com/spa/accessories/carbon-fiber.html>

FRAM. (30 de Enero de 2010). La filtración. Obtenido de La filtración: <http://www.fram-europe.com/es/productos/la-filtracion.html>

FRAM Group. (10 de Enero de 2002). Oil Filtres and Air Filtres. Obtenido de Oil Filtres and Air Filtres: <http://www.fram.com/>

FSAE Project Indiana University. (11 de Abril de 2011). FSAE Project. Obtenido de FSAE Project: <http://turbopowered.blogspot.com/2011/04/fsae-project.html>

Militzer, J. (4 de Diciembre de 2006). Formula SAE Variable Air Intake System. Obtenido de Formula SAE Variable Air Intake System: http://poisson.me.dal.ca/~dp_06_9/deliverables/report1.pdf

Montana State University's Bobcat Motor Sports Tm. (16 de Junio de 2007). Mountains and Minds. Obtenido de Mountains and Minds: <http://www.coe.montana.edu/me/faculty/larson/FSAEWEST2007Photos.htm>

Ordoñez, J. A. (10 de Enero de 2005). Medidores de flujo. Obtenido de Medidores de flujo: <http://www.monografias.com/trabajos31/medidores-flujo/medidores-flujo.shtml>

ORU Formula SAE Racecar. (15 de Enero de 2011). Senior Projects. Obtenido de Senior Projects: http://www.oru.edu/current_students/my_academics/schools/college_of_science_engineering/engineering/senior_projects.pHP

Ricardo Software. (20 de Enero de 2013). WAVE. Obtenido de WAVE: <http://www.ricardo.com/en-GB/What-we-do/Software/Products/WAVE/>

Rowe, R. (14 de Febrero de 2014). Función del cuerpo de aceleración. Obtenido de Función del cuerpo de aceleración: http://www.ehowenespanol.com/funcion-del-cuerpo-del-acelerador-sobre_102622/

Sydney University Racing Team. (10 de Abril de 2010). SYDNEY MOTORSPORT. Obtenido de SYDNEY MOTORSPORT:
<http://www.sydneymotorsport.com.au/>

Team Integra. (2 de Noviembre de 2006). Header design and torque envelop. Obtenido de Header design and torque envelop: <http://www.team-integra.net/forum/14-performance/188462-header-design-torque-envelop.html>

UB Formula SAE Team. (20 de Agosto de 2005). UB Formula SAE team dyno results. Obtenido de UB Formula SAE team dyno results:
<http://www.nyspeed.com/showthread.pHP?3745-UB-Formula-SAE-team-dyno-results>

University of Huddersfield's Formula Student Car. (25 de Julio de 2011). Team HARE. Obtenido de Team HARE:
<http://www.pistonheads.com/gassing/topic.asp?h=5&f=47&t=995969&i=20&mid=0&N-mt=Team+HARE++University+of+Huddersfield%27s+Formula+Student+Car>

Vizard, D. (30 de Septiembre de 2002). Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations. Obtenido de Intake Manifold Tech: Runner Size Calculations: <http://www.team-integra.net/forum/blogs/michaeldelaney/130-intake-manifold-tech-runner-size-calculations.html>

Western Washington University Formula SAE . (20 de Agosto de 2008). Formula SAE - Knowledge Through Design. Obtenido de Formula SAE - Knowledge Through Design:
<http://www.hondabuild.com/archive/index.pHP/t-800.html>

Zorrilla, H. (26 de Marzo de 2015). El sistema de gases de escape del motor.

Obtenido de El sistema de gases de escape del motor:

<http://tuning.deautomoviles.com.ar/articulos/escape/funcion.html>

ANEXOS

ANEXO A

TABLA DE ESPECIFICACIONES MOTOR HONDA CBR 600 F4i

(Honda Motor Company, 2000)

Engine	
Engine Type	Liquid-cooled 4-stroke 16-valve DOHC inline-4
Engine Displacement	599cm ³
Bore x Stroke	67 x 42.5mm
Compression Ratio	12 : 1
Carburation	PGM-FI
Max. Power Output	110PS @ 13,500rpm / (81kW @ 12,500min ⁻¹) (DIN)
Max. Torque	6.8kg-m @ 10,500rpm / (67Nm @ 10,500min ⁻¹) (DIN)
Ignition	Computer-controlled digital transistorised with electronic advance
Starter	Electric

ENGINE	Cylinder arrangement Bore and stroke Displacement Compression ratio Valve train Intake valve opens — at 1 mm closes — (0.04 in) lift Exhaust valve opens — closes —	4 cylinders in-line, inclined 31° from vertical 67.0 x 42.5 mm (2.64 x 1.67 in) 599 cm ³ (36.5 cu-in) 12.0 : 1 Chain driven, DOHC 22° BTDC 43° ABDC 38° BBDC 7° ATDC Forced pressure and wet sump Trochoid Liquid cooled Paper element 59 kg (130 lbs) 1 - 2 - 4 - 3
--------	---	---

ANEXO B

TABLA DE MÓDULO DE ELASTICIDAD DEL ACERO

(Callister, 2005)

Tabla 6.1 Módulos de elasticidad y de cizalladura a temperatura ambiente y coeficiente de Poisson para varios metales y aleaciones					
Metal o aleación	Módulo de elasticidad		Módulo de cizalladura		Coeficiente de Poisson
	psi × 10 ⁶	MPa × 10 ⁴	psi × 10 ⁶	MPa × 10 ⁴	
Aluminio	10,0	6,9	3,8	2,6	0,33
Latón	14,6	10,1	5,4	3,7	0,35
Cobre	16,0	11,0	6,7	4,6	0,35
Magnesio	6,5	4,5	2,5	1,7	0,29
Níquel	30,0	20,7	11,0	7,6	0,31
Acero	30,0	20,7	12,0	8,3	0,27
Titanio	15,5	10,7	6,5	4,5	0,36
Tungsteno	59,0	40,7	23,2	16,0	0,28

ANEXO C

TABLA CALORES ESPECÍFICOS DEL AIRE

(Current, 2006)

