

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN SILENCIADOR
PARA EL PROTOTIPO FÓRMULA SAE UCV 2006”**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres José E, Palacios A.
Ricardo J. Rigio G.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN SILENCIADOR PARA EL PROTOTIPO FÓRMULA SAE UCV 2006”

Tutor Académico: Prof. José M. Gómez.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por los Bachilleres José E, Palacios A.
Ricardo J. Rigio G.
Para optar al Título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

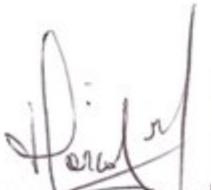
Caracas, 14 de junio de 2.006

ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: **PALACIOS JOSE** y **RIGIO RICARDO**.

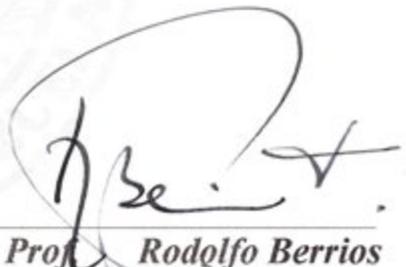
“ DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN SILENCIADOR PARA EL PROTOTIPO FORMULA SAE UCV. 2.006 ”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.

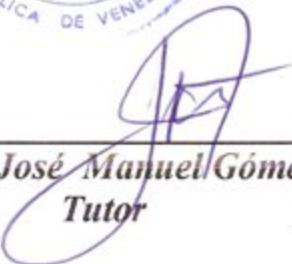


Prof. José Di Marco
Jurado





Prof. Rodolfo Berrios
Jurado



Prof. José Manuel Gómez
Tutor

“Hacia el 2008: Conmemoración del Cincuentenario de la Autonomía Universitaria”

DEDICATORIA.

Primeramente a mis Padres Lola y Ricardo, gracias por haberme dado la vida, por apoyarme incondicionalmente desde mis mas vagos recuerdos. Gracias a ustedes soy lo que soy hoy y lo que seré mañana, ¡los quiero!

A mi Tío Ramón por todo lo que me ha enseñado de la vida y a mi Tía Mercedes, a ambos por su invaluable colaboración durante el trayecto de mi carrera.

A mis abuelos Lola, Modesta, Luis y Ricardo, que Dios los tenga en la gloria.

A todos mis Tíos, Tías, Primos y Primas.

A todos mis compañeros por haberle dado ese toque especial a la universidad.

A mis Hermanos Aly, Julio, Pedro Alejandro, Juan José y José Luis, y por supuesto a Laurita y Kiancy, se les quiere!

A mis segundas Madres Maria Luisa y Nila.

A Merce, por ser esa excelente persona de la que he aprendido mucho, por sus sabios consejos, por su incondicional apoyo y por ser también como otra madre para mí. Te quiero mucho.

Al Sr. Pedro por ser un gran ejemplo profesional a seguir.

A mi compañero José Enrique, haber hecho este trabajo contigo fue una bonita experiencia, gracias amigo.

Y a esa persona tan especial en mi vida, que no se si fue el destino o por casualidad que apareció en ella pero desde que lo hizo no ha podido salir ni de mi mente ni de mi corazón; gracias por tu paciencia durante todo este tiempo, por tu apoyo en los momentos más difíciles y por ser mi inspiración... Maria Gabriela.

Ricardo José Rigio Gutierrez.

DEDICATORIA.

A todas las personas que de una u otra manera han influido en mi vida universitaria, gracias a ellos y al aprendizaje que me permitieron obtener al poder entrar en sus vidas, y tocar sus corazones. Gracias por recibirme como un amigo que siempre seré para ustedes y ustedes para mí, por los recuerdos y memorias que junto construimos, y mi alma guardará con celo por el resto de mi vida. A todo esto y muchas cosas más que no podría describir con palabras es lo que acredito en gran parte al desarrollo y formación de la persona que soy hoy en día.

El resto de mi formación es debido a mis padres. Mamá, papá, cariñosamente a ustedes por sus consejos y apoyo en todo el sentido de la palabra. Por el amor incondicional y la comprensión que unos grandes padres como ustedes pueden dar. A ustedes, mi inspiración a la dedicación perseverante al trabajo y a la familia.

José E. Palacios A.

AGRADECIMIENTOS.

A nuestra Alma Mater, esta gran casa que vence la sombra, la Universidad Central de Venezuela.

A nuestro profesor y tutor académico José Manuel Gómez.

A todos nuestros compañeros y profesores que nos ayudaron para el desarrollo de este trabajo; Prof. Félix Flores, Prof. Barillas. A los Chilangos de FSAE, Claudio, Luis Enrique, Erick, Ricardo Castillo, Alejandro, Daniel, Carlitos, Adolfo, al resto de nuestros compañeros y amigos de Fórmula SAE-UCV, Gianni Giuffrida y Tecno Suelda Fino, y por último a Daniel Páez.

Al resto de nuestros compañeros y amigos por su apoyo.

Y en especial a nuestras familias: Abuelos, primos, tíos, hermanos y padres.

Palacios A. José E. Rigio G. Ricardo J.

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN SILENCIADOR PARA EL
PROTOTIPO FÓRMULA SAE UCV 2006.**

**Prof.: José M. Gómez. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería, Escuela de
Mecánica.**

Palabras clave: Silenciador, Conductos, Escape, SAE, Ruido.

Resumen: Con la teoría recolectada se define la configuración óptima para los conductos de escape para el prototipo SAE-UCV, y además se predefine las características idóneas que debe tener un silenciador. Empleando ecuaciones diferenciales lineales, y teniendo en cuenta los factores de impedancia, transmisión y reflexión se obtiene un comportamiento previo y teórico de tres modelos de silenciadores de flujo directo de gases, seleccionados de acuerdo a sus diferentes características de funcionamiento. Los tres silenciadores seleccionados son; resonador, doble cámara de expansión con tubo de conexión interno y uno tipo combinación de dos resonadores y una cámara de expansión. Luego de construir los tres silenciadores, son probados en el modelo de SAE-UCV 2005, donde se mide la atenuación de cada uno, variando la incorporación de un elemento de absorción de ruido, en este caso fibra de vidrio, en las cámaras de de atenuación. Se mide la contrapresión causada por cada silenciador y se mide la potencia del auto para observar la variación de ésta con cada tipo de silenciador y compararla sin éstos. Se obtiene el resonador como el más óptimo, al ser el segundo que más atenúa ruido y el primero que menos potencia restringe.

ÍNDICE

RESUMEN.....	V
ÍNDICE GENERAL.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	XIV
ÍNDICE DE IMÁGENES.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVII
SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS.....	XVIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	3
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2 OBJETIVOS Y ALCANCES.....	5
1.2.1 Objetivos.....	5
1.2.1.1 Objetivos generales.....	5
1.2.1.2 Objetivos específicos.....	5
1.2.2 Alcances.....	6
CAPÍTULO II: EL SONIDO Y SU ENEGÍA.....	8
2.1 GENERALIDADES.....	8
2.1.1 Sonido.....	8
2.1.2 Decibelio.....	8
2.1.3 Suma de decibelios.....	11
2.2 APLICACIÓN A LAS TUBERIAS DE ESCAPE.....	11
2.2.1 Variación de la presión.....	12
2.2.2 Velocidad del sonido.....	14
2.2.3 Efectos de la presión y temperatura.....	15
2.2.4 Ondas progresivas y estacionarias.....	16
2.2.5 Velocidad de la partícula y velocidad de presión.....	18
CAPÍTULO III: SISTEMA DE CONDUCTOS DE ESCAPE EN M.C.I.....	20
3.1 GENERALIDADES.....	20
3.1.1 Motores de combustión interna alternativos.....	20

3.1.2 Ciclos operativos de motores alternativos cuatro tiempos.....	21
3.1.2.1 Admisión.....	21
3.1.2.2 Compresión.....	21
3.1.2.3 Combustión y expansión.....	21
3.1.2.4 Escape.....	21
3.1.3 Motor encendido por chispa.....	21
3.1.4 Turbo compresores.....	22
3.1.4.1 Funcionamiento del turbo.....	22
3.1.5 Sistema de escape.....	24
3.1.5.1 El colector de escape.....	24
3.1.6 Sistema de escape con turbo cargador.....	25
3.1.6.1 Aislamiento del sistema de escape.....	26
3.1.6.2 Ventajas del flujo turbulento.....	26
3.2 FENÓMENO DE PRESIÓN Y SUS APLICACIONES.....	27
3.2.1 Presión de escape.....	27
3.2.2 Formación y propagación de ondas.....	28
3.2.3 Inercia de columna.....	30
3.2.4 La curva ideal.....	30
3.2.5 Velocidad de onda.....	33
3.2.6 Lo que muestran las curvas.....	35
3.2.7 Variando la longitud de la tubería.....	36
3.2.8 Presión y longitud de tubería.....	37
3.2.9 Presión y velocidad del motor.....	38
3.2.10 Resonancia.....	40
3.2.11 Presión en tuberías largas.....	41
3.2.12 Colector multi-cilindro.....	42
3.2.13 Sub-división del colector.....	44
3.2.14 Interferencia.....	46
3.2.15 Aplicación de interferencia.....	50
3.2.16 Acción de la interferencia.....	51

3.2.17 Conclusiones de la prueba.....	52
CAPÍTULO IV: DISEÑO DE SILENCIADOR.....	55
4.1 ELEMENTOS DE SILENCIADORES.....	55
4.1.1 Cámara de expansión.....	55
4.1.2 Cámara de resonador.....	56
4.1.3 Combinaciones.....	56
4.2 DISEÑO DE SILENCIADOR.....	56
4.2.1 Reducción de sonido.....	56
4.2.2 Salida restringida.....	59
4.2.3 Silenciadores de Absorción.....	59
4.2.4 Consideraciones de diseño.....	61
4.2.5 Tamaño de la cola del silenciador.....	62
4.2.6 Silenciado de motores tipo motocicleta.....	64
4.2.7 Silenciador de contra presión.....	66
4.2.8 El diseño proyectado.....	68
4.3 PRUEBA DE SILENCIADORES DE CONTRA PRESIÓN.....	70
4.4 EXPERIMENTOS ADICIONALES.....	71
CAPÍTULO V: METODOLOGÍA.....	72
5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE.....	72
5.1.1 Dimensiones del colector de escape.....	72
5.2 DISEÑO DE SILENCIADORES.....	75
5.2.1 Procedimiento de diseño.....	75
5.2.1.1 Dimensiones.....	75
5.2.1.2 Silenciadores estudiados.....	77
5.2.2 Cálculos.....	80
5.2.2.1 Resonador.....	81
5.2.2.2 Doble cámara de expansión con conexión.....	84
5.2.2.3 Combinación.....	85
5.3 METODOLOGÍA DE CONSTRUCCIÓN.....	86
5.3.1 Selección del material.....	87

5.3.2 Selección del método de construcción.....	87
5.3.2.1 Carcasas.....	88
5.3.2.2 Tubos perforados.....	89
5.3.2.3 Colas de escape.....	91
5.3.3 Ensamblaje de las configuraciones.....	92
5.3.3.1 Ensamblaje silenciador doble cámara de expansión...95	
5.3.3.2 Ensamblaje silenciador combinado.....	96
5.3.4 Construcción de toberas para variación de diámetro de salida de los silenciadores.....	97
5.4 METODOLOGÍA DE PRUEBAS.....	98
5.4.1 Instrumentación y equipos.....	98
5.4.1.1 Banco de prueba de Motor YAMAHA YZF-R6.....	99
5.4.1.2 Formula SAE-UCV 2005.....	99
5.4.1.3 Sonómetro.....	100
5.4.1.3.1 Calibración del sonómetro.....	100
5.4.1.4 Dinamómetro.....	101
5.4.1.5 Manómetro diferencial.....	101
5.4.2 Medición del nivel de ruido a la salida de los gases de escape.....	102
5.4.2.1 Medición a escape libre con y sin turbo.....	102
5.4.2.2 Medición con resonador y turbo.....	104
5.4.2.3 Medición con silenciador de doble cámara de expansión y turbo.....	108
5.4.2.4 Medición en silenciador combinado.....	109
5.4.3 Medición de presión de los gases de escape.....	110
5.4.4 Medición de la potencia del motor.....	111
RESULTADOS.....	113
RUIDO.....	113
PRESIÓN.....	128
POTENCIA.....	129

ANÁLISIS DE RESULTADOS.....131
 CONCLUSIONES.....136
 RECOMENDACIONES.....137
 GLOSARIO.....139
 BIBLIOGRAFÍA.....144

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura N°	Pág.
Fig. 1. Representación de una onda de sonido sinusoidal.....	12
Fig. 2. Variación de presión de aire causada por la onda.....	13
Fig. 3. Formación de ondas reflejadas estacionarias.....	17
Fig. 4. Desplazamiento de las capas de aire en cinco instantes diferentes.....	17
Fig. 5. Curvas de desplazamiento y velocidad de la partícula.....	18
Fig. 6. Variación de la presión a causa de ondas fijas.....	18
Fig. 7. Funcionamiento de un Turbocompresor.....	23
Fig. 8. Funcionamiento del Turbocompresor y la Válvula de Descarga.....	23
Fig. 9. Descarga de una turbina en una expansión rápida.....	27
Fig. 10. Teoría de la energía cinética del arrastre.....	28
Fig. 11. Curvas teóricas de presión de peor a mejor arrastre.....	31
Fig. 12. Forma asumida de la curva de presión de la lumbrera de escape.....	32
Fig. 13. Curva de torsión en prueba a motor de 500cc ohv, con picos en diferentes r.p.m.....	32
Fig. 14. Tiempo tomado por el pulso de presión para atravesar una longitud medida de tubería desde A hasta B.....	33
Fig. 15. Mediciones de presión en una tubería abierta de 5' 2" a varias velocidades del motor.....	35
Fig. 16. Registro de presión en diferentes longitudes de tuberías a 2000 r.p.m.....	37
Fig. 17. Variación del pulso primario de presión con velocidad del motor y tiempo.....	39
Fig. 18. Mediciones de presión a lo largo de la tubería, mostrando la persistencia de picos de presión.....	40
Fig. 19. Curvas muestran paso de onda de frente a una distancia desde su foco.....	40
Fig. 20. Curva torsión-velocidad del motor de auto-inducción.....	43
Fig. 21. Curva hipotética de presión en la lumbrera escape cuando son usados ramales cilíndricos de longitud graduada.....	44

Fig. 22. Sub-división en colectores de escape para obtener iguales intervalos de descarga en uniones de ramales.....	45
Fig. 23. Teoría de arrastre asistido del cilindro por sub-división del ramal.....	45
Fig. 24. Sistema de tubería experimental para la investigación de la acción de interferencia.....	46
Fig. 25(a). Mediciones de presión a lo largo de la tubería hasta el extremo del ramal cerrado para varios ángulos del cigüeñal.....	48
Fig. 25(b). Mediciones de presión por encima de 270° de rotación del cigüeñal para cada punto de presión.....	49
Fig. 26. Otro sistema de tubería experimental para investigación de Interferencia....	49
Fig. 27. Mediciones de presión tomadas del sistema mostrado en la figura 26.....	51
Fig. 28. Presión en lumbreras de escape y en extremo cerrado de ramal de interferencia.....	52
Fig. 29. Presión en las lumbreras de escape con el múltiple de escape sub-dividido. Motor de cuatro cilindros.....	53
Fig. 30 Principio de arrastre de viscosidad en onda de sonido.....	57
Fig. 31. Sección de silenciador con cola de pez.....	58
Fig. 32. División y salida de onda de energía después de entrar a cámara de escape.....	58
Fig. 33. Reducción en ondas de sonidos emitidas con cámara de escape.....	60
Fig. 34. Reducción en amplitud de onda de sonido emitida desde silenciadores de absorción (resonador).....	61
Fig. 35. Rebaba de agujeros en la pared de la tubería principal da un efecto superior en comparación con perforaciones limpias.....	62
Fig. 36. Diámetro constante a lo largo del recorrido (arriba) da una resistencia mínima al flujo, pero una salida de diámetro reducido (abajo) adiciona un efecto de silenciamiento.....	63
Fig. 37. Cámara incorporada en el cuerpo principal puede mejorar el silenciado en periodos de resonancia, y también facilitar el uso de cola de tubo de escape doble.....	63

Fig. 38. Prueba de contra presión en un motor de 500cm ³	65
Fig. 39. Dos tipos de silenciadores de contra presión de buen diseño. Arriba Scott-Howarth; abajo Carbjector.....	66
Fig. 40. Arreglo para investigación de la acción de silenciado por contra flujo.....	68
Fig. 41. Diseño exitoso de silenciador basado en enumerados principios.....	69
Fig. 42. Curvas de presión en lumbrera de escape con silenciador Morrison en posición.....	70
Fig. 43. Variación de mep con una tubería de escape abierta en comparación con un silenciador.....	71
Fig. 44. A : unión correcta de los tubos del colector hacia el tubo de escape primario. B : unión algo incorrecta de los tubos en el cuerpo del escape primario. No existe cámara de expansión en este modelo.....	74
Fig. 45. Brida del colector de descarga para evitar el retorno de gases al cilindro....	74
Fig. 46. Vista posterior y superior de la parte trasera del prototipo F-SAE UCV 2006.....	76
Fig. 47. Tipos de cámara de expansión. (a) . Cámara de expansión sencilla. (b) Múltiple cámara de expansión. (c) Múltiple cámara de expansión con tubo de conexión interno. (d) Múltiple cámara de expansión con tubo de conexión externo.....	78
Fig. 48. Comportamiento de la cámara de expansión.....	79
Fig.49. Silenciador de tipo combinación.....	80
Fig.50. Curva de diseño de un resonador.....	82
Fig.51. Esquema de Doble cámara de expansión con tubo de conexión interno.....	84

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfica 1. Pérdida de transmisión de un resonador.....	83
Gráfica 2. Pérdida de transmisión de una doble cámara de expansión.....	85
Gráfica 3. Pérdida de transmisión de una combinación.....	86
Gráfica 4. Espectro de ruido comparativo entre motor en banco de prueba y del modelo 2005.....	115
Gráfica 5. Espectro de ruido del silenciador resonador y sus variantes.....	119
Gráfica 6. Espectro de ruido del silenciador de doble cámara de expansión y sus variantes.....	122
Gráfica 7. Espectro de ruido del silenciador tipo combinación.....	127
Gráfica 8. Atenuación de los tres tipos de silenciadores estudiados.....	127
Gráfica 9. Potencia obtenida del modelo 2005 sin silenciador.....	129
Gráfica 10. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador resonador.....	130
Gráfica 11. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador de cámara de expansión.....	130
Gráfica 12. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador de tipo combinación.....	130

ÍNDICE DE IMÁGENES

Imagen 1. Pliegues de la carcasa unidos y cerrados.....	89
Imagen 2. Proceso de punzonado.....	90
Imagen 3. Láminas punzonadas.....	90
Imagen 4. Tubo principal del resonador.....	91
Imagen 5. Cola de escape de 200 mm.....	92
Imagen 6. Tubo principal de la doble cámara de expansión con tubo de conexión interno. Platinas para la sujeción con la carcasa.....	93
Imagen 7. Despliegue del resonador.....	94
Imagen 8. Resonador ensamblado.....	94
Imagen 9. Despliegue del silenciador de doble cámara de expansión.....	95
Imagen 10. Silenciador de doble cámara de expansión ensamblado.....	96
Imagen 11. Despliegue del silenciador tipo combinación.....	96
Imagen 12. Banco de prueba de motor Yamaha YZF-R6.....	99
Imagen 13. F-SAE UCV 2005.....	99
Imagen 14. Sonómetro Quest Technologies modelo 1900.....	100
Imagen 15. Tambores del dinamómetro.....	101
Imagen 16. Panel del dinamómetro.....	101
Imagen 17. Manómetro diferencial múltiple.....	102
Imagen 18. Resonador con volumen entre carcasa y tubo perforado relleno de material absorbente.....	105
Imagen 19. Resonador con una capa de material absorbente.....	106
Imagen 20. Disposición del prototipo modelo 2005 para medir ruido con silenciador.....	106
Imagen 21. Disposición del silenciador en el modelo 2005.....	107
Imagen 22. Medición de la distancia entre la salida del silenciador y el sonómetro.....	107
Imagen 23. Cola de silenciador con el diámetro de salida reducido.....	107
Imagen 24. Combinación con capa de material absorbente.....	108
Imagen 25. Disposición de la toma de presión en el escape.....	111