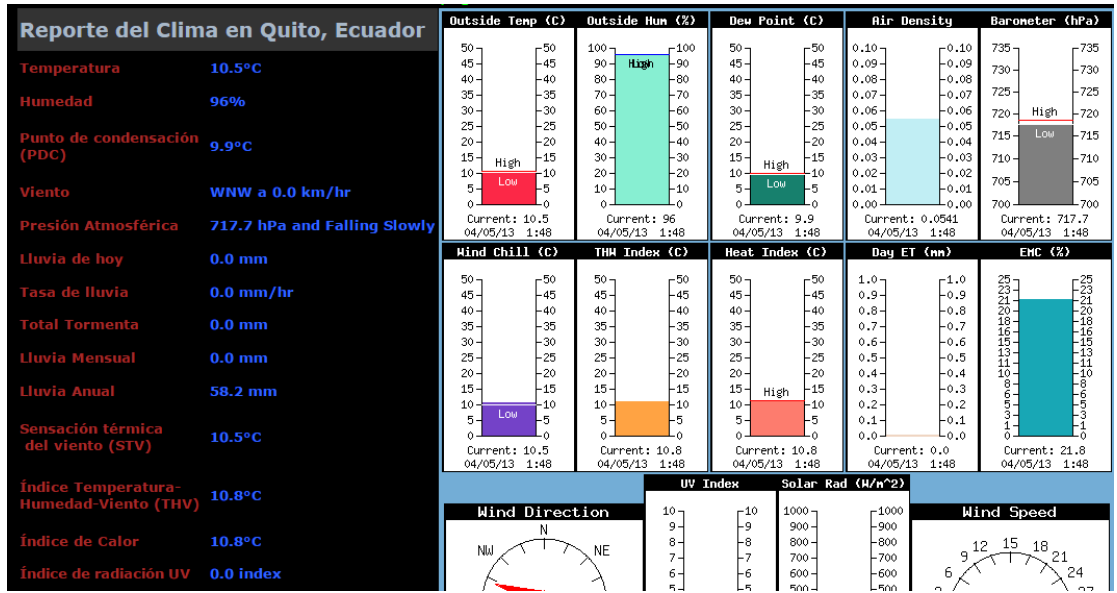
Table of specific heat capacities at 25 °C unless otherwise noted

Substance	Phase	C_p J/(g·K)	$C_{p,m}$ J/(mol·K)	$C_{v,m}$ J mol ⁻¹ ·K ⁻¹	Volumetric heat capacity J/(cm ³ ·K)
Air (Sea level, dry, 0 °C)	gas	1.0035	29.07	20.7643	0.001297
Air (typical room conditions ^A)	gas	1.012	29.19	20.85	
Aluminium	solid	0.897	24.2		2.422
Ammonia	liquid	4.700	80.08		3.263
Animal (and human) tissue ⁴⁰³	mixed	3.5	—		3.7*
Antimony	solid	0.207	25.2		1.386
Argon	gas	0.5203	20.7862	12.4717	
Arsenic	solid	0.328	24.6		1.878
Beryllium	solid	1.82	16.4		3.367
Bismuth ⁴⁰⁴	solid	0.123	25.7		1.20
Cadmium	solid	0.231	—		—
Carbon dioxide CO ₂ ⁴⁰²	gas	0.839*	36.94	28.46	
Chromium	solid	0.449	—		—
Copper	solid	0.385	24.47		3.45
Diamond	solid	0.5091	6.115		1.782

ANEXO D

PRESION ATMOSFÉRICA EN QUITO

(AGENCIA ESPACIAL CIVIL ECUATORIANA, 2013)

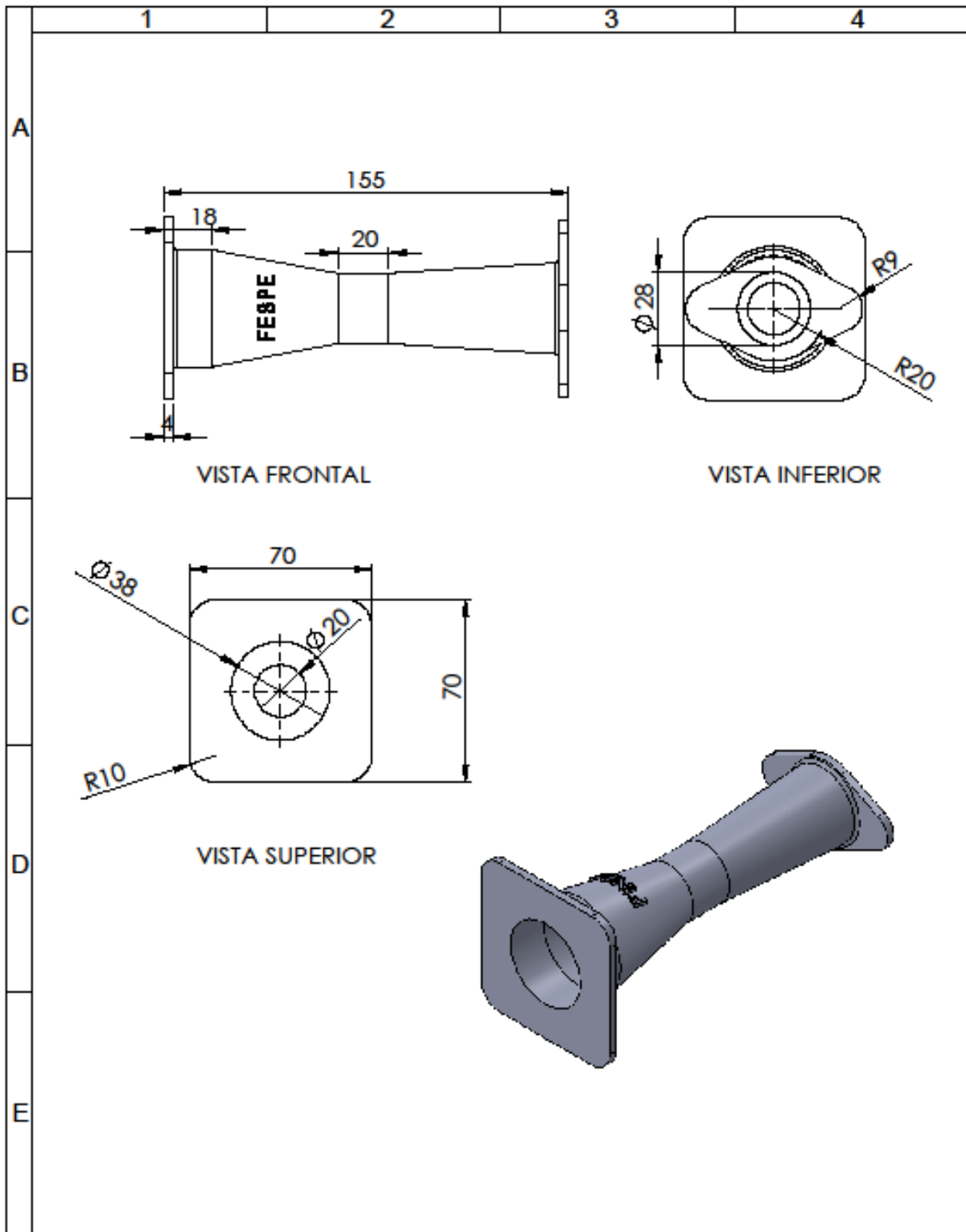


ANEXO E

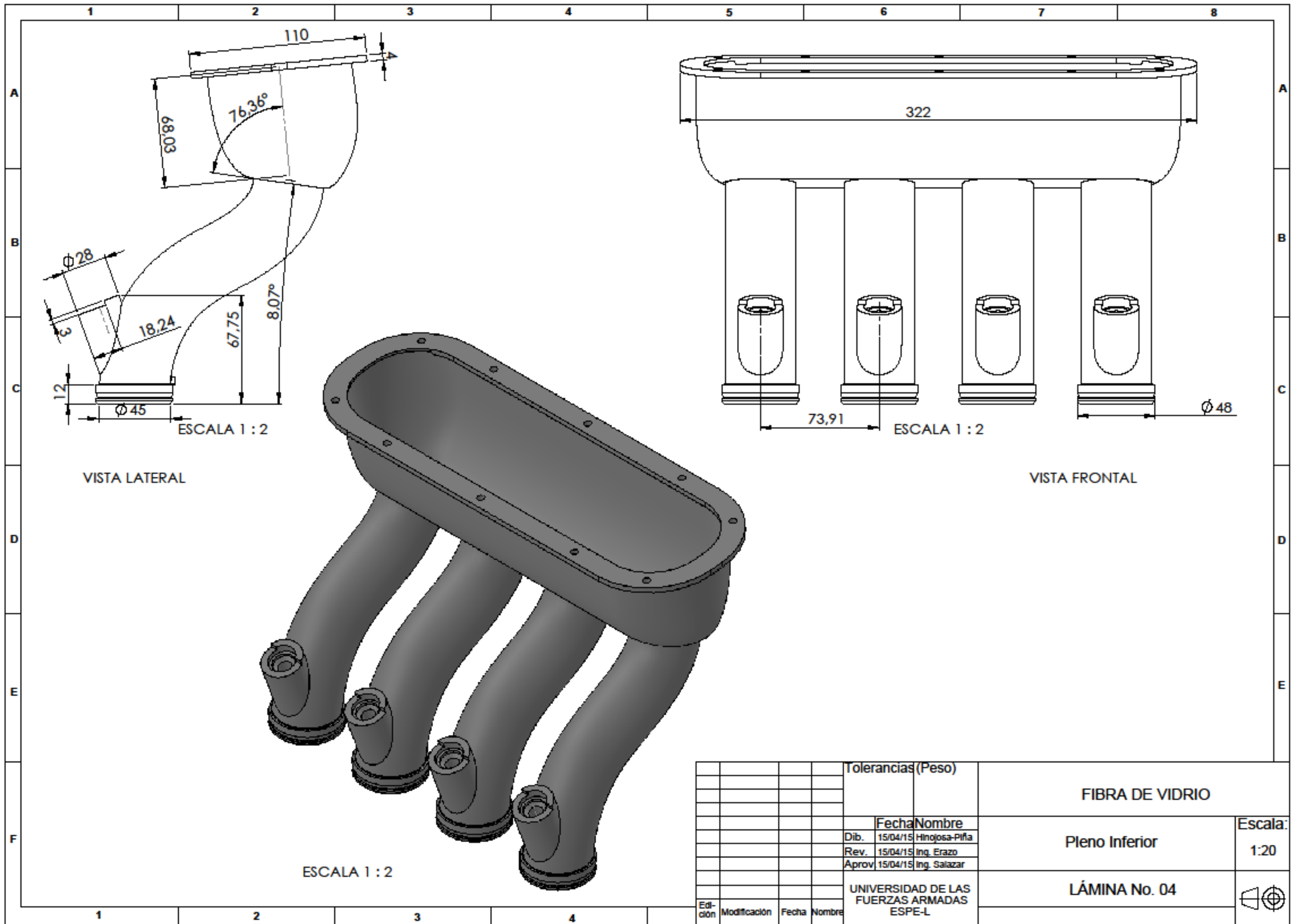
HOJA DE RESULTADOS DE LA PRUEBA DE RUIDO

ANEXO F

PLANOS DEL PROYECTO




				Tolerancia:	Peso:	ACRILONITRILO BUTADIENO ESTIRENO (ABS)	
				Fecha:	Nombre:	Difusor	Escala: 1:20
				Dib.	15/04/15 Hinojosa D.		
				Rev.	15/04/15 Ing. Erazo		
				Aprob.	15/04/15 Ing. Salazar		
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS		LÁMINA No. 02	☐ ⊙
						(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