Imagen 26. Clases de colas de silenciador empleadas.....112

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Tabla A.....	10
Tabla 2. Nivel de presión de banda del motor en banco de prueba.....	113
Tabla 3. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 sin silenciador.....	114
Tabla 4. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (sin fibra de vidrio).....	116
Tabla 5. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (con fibra de vidrio).....	117
Tabla 6. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (con malla expandida y fibra de vidrio).....	118
Tabla 7. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión.....	120
Tabla 8. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión (con malla expandida y fibra de vidrio).....	121
Tabla 9. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación.....	123
Tabla 10. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con fibra de vidrio en las cámaras de resonador).....	124
Tabla 11. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en las cámaras de resonador y cámara de expansión).....	125
Tabla 12. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en la cámara de expansión y fibra de vidrio en la cámara de resonador).....	126
Tabla 13. Presiones obtenidas para el silenciador resonador.....	128
Tabla 14. Presiones obtenidas del silenciador de doble cámara de expansión.....	128
Tabla 15. Presiones obtenidas del silenciador de tipo combinación.....	129

SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS.

a_1	amplitud de onda
a	radio del conector entre el tubo principal y la cámara de resonador.
A	amplitud de desplazamiento de la onda interna.
c	velocidad del sonido.
c_o	conductividad del conector entre el tubo principal de escape y la rama,
$\frac{\pi a^2}{l_c + \beta a}$	
d_1	densidad (del medio por donde viaja el sonido)
d	diámetro de la cámara de expansión.
E	módulo de elasticidad (del medio por donde viaja el sonido)
f	frecuencia
f_r	frecuencia de resonancia
k	constante de longitud de onda. $\frac{2\pi f}{c}$.
l_c	longitud del conector.
l_e	longitud de la cámara.
l_i	longitud del conector a la cámara de expansión.
mep	presión manométrica de escape de sus iniciales en ingles “Manometric Exhaust Pressure”
m_1	masa del gas
m	proporción de expansión. Proporción del área seccional de la cámara.
n	número de agujeros de un resonador.
ntp	temperatura y presión normal
p	presión del gas
PT	pérdida de transmisión. Atenuación de sonido realizada por un silenciador.
R	constante del gas
S	área transversal de una sección de tubo.
t	tiempo de viaje de onda
T	tiempo de un ciclo

T°	temperatura absoluta
V_l	velocidad de onda
V	volumen de la cámara.
X	componente reactivo de impedancia.
y	desplazamiento
Z	impedancia.
Z_o	impedancia característica.
λ	longitud de onda
γ	1.4 (proporción del calor específico del gas)
β	constante en la ecuación de conductividad. $\frac{\pi}{4}$.

INTRODUCCIÓN.

El diseño de silenciadores para vehículos es una tarea que implica muchas variables, las cuales dependiendo de cómo sean manipuladas serán determinantes en el comportamiento de los mismos. Para poder obtener un método que permitiera predecir el comportamiento del silenciador fue necesario estudiar los principios teóricos de la acústica y la literatura sobre el diseño de silenciadores, y así comparar los resultados teóricos con los resultados experimentales obtenidos, para de esta manera estandarizar un procedimiento de diseño de silenciadores para los automóviles de F-SAE UCV, y fundar una base para próximas investigaciones en este campo de filtros acústicos.

La intención principal de este trabajo especial de grado es poder establecer la mejor configuración teórica para los conductos de escape para automóviles de competencia, siendo más específico para el prototipo de F-SAE UCV. De manera de poder aprovechar al máximo la potencia que entrega un turbo cargador a un motor 4 cilindros de 600cc., se hace el énfasis en el diseño del silenciador, ya que es el elemento del escape que más inhibe potencia al motor, además de ser un tema poco estudiado en nuestra escuela de Ingeniería Mecánica. En los casos en donde el silenciador es diseñado para no restringir potencia, porque atenúa a los límites establecidos, o en otro caso no hay silenciador, se produce un alto grado de ruido emitido por la descarga de los gases de escape como consecuencia de un diseño orientado a aprovechamiento máximo de la potencia como prioridad.

El tema sobre filtros acústicos es bastante amplio, y al relacionarlo con los motores de combustión interna este se hace más extenso. Es por esto que se esquematiza este trabajo en capítulos que abarcan en lo posible la información necesaria correspondiente al ruido emitido por la descarga de los gases de escape y su relación con los motores de combustión interna, de manera de garantizar una mejor comprensión de este tema por parte del lector.

En este trabajo los autores se han basado en experiencias anteriores y en los principios involucrados en el diseño de silenciadores se presenta el diseño de

diferentes configuraciones de estos disipadores de ruido, y su comportamiento teórico y experimental con diferentes arreglos, para luego bajo determinados criterios hacer la selección del diseño más favorable que cumpla con los objetivos de este trabajo y con las normas establecidas por SAE Internacional para la competencia.

*CAPITULO I .***PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.****1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.**

El automóvil, es uno de las invenciones más significativas de nuestra era. Define estatus sociales, símbolo de la base económica y tecnológica de un país, causa de disputas y competencias, soporte de nuestro ego, la gloria para unos, un “artefacto más” para otros, en fin, no se puede negar que los automóviles son partes fundamental en la vida diaria del ser humano hoy en día.

Uno de los mejores usos que se le ha podido dar a los autos son las competencias, eso despierta en el hombre un “hambre” que se ve insaciada constantemente acarreado así el desarrollo de ideas y tecnologías que sirva como herramienta para llegar al punto cumbre del éxtasis, la victoria y el triunfo.

A nivel mundial son realizadas miles de competencias donde se ve involucrado el uso de un automóvil siendo las carreras de autos las principales. Existen organizaciones regionales, nacionales y mundiales que establecen normas para el uso y fabricación de automóviles de carreras. Muchas de estas normas hay son netamente de aspecto ecológico, entre las cuales puntualmente se hace referencia a la contaminación sónica, donde se obliga a los competidores a cumplir no sobrepasarse de una cantidad de decibeles de ruido producido por el motor de combustión interna (M.C.I.).

Anualmente la Sociedad de Ingenieros Automotrices Internacional (SAE International por sus siglas en ingles), con sede en los Estados Unidos de Norte América, realiza competencias a nivel de universidades de todo el mundo, y establece una norma que restringe el nivel de sonido, dice así:

...Maximum Sound Level

The maximum permitted sound level is 110 dbA, fast weighting.

... Nivel Máximo de Sonido

El nivel máximo de sonido permitido es 110 dbA, a carga rápida.

Los organizadores de las competencias como por ejemplo la Federación Internacional del Automóvil FIA, con representación en Venezuela por medio del Touring y Automóvil Club de Venezuela. La Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE, Club Americano de Carros Deportivos SCCA, han recurrido a normas para la restricción del sonido de los autos competidores con el fin de controlar la contaminación sónica.

El motor de combustión interna (M.C.I.), es el elemento fundamental de un automóvil, es el que produce el trabajo necesario para que éste cumpla su función principal, transportar de un sitio a otro mediante el desplazamiento de masas. Es por esto que las investigaciones se centran en él, para así encontrar la manera de aumentar la potencia y el momento de torsión obteniendo el mínimo posible de consumo específico de combustible. Esto trae como desventaja una alta tasa de contaminación sónica debido a los gases de escape producto de la combustión en el motor.

Es por esto que los autores se han propuesto realizar un estudio para el beneficio del equipo de Fórmula SAE-UCV y el vehículo prototipo 2006, que actualmente está en desarrollo, para optar por un reconocimiento en la competencia para ese año por medio de tesis de grado.

1.2 OBJETIVOS Y ALCANCES.

1.2.1 Objetivos:

1.2.1.1 Objetivo General.

Realizar el diseño y la construcción mediante el estudio teórico y experimental de un silenciador que disminuya el ruido sin disminuir la potencia para el prototipo Fórmula SAE UCV 2006, especificando las características de los conductos de escape con y sin el acople de un turbocompresor en éste.

1.2.1.2 Objetivos específicos.

- Identificar todas las variables que están envueltas en el proceso de escape de gases de m.c.i. y comportamiento de los gases en los conductos de escape con y sin un turbocompresor acoplado.
- Definir el comportamiento del flujo de los gases de escape desde la salida del motor y a lo largo de los conductos con y sin un turbocompresor acoplado, hasta la cola de escape.
- Obtener un perfil de presiones a lo largo del conducto de escape y el silenciador, de acuerdo a sus características de configuración de material, geometría y dimensiones.
- Definir las características para la mejor configuración de los conductos de escape y del silenciador de acuerdo a los datos obtenidos para su diseño y al tipo de motor estudiado.
- Evaluar las variables específicas determinadas para el diseño del silenciador en el área de Atenuación de Ondas, Dinámica de Máquinas, Termodinámica, Transferencia de Calor, Mecánica de los fluidos y Máquina de Desplazamiento.
- Construir varias opciones de silenciadores que cumplan con las características establecidas para su posterior prueba.
- Selección del silenciador de acuerdo a los resultados obtenidos.