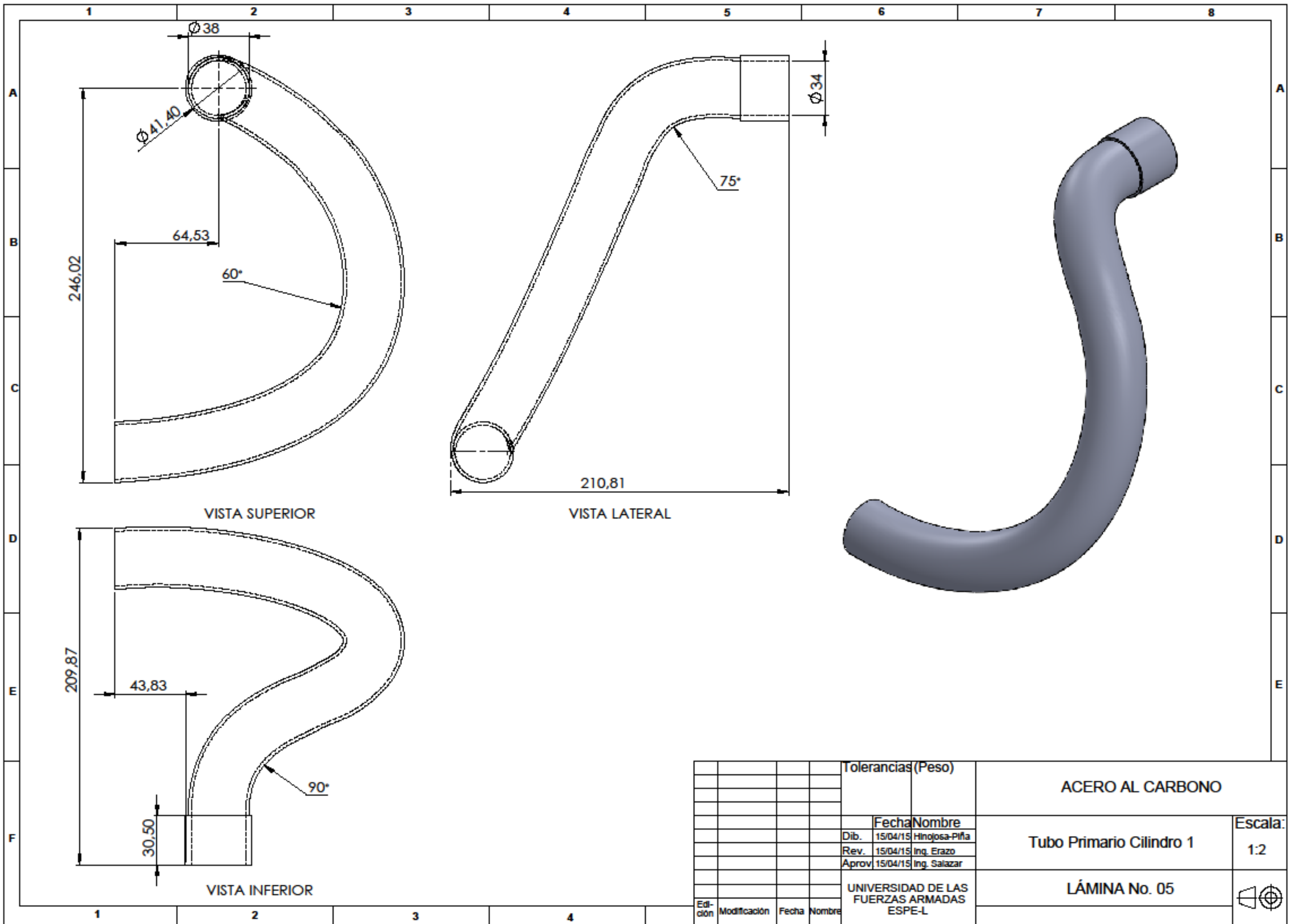


VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL

ESCALA 1 : 2

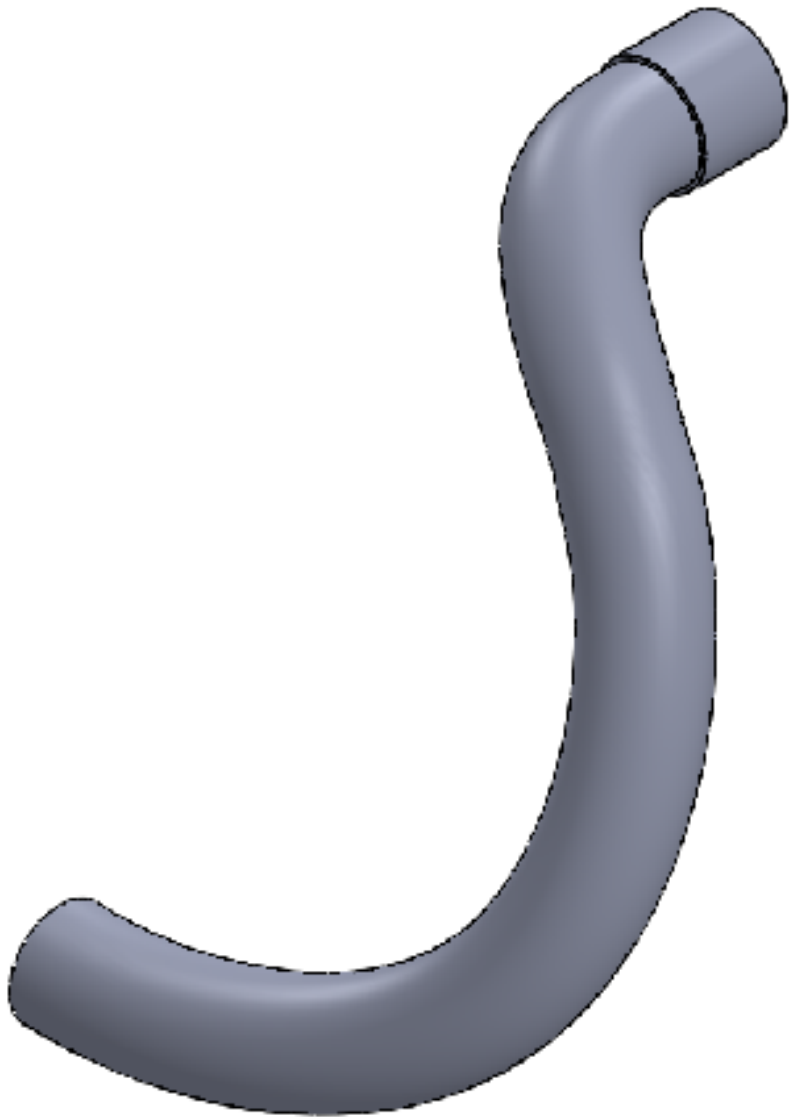
				Tolerancias (Peso)		FIBRA DE VIDRIO	
						Pleno Inferior	
				FechaNombre		Escala:	
				Dib. 15/04/15 Hinojosa-Piña		1:20	
				Rev. 15/04/15 Ing. Erazo			
				Aprov. 15/04/15 Ing. Salazar			
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				




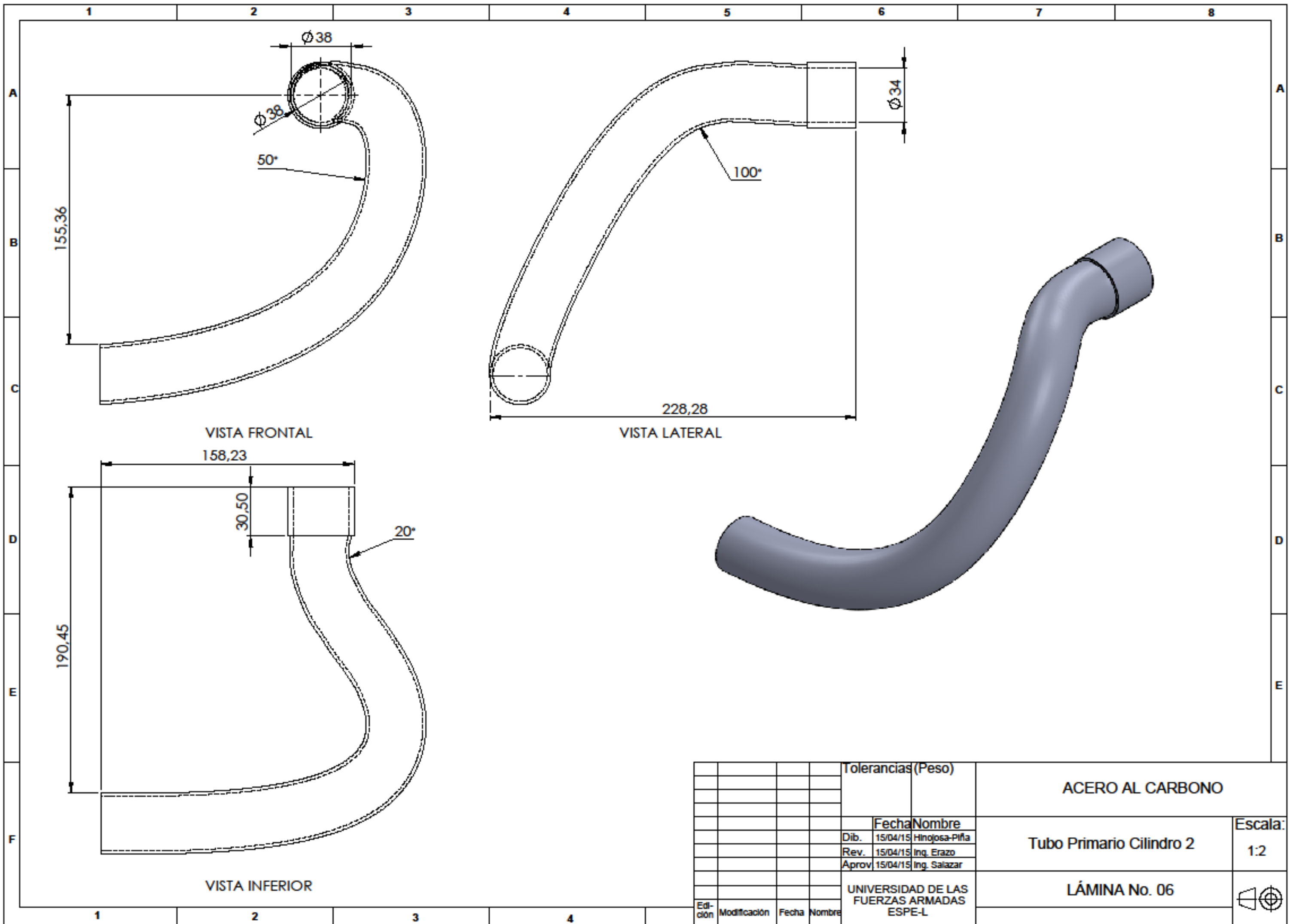
VISTA SUPERIOR

VISTA LATERAL

VISTA INFERIOR




				Tolerancias (Peso)		ACERO AL CARBONO	
				Fecha	Nombre	Tubo Primario Cilindro 1	Escala: 1:2
				Dib. 15/04/15	Hinojosa-Piña		
				Rev. 15/04/15	Ing. Erazo		
				Aprov. 15/04/15	Ing. Salazar	LÁMINA No. 05	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L			