- Evaluar los niveles de ruido presentes en la salida de los conductos de escape con y sin el silenciador seleccionado y con el silenciador que tiene el prototipo Milka Duno 2005.
- Evaluar los niveles de ruido con el silenciador seleccionado mediante el procedimiento propuesto por SAE, y comprobar que cumple con las normas de ruido de la competencia.
- Realizar gráficas comparativas de acuerdo a los resultados obtenidos.
- Graficar curva de potencia del motor del prototipo Milka Duno 2006 con el silenciador seleccionado y compararlo con la gráfica actual del motor.

1.2.2 Alcances.

Para el proyecto se propone los siguientes alcances.

- Establecer las características que debe tener los conductos de escape para el máximo rendimiento del motor.
- Establecer las características que debe tener los conductos de escape para el máximo rendimiento del motor teniendo en cuenta el acople al sistema de un turbocompresor.
- Diseñar y construir el mejor silenciador que se adapte al comportamiento teórico y experimental para el prototipo de Fórmula SAE UCV 2006, que disminuya en lo posible la cantidad de ruido del motor sin disminuir la potencia del mismo.
- Conocer el desempeño del silenciador dependiendo de las revoluciones del m.c.i.
- El silenciador debe cumplir con ciertas características:
 - Ser liviano para evitar en lo posible desplazar el centro de gravedad del auto.
 - Ser resistente, seleccionando los materiales más apropiados para resistir la corrosión y a las altas temperaturas.
 - Ser confiable y así garantizar larga vida útil y un rendimiento constante.

- De fácil instalación para que cualquier persona pueda acoplar o desacoplar el silenciador si es necesario alguna reparación y no tener pérdidas de tiempo.
- De fácil fabricación de manera de ahorrar recursos y tiempo durante ésta.
- Que se adapte a cualquier condición externa.
- Conocer las mejoras en el desempeño del Milka Duno 2005 con el silenciador instalado.

*CAPÍTULO II.***EL SONIDO Y SU ENERGÍA.****2.1 GENERALIDADES****2.1.1 Sonido.**

El sonido es la vibración de un medio elástico, bien sea gaseoso, líquido o sólido. Cuando se refiere al sonido audible por el oído humano, se habla de la sensación detectada por el oído, que producen las rápidas variaciones de presión en el aire por encima y por debajo de un valor estático. Este valor estático da la presión atmosférica (alrededor de 100.000 pascals) el cual tiene unas variaciones pequeñas y de forma muy lenta, tal y como se puede comprobar en un barómetro.

Cuando las rápidas variaciones de presión se centran entre 20 y 20.000 veces por segundo (igual a una frecuencia de 20 Hz a 20 KHz.) el sonido es potencialmente audible aunque las variaciones de presión puedan ser a veces tan pequeñas como la millonésima parte de un pascal. Los sonidos muy fuertes son causados por grandes variaciones de presión, por ejemplo una variación de 1 pascal se oiría como un sonido muy fuerte, siempre y cuando la mayoría de la energía de dicho sonido estuviera contenida en las frecuencias medias (1kHz - 4 KHz.) que es donde el oído humano es más sensitivo.

2.1.2. El decibelio.

El decibelio es una unidad logarítmica de medida utilizada en diferentes disciplinas de la ciencia. En todos los casos se usa para comparar una cantidad con otra llamada de referencia. En acústica la mayoría de las veces el decibelio se utiliza para comparar la presión sonora, en el aire, con una presión de referencia. Este nivel de referencia tomado en acústica, es una aproximación al nivel de presión mínimo que hace que el oído humano sea capaz de percibirlo. El nivel de referencia varía

según el tipo de medida que se esté realizando. No es el mismo nivel de referencia para la presión acústica, que para la intensidad acústica o para la potencia acústica.

Como su nombre indica el decibelio es la décima parte del Bel. El Bel es el logaritmo en base 10 de la relación de dos potencias o intensidades. No obstante esta unidad resulta demasiado grande por lo que se ha normalizado el uso de la décima parte del Bel, siendo el decibel o decibelio.

El db es un valor lineal, quiere decir que los valores medidos son los valores tomados como válidos sin que sufran ninguna alteración. Si los valores de presión acústica se miden de esta forma, linealmente, aun siendo cierta dicha medida, tendrá poco valor en cuanto a la percepción del oído humano. El oído no se comporta igual para el mismo nivel de presión en diferentes frecuencias. Por ejemplo; se toma un sonido lineal en toda la banda de 20 Hz a 20 KHz., se tiene entonces en todas las bandas un nivel de 30 db, si el oído fuese lineal se oiría lo mismo o mejor con la misma intensidad auditiva las frecuencias más bajas, que las medias y que las agudas. Sin embargo esto no es cierto el oído humano tiene una menor sensibilidad en las frecuencias más graves, y en las más agudas frente a las medias. Lo que más se oye por tanto son las frecuencias medias, y las que menos las más graves seguidas de las más agudas.

Por lo tanto es necesario encontrar una forma de ajustar los niveles de db que se han medido con la percepción que el oído tiene de los mismos según cada frecuencia. Esta corrección se realiza ponderando los db medidos mediante una tabla de ponderación ya especificada y que se llama tabla "A". Los decibelios ya ponderados en "A" se representan como dbA y los no ponderados, llamados lineales, como db.

Tabla 1. Tabla A.

Frecuencia (Hz)	Ponderación A
10	-70.4
12.5	-63.4
16	-56.7
20	-50.5
25	-44.7
31.5	-39.4
40	-34.6
50	-30.2
63	-26.2
80	-22.5
100	-19.1
125	-16.1
160	-13.4
200	-10.9
250	- 8.6
315	- 6.6
400	- 4.8
500	- 3.2
630	- 1.9
800	- 0.8
1000	0.0
1250	+ 0.6
1600	+ 1.0
2000	+ 1.2
2500	+ 1.3
3150	+ 1.2
4000	+ 1.0
5000	+ 0.5
6300	- 0.1
8000	- 1.1
10000	- 2.5
12500	- 4.3
16000	- 6.6
20000	- 9.3
25000	-37.6
31500	-49.7
40000	-61.8

Por ejemplo; si en una frecuencia de 100 Hz se ha medido 80 db, al ponderarlo pasarán a ser 60,9 dbA, esto quiere decir que un nivel de presión sonora de 80 db en una frecuencia de 100 Hz es oído como si realmente tuviese 60,9 dbA y no 80 db.

2.1.3 Suma de decibelios.

Se ha visto que el decibelio es una función logarítmica y por tanto cuando se habla de db de presión sonora no es posible sumarlos sin más. Por ejemplo; 30 db + 30 db no es igual a 60 db si no a 33 db como se muestra a continuación.

Para poder sumar dos decibelios se emplea la siguiente ecuación:

$$\text{Suma: } db1 + db2 = 10 \log \left(10^{\left(\frac{db1}{10}\right)} + 10^{\left(\frac{db2}{10}\right)} \right)$$

$$30db + 30db = 10 \log \left(10^{\frac{30}{10}} + 10^{\frac{30}{10}} \right) = 10 \log(10^3 + 10^3) = 33db$$

La suma de dos db nunca puede ser más de 3 db más que el mayor de los dos. Si la diferencia que hay entre los dos valores a sumar es mayor de 10 db la suma no tiene valor práctico y se toma el valor del mayor de los dos. Por ejemplo; si se suma 20 db + 10 db el resultado será igual a 20 db (aproximado). Solamente son significativos para la suma los valores que tienen una diferencia menor a 10 db.

2.2 APLICACIÓN A LAS TUBERÍAS DE ESCAPE

A continuación se presenta la teoría básica del sonido y su energía para determinar que ocurre en el sistema de tuberías de escape del motor de combustión interna. Se enfatiza en que no es fácil explicar los fenómenos y el estudio cuidadoso es primordial para obtener un buen entendimiento de lo esencial. Sin embargo, hay que establecer que todo tema que no sea directamente concerniente con la aplicación de la energía del sonido como ayuda a la eficiencia del motor ha sido omitido.

Cuando algo se mueve o vibra para producir un sonido, la vibración es transmitida al aire en inmediato contacto con el medio en movimiento. El movimiento vibratorio más simple, conocido como “movimiento armónico simple”.

Para explicar varias definiciones asociadas con el movimiento de onda, se puede considerar el péndulo como oscilatorio o vibratorio sobre cierta distancia,

desplazamiento, o amplitud en cada lado de la vertical o posición principal. Los movimientos a un lado son positivos, aquellos que son al otro lado son negativos. Si la variación de la oscilación en un periodo de tiempo son graficados se obtiene una curva de la función seno; esto demuestra que el movimiento armónico simple puede ser definido por la siguiente ecuación:

$$y = a \cdot \text{sen} \frac{2\pi \cdot t}{T}$$

Donde y es el desplazamiento, a y T son constantes. Una oscilación completa desde la posición positiva a la negativa es conocida como ciclo. En el diagrama de la figura 1 demuestra lo que ocurre en los intervalos PQ o AB; de aquí se ve que la vibración alcanza su límite dos veces en un ciclo.

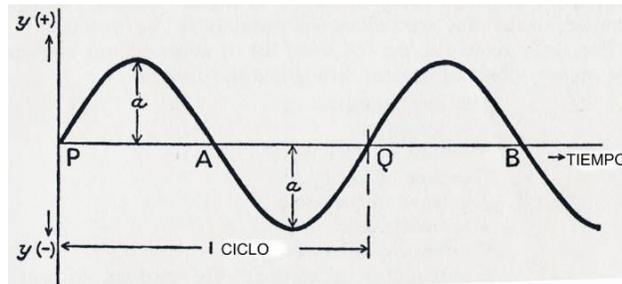


Fig. 1. Representación de una onda de sonido sinusoidal.

La amplitud a representa la máxima distancia en cada lado de la posición principal. Como el valor máximo del seno de un ángulo es 1, se sigue que la amplitud es constante en la ecuación de arriba. La otra constante T es el periodo de tiempo tomado para un ciclo completo, Ej.: de P a Q o de A a B en el diagrama. Si el número de ciclos por segundo, o frecuencia, es f se tiene $f = \frac{1}{T}$.