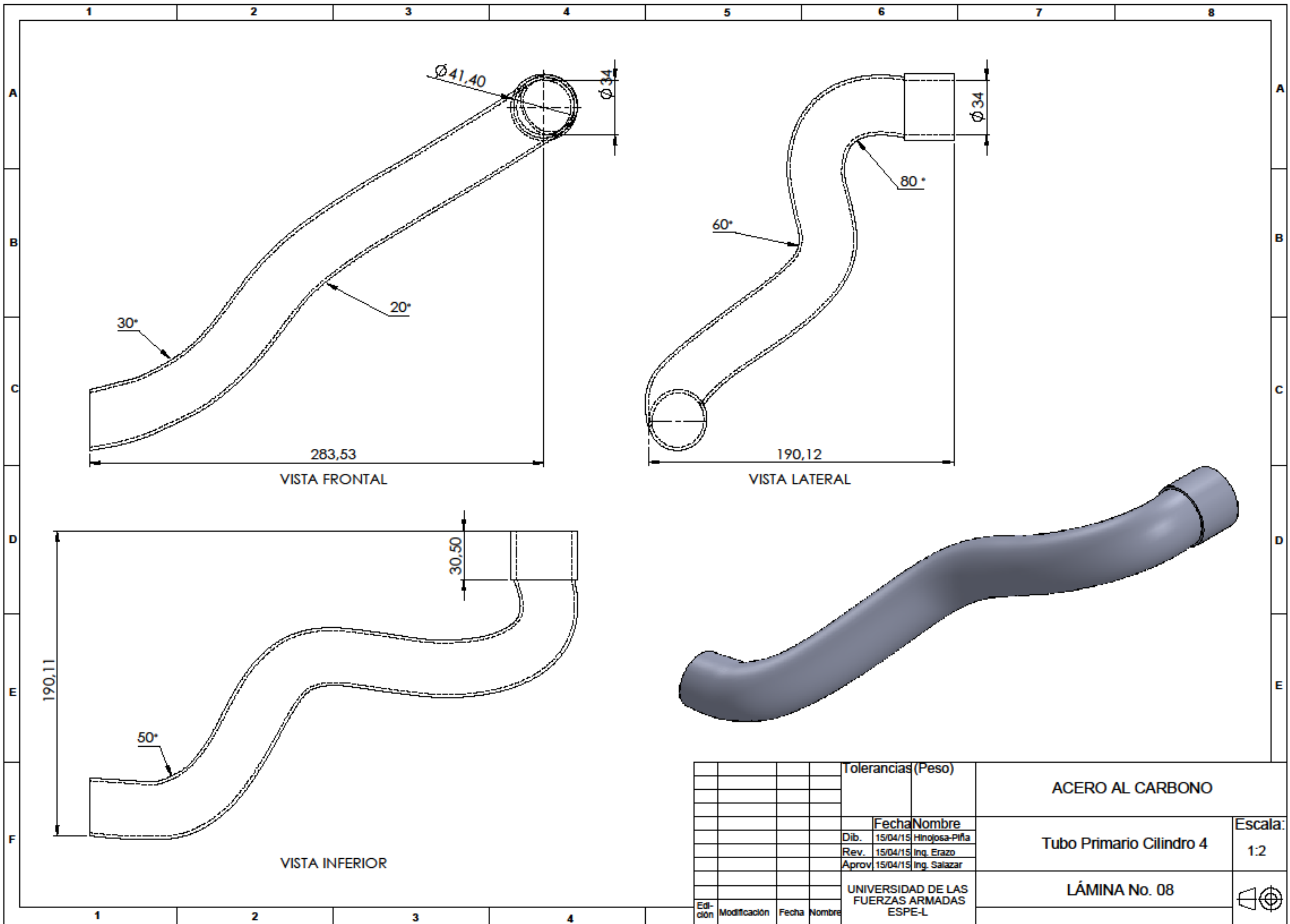


VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

VISTA INFERIOR

				Tolerancias (Peso)		ACERO AL CARBONO	
				Fecha	Nombre	Tubo Primario Cilindro 2	Escala: 1:2
				Dib.	15/04/15 Hinojosa-Piña		
				Rev.	15/04/15 Ing. Erazo		
				Aprov.	15/04/15 Ing. Salazar	LÁMINA No. 06	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L			



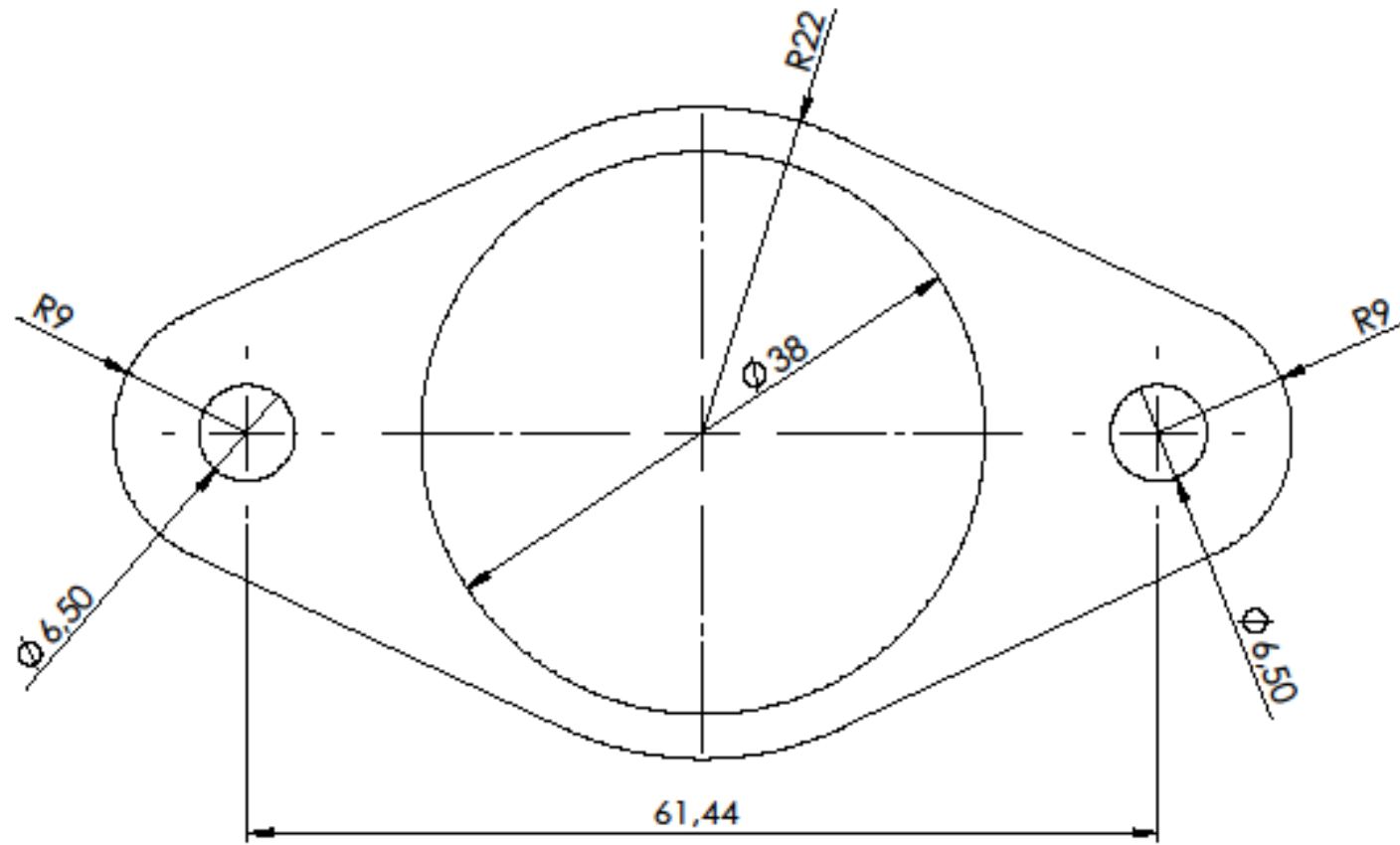
VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL

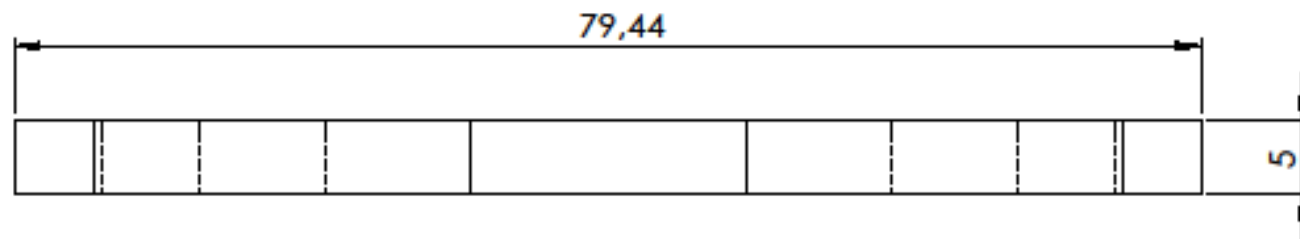
VISTA INFERIOR

				Tolerancias (Peso)		ACERO AL CARBONO	
						Tubo Primario Cilindro 4	
				Fecha		Escala:	
				Nombre		1:2	
				Dib. 15/04/15 Hinojosa-Piña			
				Rev. 15/04/15 Ing. Erazo			
				Aprov. 15/04/15 Ing. Salazar			
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