2.2.1 Variación de Presión.

A continuación se puede considerar que el desplazamiento de las capas afecta la presión en el aire. El diagrama (a) (figura 2) muestra un ejemplo de la posición a un instante dado. Tomando la curva superior se representa una curva de sonido, y observando el eje de la distancia, se verá que el desplazamiento y en L es cero, elevándose hacia la parte izquierda de la curva (positivo) y descendiendo por la parte

derecha de la misma (negativo). Así la capa de aire en L es comprimido (b), porque la capa a su izquierda será movida a la derecha por desplazamiento positivo, mientras a su derecha será movido a la izquierda en el mismo instante por desplazamiento negativo. Así (como se muestra bajo la curva (c) de presión) la presión del aire en L es mayor de lo normal. Ahora se considera la posición de M en la curva superior. Aquí nuevamente el desplazamiento y es cero, descendiendo por la curva a su izquierda (negativo) y elevándose a su derecha (positivo). Por lo tanto, la capa en M es descomprimada, o esotérico, porque el aire a su izquierda se mueve a la izquierda y a su derecha se mueve a la derecha. De esta manera se obtiene una presión menor de lo normal en la curva inferior. En el punto N en el eje de distancias (x), las capas e cada lado han sido desplazadas por la misma cantidad, a su posición máxima. Aquí la presión es normal. En el punto P ocurre la misma situación, las capas se han movido la misma cantidad, pero esta vez en dirección opuesta a N porque el desplazamiento es opuesto.

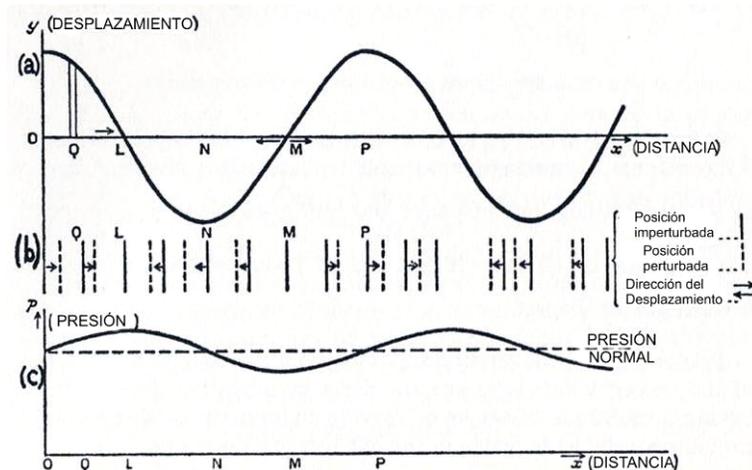


Fig. 2. Variación de presión de aire causada por la onda.

De esta manera se puede ver que la curva de presión obtenida es armónica simple. La compresión y dilatación ocurre en el punto donde el desplazamiento y del sonido es cero; la presión normal se obtiene donde y es máximo. Por lo tanto no es estrictamente correcto establecer que las ondas de presión de escape son ondas de sonido. Ciertamente de allí se derivan directamente; como físico, los registros de los fenómenos del tubo de escape se refieren terminantemente a presiones.

2.2.2 Velocidad del sonido

Cuando las ondas de sonido viajan, el medio en el cual fluye está sujeto a tensiones y esfuerzos. La velocidad de onda debe ser parcialmente dependiente del módulo de elasticidad E del medio y su densidad. Dado E en dinas por segundos-centímetros, y d en gramos por centímetros cúbicos, la velocidad V será en centímetros por segundo y está dado por:

$$V = \sqrt{\frac{E}{d}} ;$$

(Donde V está dado en $\frac{ft}{seg}$, E en $\frac{poundals}{seg.ft}$ y d en $\frac{lb}{ft^3}$).

En caso de un sólido como es el caso de una barra de acero, E es el módulo de elasticidad de Young. La misma fórmula se considera aceptable para los gases, en este caso E es el módulo volumétrico (*bulk modulus*) del gas y d su densidad. Con las tensiones y esfuerzos causados por el gas tan rápidamente cuando la onda fluye, se considera una situación adiabática. Como E , el módulo volumétrico, es realmente la presión del gas, la fórmula ahora se convierte en (con presión p):

$$V = \sqrt{\frac{p}{d}}$$

Como p es adiabático, se incluye el cociente de calor específico a volumen y presión constante, o el símbolo estándar γ .

La fórmula ahora es:

$$V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p}{d}}$$

La velocidad en el aire, como está establecido por la corrección de Laplace, puede ser trabajado tomando $p = 76 \times 13,6 \times 980$ dinas por seg. cm., d es 0,00129 gr. por cc, a temperatura y presión normal, y γ es 1,4.

$V = \sqrt{\frac{1,4 \times 76 \times 13,6 \times 980}{0,00129}} = 33.100 \frac{cm}{seg}$, que es igual a 331 m/seg. Esto es

aproximadamente 1100 pies/seg., y se acerca bastante a resultados obtenidos experimentalmente.

2.2.3 Efectos de la presión y la temperatura.

Mientras que el precedente se aplica a las condiciones en el aire, el sistema de escape está lidiando con gases a altas temperaturas, y bajo una presión promedio en el sistema que usualmente es mayor que la atmosférica. Si se tiene la masa m de un gas y volumen v , su densidad d será $\frac{m}{v}$, y así la velocidad del sonido será

$$V = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p}{d}} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p \cdot v}{m}}.$$

Si R es la constante de los gases para 1 gramo de gas y $^{\circ}T$ es su temperatura absoluta, se tiene $p \cdot v = n R^{\circ}T$, y $\frac{p \cdot v}{m} = R^{\circ}T$, y por lo tanto $V = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot ^{\circ}T}$.

Ahora, como γ y R son constantes para cualquier gas, entonces la velocidad del sonido es independiente de la presión si la temperatura permanece constante y si es proporcional a la raíz cuadrada de su temperatura absoluta. Por ejemplo; si por un experimento se demuestra que la velocidad en el aire a 16°C es 338 m/seg., la velocidad a 0°C será (con valor de cero absoluto igual a: -273°C):

$$\frac{V}{338} = \sqrt{\frac{273}{273+16}} \quad \text{Ecuación 1}$$

Lo que da como resultado: $V = 338 \sqrt{\frac{273}{289}} = 328,5 \text{ m/seg.}$ De esta manera se puede ver que al aumentar la temperatura de los gases aumenta la velocidad de onda.

En el caso de los gases de escape la velocidad del sonido, en esto, es considerablemente mayor que la del aire. Una amplia razón es que en el anterior, el movimiento de las partículas de gas es mucho mayor; esto no necesita ser considerado en detalle.

2.2.4 Ondas progresivas y estacionarias.

Las ondas de sonido que se mueven de manera unidireccional en el aire, o que es conocido como ondas de plano progresivo, se crea cuando ocurre una perturbación en el medio, y se considera unas capas de aire en movimiento causado por la perturbación, dando como resultado un diferencial de presiones que son sensibles al oído humano, y así percibir el sonido.

También es necesario investigar el caso de ondas inmóviles, como las que son causadas por la reflexión. (Este último es un factor bastante significativo en el diseño de escape y admisión) si se considera que una onda progresiva a viaja a través de OW (figura 3(a)) y se encuentra con una superficie de reflexión, como una pared, en W, una onda reflejada se regresará como es mostrado en b . La condición del aire en la ruta OW es entonces obtenido debido a los efectos de la combinación de la onda original y la onda reflejada, a y b . Si el desplazamiento de las capas de aire causadas por a en ese instante es como se muestra en la curva del seno, esto significa que en W hay un máximo desplazamiento. Esta capa en W que está en pausa, la onda reflejada también deberá desplazar las capas, como en la curva b , en el mismo instante, de otro modo el desplazamiento de la red en W, el cual es la suma algebraica de WR y WH, no será cero. Así, como se muestra, la onda reflejada b estará 180° fuera de fase con respecto a la onda original a .

Si las amplitudes de a y b son iguales, y de misma longitud de onda, la suma algebraica o resultante S debe ser cero en cualquier parte a lo largo de OW. Sin embargo, si se considera la posición en un tiempo $T/4$ más tarde, el desplazamiento aparecerá como se muestra en el segundo diagrama. En éste las dos ondas a y b han avanzado un cuarto de longitud de onda a la derecha y a la izquierda respectivamente; ahora el desplazamiento se muestra por la curva S (figura 3(b)). Al final de otro periodo $T/4$, la posición es como la mostrada en la figura 3 (d). En cada caso la onda resultante S se conoce como una onda estacionaria.

Refiriéndose nuevamente a la línea OW, se observa que con una onda estacionaria, algunas capas en N están permanentemente en pausa, mientras que otros

en A vibran dos veces la amplitud de cualquiera de las dos ondas. Los puntos en N son conocidos como nodos, y aquellos en A como anti-nodos.

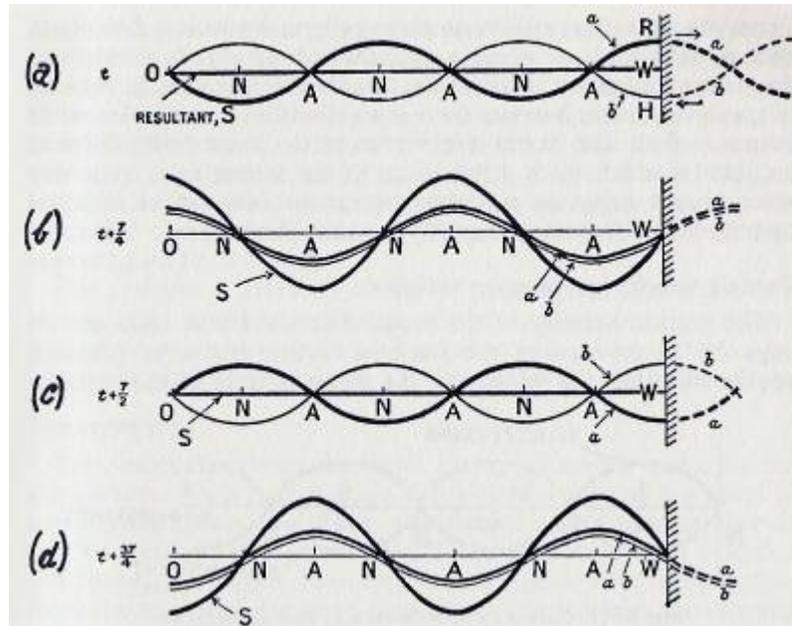


Fig. 3. Formación de ondas reflejadas estacionarias.