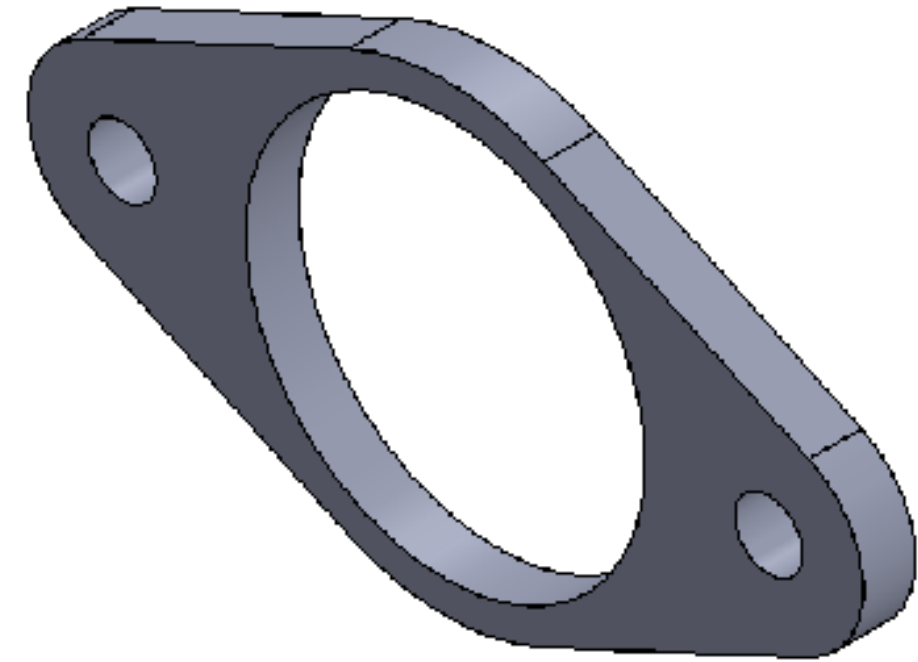




VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

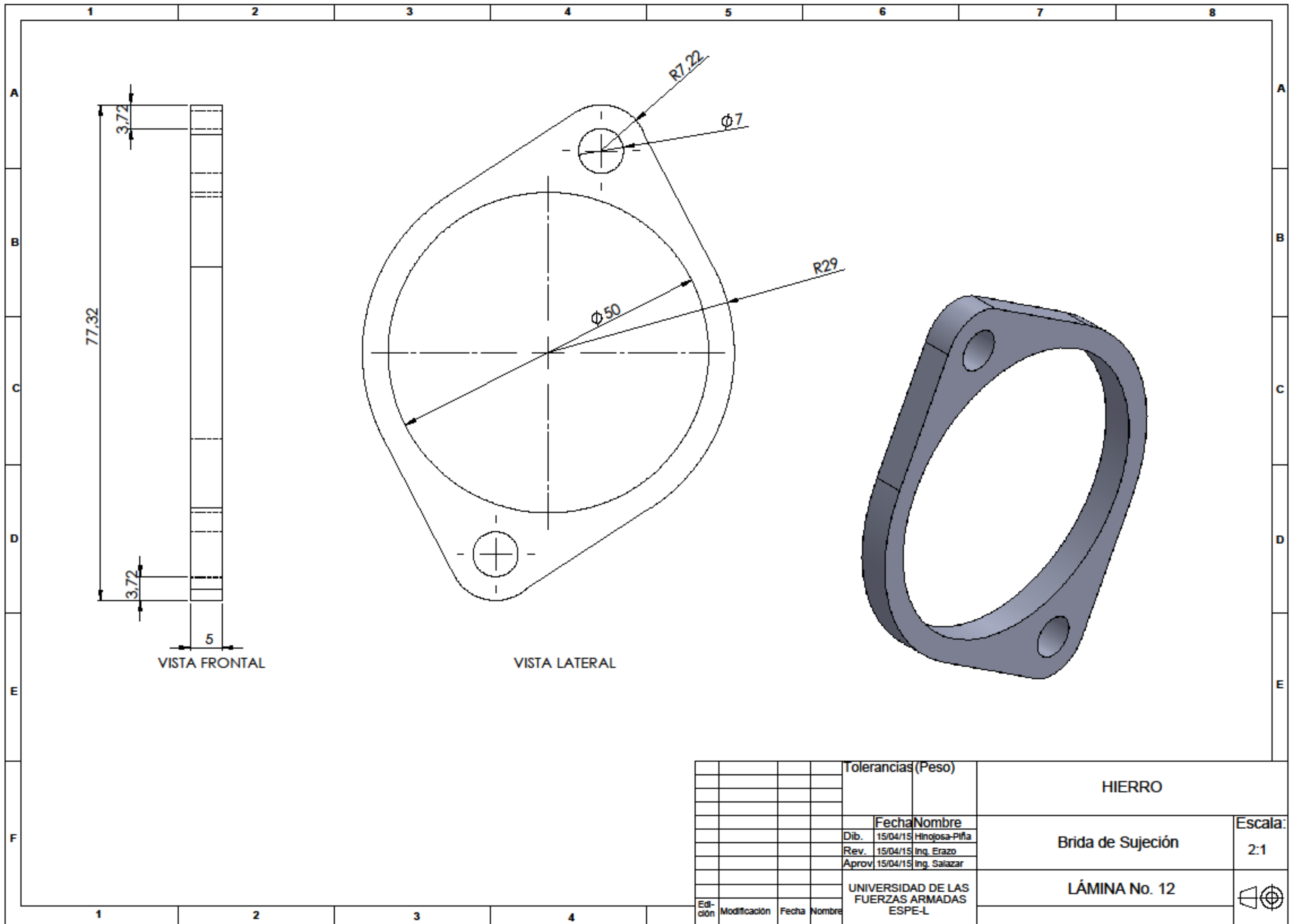


Edición				Tolerancias (Peso)		MATERIAL	
						HIERRO	
						Brida de Sujeción al Motor	Escala: 2:1
						LÁMINA No. 11	
						UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L	

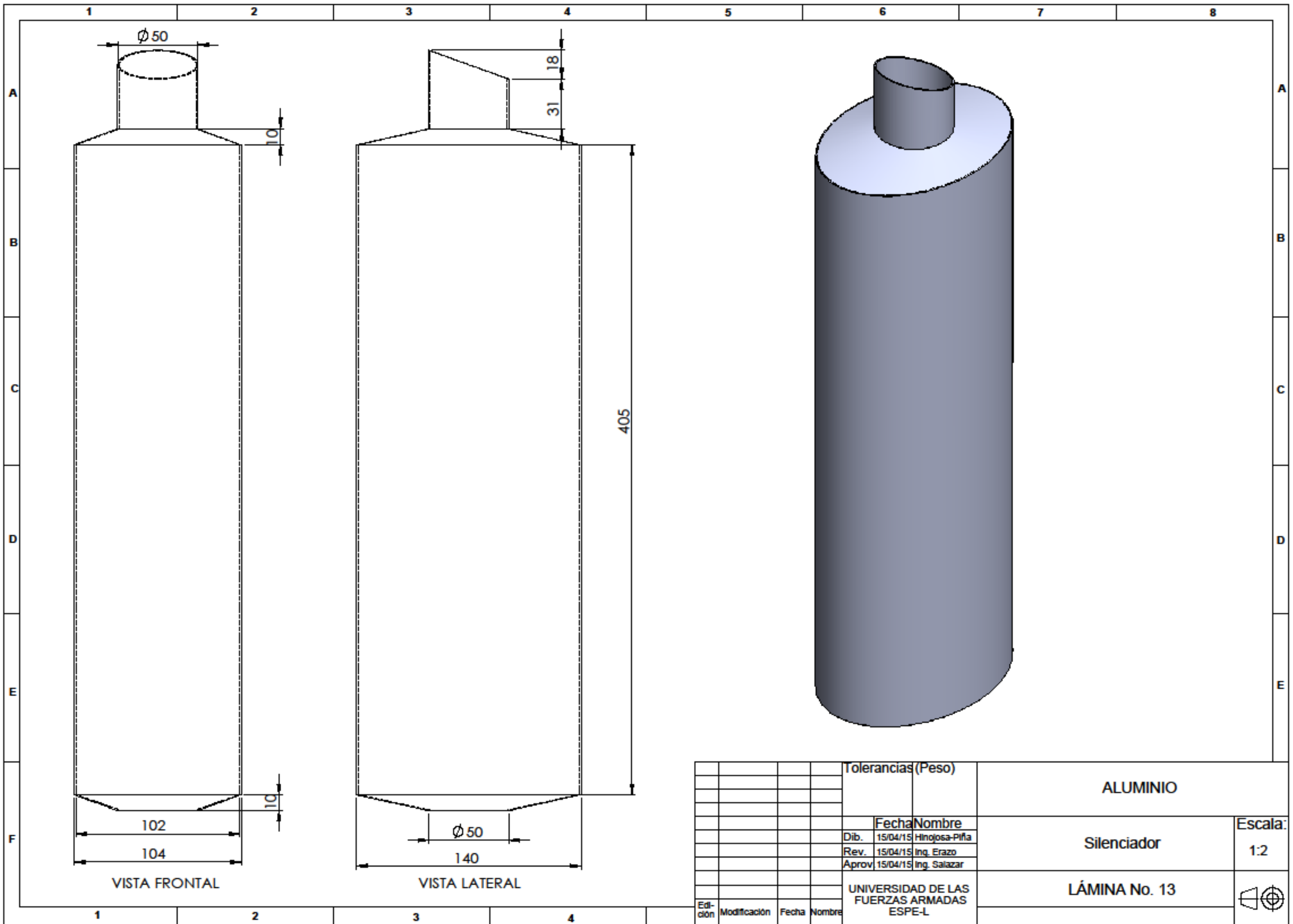
A
B
C
D
E
F


1 2 3 4 5 6 7 8

1 2 3 4



				Tolerancias (Peso)		HIERRO	
				Fecha	Nombre	Brida de Sujeción	
				Dib. 15/04/15	Hinojosa-Piña	Escala: 2:1	
				Rev. 15/04/15	Ing. Erazo		
				Aprov. 15/04/15	Ing. Salazar		
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L		LÁMINA No. 12	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



				Tolerancias (Peso)		ALUMINIO	
						Escala:	
				Fecha		1:2	
				Nombre		Silenciador	
				Dib. 15/04/15 Hinojosa-Piña			
				Rev. 15/04/15 Ing. Erazo			
				Aprov. 15/04/15 Ing. Salazar			
				UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE-L		LÁMINA No. 13	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

ANEXO G

ARTÍCULO DEL PROYECTO