Las capas entre los nodos están vibrando en fase entre ellos, la amplitud de vibración varía desde cero en N a un máximo en A. en la figura 4, el desplazamiento de las capas es mostrado a lo largo de OW en cinco instantes diferentes numerados de 1 al 5. De esto se ve:

$$\text{Distancia entre nodos consecutivos } N = \frac{\lambda}{2}$$

$$\text{Distancia entre anti-nodos } A = \frac{\lambda}{2}$$

$$\text{Distancia desde el nodo } N \text{ al siguiente anti-nodo } A = \frac{\lambda}{4}$$

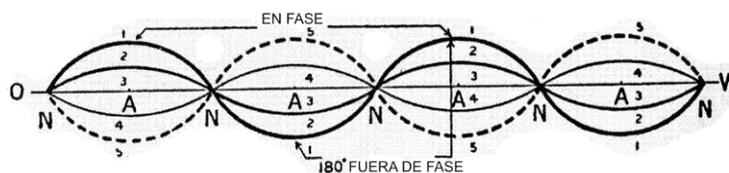


Fig. 4. Desplazamiento de las capas de aire en cinco instantes diferentes.

De la observación previa en ondas plano-progresivas, se mostró que cada capa vibra con amplitud constante a la misma frecuencia, y eso es fuera de fase con capas próximas. Sin embargo, en el caso de ondas estacionarias no hay vibraciones en el nodo, mientras entre ellos las capas vibran en fase con diferentes amplitudes el cual alcanza un máximo en el anti-nodo, una onda fija que siempre está instalada cuando dos ondas progresivas de igual amplitud y frecuencia viaja en dirección opuesta.

2.2.5 Velocidad de la partícula y variación de presión.

En el caso de ondas fijas, se aplica el mismo principio que el de ondas progresivas en cuanto a velocidad de la partícula, y así la velocidad en el nodo es cero, como la partícula que está fija.

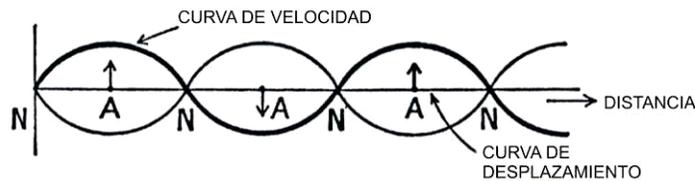


Fig. 5. Curvas de desplazamiento y velocidad de la partícula.

La velocidad en el anti-nodo es el máximo, donde la partícula pasa por su posición original, las partículas en el anti-nodo se están moviendo en direcciones opuestas en cualquier instante particular (figura 5). La variación de presión se puede obtener fácilmente de la curva de desplazamiento (figura 6).

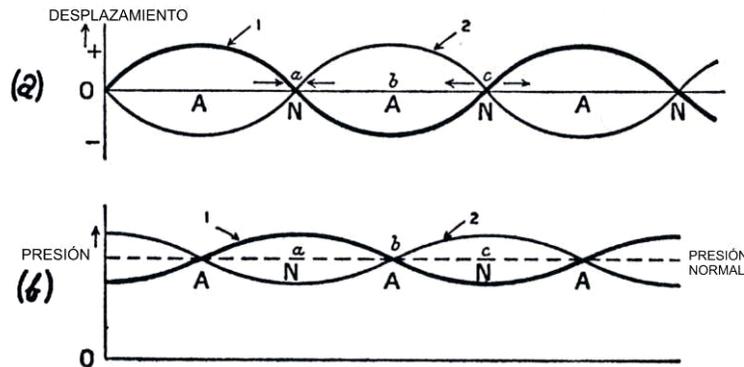


Fig. 6. Variación de la presión a causa de ondas fijas.

La figura 6(a) muestra el desplazamiento en un instante donde está a un máximo. La capa a la izquierda del nodo *a* es desplazada hacia *a*, como el

desplazamiento es positivo, la capa a la derecha de a también es desplazada hacia a . Por lo tanto el aire en a es comprimido. En el anti-nodo b el desplazamiento son ambas en un máximo a la izquierda y la presión es así normal. El aire a la izquierda del nodo c es desplazado de éste, y también a su derecha, aquí el aire es esotérico y de presión baja. La variación de presión será como aparece en la figura 6(b).

La presión siempre es máxima en un nodo, y cero en un anti-nodo en el caso de una onda fija. Sin embargo en un plano-progresivo se ha mostrado que la variación de presión es igual en cualquier punto, como referencia se confirma en la figura 2.

*CAPITULO III .***SISTEMA DE CONDUCTOS DE ESCAPE EN M.C.I.**

Para poder definir una configuración eficiente de los conductos de escape, es importante comprender lo que ocurre a través de estos. Desde que los gases salen del motor de combustión interna, hasta el silenciador. Es por esto que a continuación se expone un fundamento básico de las variables que están presentes en el proceso estudiado.

3.1 GENERALIDADES.**3.1.1 Motores de combustión interna alternativos.**

Los motores de combustión son máquinas que tienen por objeto transformar la energía la energía calorífica en energía mecánica directamente utilizable. En el caso de los motores de combustión interna alternativos, el movimiento de los órganos que componen el motor es generado por el fluido operante, el cual está inicialmente constituido por una mezcla de combustible y comburente en donde se lleva a cabo la combustión, y que luego sufre una serie de transformaciones como consecuencia de dicha reacción de combustión.

El comburente por excelencia es el oxígeno debido a su facilidad de conseguirlo en la atmósfera (aire atmosférico) y por tener la ventaja de no costar nada, lo que quiere decir que el fluido operante o activo es una mezcla de aire y combustible. Este aire entra al motor, participa como comburente en la combustión, recibe el calor desarrollado alcanzando una temperatura elevada y después, como parte de los gases de escape, se descarga al exterior a una temperatura más baja.

Durante este trayecto se produce un trabajo el cual es aproximadamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre la que alcanza en la combustión y la correspondiente al escape.

3.1.2 Ciclos operativos de motores alternativos 4 tiempos.

El ciclo operativo del motor de combustión interna alternativo de 4 tiempos comprende las fases siguientes:

3.1.2.1 Admisión. El pistón en su carrera hacia la parte baja al pmi crea un vacío y por ende una aspiración del fluido en el cilindro. A su debido tiempo se abre en la cámara de combustión la válvula de aspiración para permitir la entrada de aire o de la mezcla gaseosa combustible. La válvula empieza abrirse antes de iniciarse la carrera y se cierra después de realizada la carrera.

3.1.2.2 Compresión. Cerrada la válvula de admisión durante la carrera de retorno del pistón, la carga es comprimida en la cámara de combustión hasta un valor máximo, que se alcanza al final de dicha carrera. En este instante, el volumen de la carga queda reducido a una fracción del volumen que tenía al principio de la carrera; esta fracción es la inversa de la relación volumétrica de compresión.

3.1.2.3 Combustión y expansión. Poco después de la carrera de compresión se produce el encendido de la mezcla por medio de una chispa eléctrica. El valor alcanzado por la presión después del encendido es, aproximadamente, 2 a 4 veces superior al que tenía inicialmente, por lo que el pistón es empujado hacia abajo. Antes de que la carrera de trabajo se complete comienza a abrirse la válvula de escape y los gases de la combustión, que están todavía bajo cierta presión, empiezan a salir.

3.1.2.4 Escape. Durante la siguiente carrera de retorno al pms el pistón expulsa los gases de la combustión a través de la válvula de escape. Al final de la carrera se cierra la válvula de escape; entretanto permanece abierta la válvula de aspiración y comienza un nuevo ciclo, que se repite con regularidad.

3.1.3 Motor encendido por chispa.

Los motores encendidos por chispa, tienen la peculiaridad de que el ciclo de combustión es iniciado por una ignición de la bujía.

En este tipo de motores, como combustible se utiliza la gasolina, esto es: hidrocarburos ligeros de elevado poder calorífico, que se evaporan fácilmente.

Los motores encendidos por chispa pueden ser alimentados por carburación o por inyección. En este ultimo caso, el combustible al aire inyectándolo al conducto en aspiración de la toma de la válvula, o bien directamente en la cámara de combustión, teniendo como ventaja la distribución uniforme en cada uno de los diversos cilindros del combustible.

3.1.4 Turbo-Compresores.

El turbo o turbo-compresor de gases de escape aprovecha la energía contenida en los gases de escape para comprimir con ella el aire aspirado aumentando de esta manera el grado de llenado de los cilindros obteniéndose un mayor rendimiento del motor consiguiéndose mayor potencia (un aumento de 20 a 30%) a igual cilindrada y régimen de revoluciones. Las ruedas de la turbina y del compresor van montadas en un eje común, el aire aspirado que entra a través del filtro de aire, y con un poco más de combustible (más caudal) se consiguen potencias superiores en los motores.

El régimen de giro o r.p.m. de las turbinas del turbo generalmente superan las 100.000 vueltas minuto, y por tanto, es muy importante no descuidar el sistema de engrase del motor que deberá tener un aceite con viscosidad cinemática acorde a los kilómetros que lleve rodados el automóvil.

3.1.4.1 Funcionamiento del turbo.

Los gases del escape de todos los cilindros son conducidos directamente a la turbina del turbo a través del colector de escape, haciendo que la energía de estos gases impulsen la rueda de la turbina y que al estar unida solidariamente a la turbina que hace de compresor, el aire fresco aspirado es pre-comprimido e impulsado a los cilindros que en este caso se puso un radiador (inter-cooler) para enfriamiento del aire fresco pero que no tienen todos los coches.

Sobrepasándose una determinada presión de carga (0,9 bares) debiera abrirse la válvula de descarga (figura 8 inferior derecha) para que parte de los gases de escape vayan directamente al tubo de escape a través del tubo ondulado.

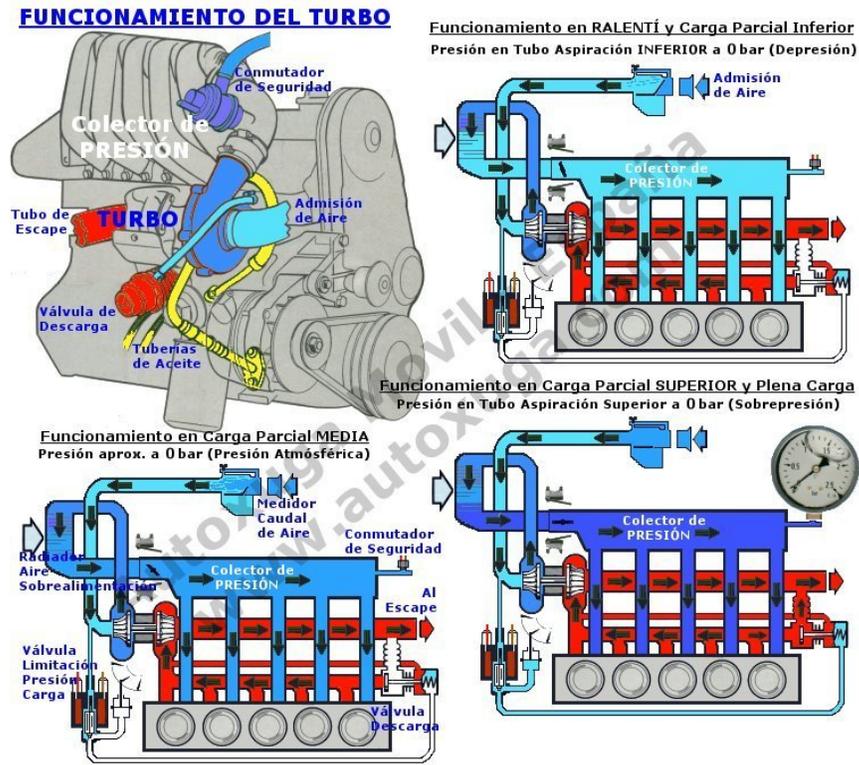


Fig. 7. Funcionamiento de un Turbocompresor.

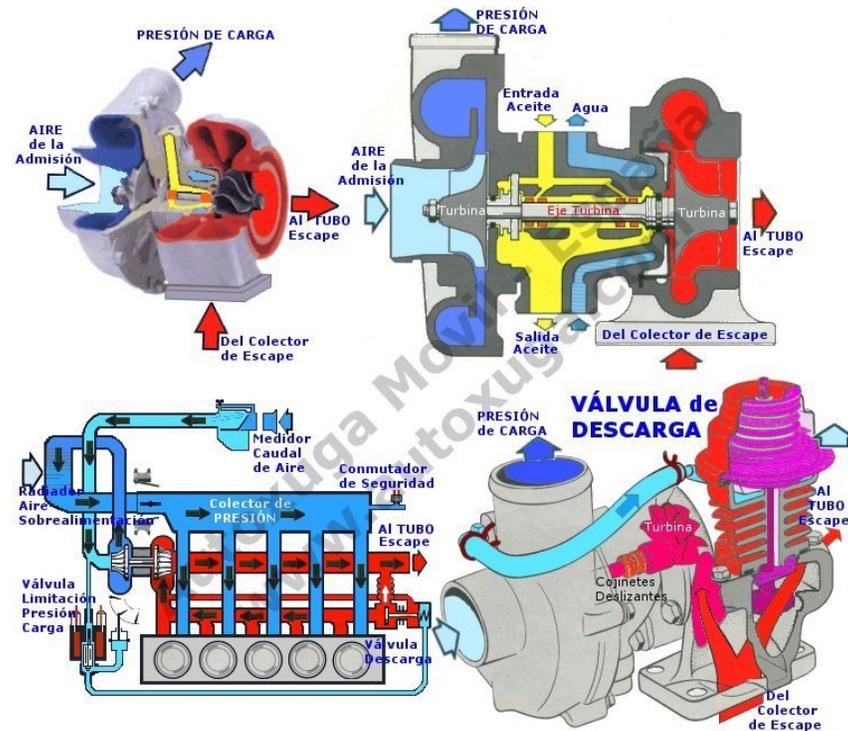


Fig. 8. Funcionamiento del Turbocompresor y la Válvula de Descarga.

3.1.5 Sistema de Escape.

Cuando se abre la válvula de escape a la mitad del ciclo de escape, un chorro de gas a enorme temperatura y velocidad sale a través de los conductos de la culata hacia los colectores de escape, buscando el exterior. En principio, lo que tiene que ocurrir es que evacue rápida y eficazmente esos productos de desecho para dejar paso en la cámara de la combustión a nueva carga fresca.

Esa es la obligación principal del sistema de escape. La otra, será que esto se produzca sin sobre pasar el límite umbral de ruido producido.

En un motor naturalmente aspirado para un automóvil, el sistema de escape cumple con dos funciones: transporta los productos de la combustión desde el motor a la parte trasera del vehículo y reduce el nivel de ruido. Al mismo tiempo también es deseable que exista la menor contrapresión posible en el sistema.

En un auto de carreras, a veces las tuberías de escape de cada uno de los cilindros se cortan a cierta longitud. Estas tuberías *primarias* se juntan usualmente en un *colector*. La idea es utilizar los pulsos normales del escape para ayudar al flujo de los gases de escape que salen del motor. En estos casos, el sistema de escape no solamente no deberá quitar potencia alguna al motor, sino por el contrario, deberá mejorarla.

3.1.5.1 El colector de escape. Ha de considerarse como una prolongación de los conductos de las válvulas de escape en la culata y, si en un motor preparado para competencia, ha habido ensanchamiento del diámetro y pulimentado de estos conductos de la culata, con la misma razón se ha de considerar con atención lo que debe hacerse en los tubos que vienen a continuación, los formados por el colector y el primer tramo de escape.

Lograr un escape perfectamente equilibrado para un motor cuyas características técnicas han sido modificadas no es fácil ya que, para conseguir este objetivo, hay que tener en cuenta y combinar los siguientes valores:

- El diámetro del tubo,
- La longitud del colector,
- La longitud del tubo de escape primario con su nuevo diámetro, y

- La curva de inclinación.

Para obtener el máximo rendimiento de este equipo de expulsión de gases quemados, cuya determinación por cálculo es siempre relativa (pues varía mucho en la práctica), la solución más convincente consiste en partir de una hipótesis realizada bajo el cálculo y pasar luego a realizar pruebas bajo la supervisión proporcionada por un banco de pruebas, probando sucesivas soluciones y comprobando en cada una de ellas los efectos de rendimiento y potencia que se van obteniendo del motor.

En circunstancias de máximo régimen, es evidente que se debe desalojar lo más rápido posible los gases quemados de la cámara de combustión. Para ellos se debe construir un conducto del suficiente diámetro, ya que las pérdidas de carga por rozamiento aumentan con el cuadrado del diámetro. Y también se ha de minimizar las singularidades tales como codos, ensanchamientos, estrechamientos y demás dificultades que se opongan al flujo de gases.

Los problemas que puede aportar todo el conjunto de un sistema de escape que no se esté perfectamente diseñado y acoplado, vienen provocados por el régimen de contrapresiones que el gas quemado, a altísimas temperaturas y velocidades de salida, produce cuando se enfrenta a un tramo mucho más frío contra el que se vierte antes de salir a la atmósfera. Este proceso se analizará más adelante.

3.1.6 Sistema de Escape con Turbo-cargador.

Los sistemas de escape de los motores turbo-cargados son diferentes. Llevan los gases calientes de alta velocidad y alta presión del motor al turbo-cargador. Se deberá conservar esta temperatura, presión y velocidad lo más que sea posible.

En el diseño del turbo-cargador, la turbina incrementa la velocidad del gas de escape, este aumento de velocidad es necesario para mantener la velocidad de la turbina.

Cualquier pérdida de presión o velocidad en el sistema de escape, deberá ser recuperado en la carcasa de la turbina. Por esta razón, no es recomendable utilizar un colector de escape de diámetro extremadamente grande. Es deseable tener tubos de

escape sin obstrucciones, pero éstos son difíciles de instalar debido a la limitación de espacio dependiendo de la distribución y ubicación del motor en el chasis.

3.1.6.1 Aislamiento del sistema de escape. No es raro el aislar la tubería de escape de un motor turbo-cargado para mantener los gases de escape tan calientes como sea posible, y de esta manera ayuda mantener la velocidad de la turbina e el turbo-cargador.

3.1.6.2 Ventajas del Flujo Turbulento. Los gases de escape que salen del turbo-cargador fluirán en espiral como una hélice, figura 9. La dirección de este espiral puede ser la misma o la opuesta de la rotación del rotor de la turbina. La dirección dependerá de la velocidad del gas de escape.

El turbo-cargador se utiliza sobre una gama amplia de velocidades y de potencias del motor. Consecuentemente, los gases de escape a veces irán más aprisa que del rotor de la turbina, y a veces más despacio.

Cuando los gases van más rápido que el rotor de la turbina, girarán en la dirección opuesta a la rotación de la turbina. Cuando su velocidad sea menor que la del rotor, girarán en la misma dirección que la turbina. En cualquiera de los casos, la trayectoria de los gases de escape será siempre considerablemente más larga que si estuvieran saliendo axialmente. Por esta razón, es deseable romper esta rotación y modificar el flujo de los gases a un flujo turbulento. Esto deberá realizarse tan pronto como sea posible después que los gases de escape hayan salido de la carcasa de la turbina.

Una forma de llevar a cabo lo anterior es incorporar un ángulo de difusión agudo en el cuerpo de la carcasa de la turbina, como en la figura 9. Esto obliga a una tubería de escape de gran diámetro a partir de la carcasa de la turbina. Una vez que se ha establecido la turbulencia en el flujo, el diámetro de la tubería de escape puede ser reducido nuevamente.

Una reducción progresiva en la sección recta de la tubería de escape no creará mucha contrapresión adicional y ayudará a mantener el escape sin ruido. En algunos casos hará tan buen efecto que no se necesitará un silenciador.

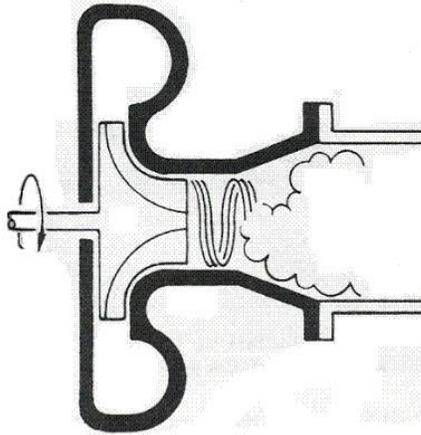


Fig. 9. Descarga de una turbina en una expansión rápida

3.2 FENÓMENO DE PRESIÓN Y SUS APLICACIONES.

A continuación se expone una serie de pruebas realizadas para el estudio del comportamiento de los gases de escape en motores comerciales y de competencia. Estos estudios fueron realizados a través de los años por la industria automotriz, para mejorar la configuración de los conductos de escape y hacer más eficiente la salida de los gases en un m.c.i.

3.2.1 Presión de escape.

Se puede aplicar el concepto de energía del sonido a las fluctuaciones de presión en la tubería de escape. Muchos diseñadores solían considerar la energía cinética del gas de descarga como el principal factor en arrastre. El diagrama de la figura 10 explicará la teoría. Cuando la válvula de escape se abre, hay una liberación de gas a alta presión dentro de la lumbrera y la tubería. Esto imprime energía cinética a la columna que está al frente; como el “tapón” de presión en contacto con el final de la tubería, la energía es transferida a la región de la lumbrera de escape, causando una rarefacción el cual saca los residuales concurrentemente con un incremento en la presión de lumbrera a medida que el efecto cinético decrece.

No significa que esta proposición sea incorrecta; forma una parte esencial del proceso. Pero sobrepuesto como fue en el flujo en conjunto es la presencia del

movimiento de onda pulsátil, en consecuencia de tener que tratar con un medio elástico. Mientras que la columna de gas en conjunto puede ser movida en la tubería en un rango de velocidades de 200-300 pies por segundo, una velocidad mucho mayor es obviamente alcanzada en los picos de ondas presión.

En investigaciones hechas sobre diseño de motores, el énfasis es puesto en la energía cinética del flujo de escape como una ayuda a la auto-extracción de los gases residuales. Mientras esto sea posible, particularmente en el pasado, ingenieros automotrices solían enfatizar este efecto mientras se ignoraba la relevancia del movimiento de onda.

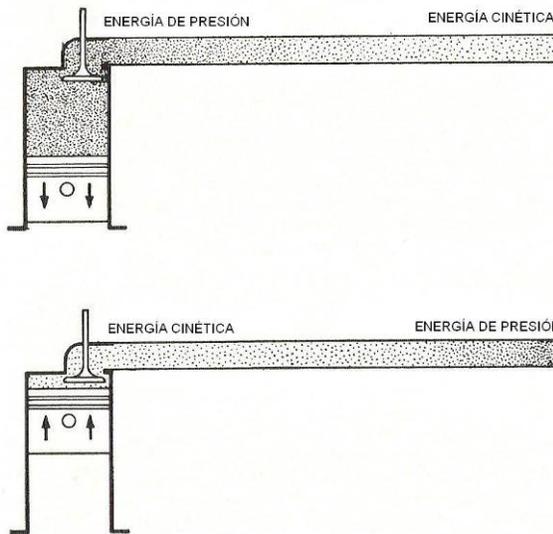


Fig. 10. Teoría de la energía cinética del arrastre.

3.2.2 Formación y Propagación de Ondas.

Cuando la válvula de escape comienza abrirse, pone en contacto dos recintos con una enorme diferencia de presión, una cámara de combustión repleta de gas que aún continúa su proceso de expansión, y un colector a una presión próxima a la ambiental. Esta brusca diferencia crea una onda de presión, que se desplaza por el sistema de escape a una velocidad superior a la de los propios gases.

La magnitud de estas ondas de presión depende de lo brusca que se la maniobra de apertura de la válvula que comunica ambos recintos. Así pues, a altas

revoluciones, y con un perfil de leva de escape muy agresivo, la onda de presión creada será mucho mayor.

Las ondas de presión en el flujo de salida de los gases están formadas por ondas de sonido y movimiento a la velocidad del sonido. En la tarea de iniciar una onda así, independientemente, es necesario un impulso repentino

Una onda viaja a través del tubo de escape hasta a alguna singularidad que la modifique:

Un final abierto, como puede ser el caso de la salida del silenciador. En este caso la onda se ve reflejada convirtiéndose en una onda de rarefacción (depresión) que viajará en sentido opuesto de nuevo hacia el motor.

Un final cerrado. La onda de presión se refleja como otra de presión de las mismas características.

Un final parcialmente abierto, es decir, un ensanchamiento o conducto divergente. En él, parte de la onda sigue su camino, y parte es devuelta como una onda de rarefacción. Si el ensanchamiento es brusco, la reflexión parcial también lo es; si es progresivo, la onda de rarefacción se va formando a lo largo del tiempo y permite aprovecharla durante un mayor espacio de tiempo. (Pero llega más suave)

Un final parcialmente cerrado. Ocurre de igual manera, pero la onda parcialmente reflejada sería de presión. De igual forma puede haber un estrechamiento brusco o conducto convergente que cree una onda reflejada más progresiva.

Una bifurcación, sería una configuración de unión de escape de tipo 4-2-1-2. Al llegar una onda de presión a la bifurcación, ésta se divide entre los dos ramales. Si la sección aparente de los dos tubos es superior a la del tubo original, se formará una onda de rarefacción que retrocederá por el tubo inicial (ya que se trata de un extremo parcialmente abierto)

Una unión, por ejemplo, cuando se llega a unir los colectores de escape a una configuración 4-2-1. Se comporta como una bifurcación, parte de la onda seguirá el camino hacia el escape, y la otra se colocará hacia el cilindro adyacente; y parte retrocederá convertida en una onda de contrapresión

3.2.3 Inercia de columna.

La velocidad del gas de escape a la entrada de la lumbrera es cero en los centros superior e inferior y su máximo está más o menos a media carrera. Y está alrededor de 200 a 300 pies por segundo. Esto es suficientemente alto para un útil aumento de la energía, la cual puede ser preservada para ventaja por el uso de una tubería individual de apropiada longitud desde cada lumbrera. Esto añade todavía otra ventaja para el uso de estos ramales extendidos, todas sumándose para un mejor sistema de escape. Es obvio que cualquier velocidad del gas basada en la velocidad del pistón debe ser cero en el periodo de solape en escape del pms porque la velocidad del pistón es también cero.

Podemos esperar conservar algún efecto cinético, o “inercia de columna” apropiado a través de la carrera de escape para este punto, pero un movimiento de onda a 1400 pies por segundo o más en el gas es ciertamente lo que dará un efecto decisivo en gases viajando por lo menos a unos 200 pies por segundo. Si la onda está moviéndose lejos de la lumbrera ayudará el efecto de inercia; si está midiéndose dentro de la lumbrera vencerá fácilmente la inercia y recargará el cilindro con gases residuales. En el uso de ramales de tuberías largos pudiéramos tener como ventaja quitar alguna de las ayudas para esta recarga que existe en los colectores de escape convencionales, como ya se ha explicado. Así, aun si la onda es altamente desfavorable, su efecto es probable que dé menos pérdida de potencia cuando se usa un sistema de escape especial.

3.2.4 La curva ideal.

Las dos curvas mostradas en la figura 11 indican primeramente que pasa en muchos sistemas de escape, y segundo que debería pasar si todo salió según el plan. En la curva completa, la onda de presión en pmi de la carrera de explosión, con la válvula de escape completamente abierta, se ha producido una recomendable baja presión o rarefacción en A, la cual alivia el pistón de contra-presión durante una gran parte de la carrera de escape. Desafortunadamente, esto es seguido de otra onda de compresión la cual dispara la presión otra vez muy por encima de la línea de presión

atmosférica hasta B, y está casi en el momento en que ambas válvulas se solapan en pms de la carrera de escape. Al cabo de un tiempo la presión es otra vez sub-atmosférica, como en C, donde la válvula esta casi cerrada. Así, aunque los pulsos han ayudado a reducir la contra-presión total por su comportamiento en A, lo mucho más importante que tiene periodo de arrastre, si algo, estuvo interrumpido por la acción de B-C.

Ahora considerando la curva punteada. En este caso, gracias a la reflexión, la resonancia, armónicas ó todas las anteriores, el cual causa una peculiar sección de arco en D, la presión es retenida por un valor de rarefacción más bajo que antes. Por lo tanto, hay mas contra presión (Back-pressure) en el pistón que fue el caso en la curva superior. Pero la rarefacción, sin embargo, al menos en términos de “menos presión”, es prolongada justo al otro lado del pms del periodo de solape, como en E. Estas dos no pueden fallar para dar un arrastre efectivo y para ayudar a inducir una entrada de carga fresca.

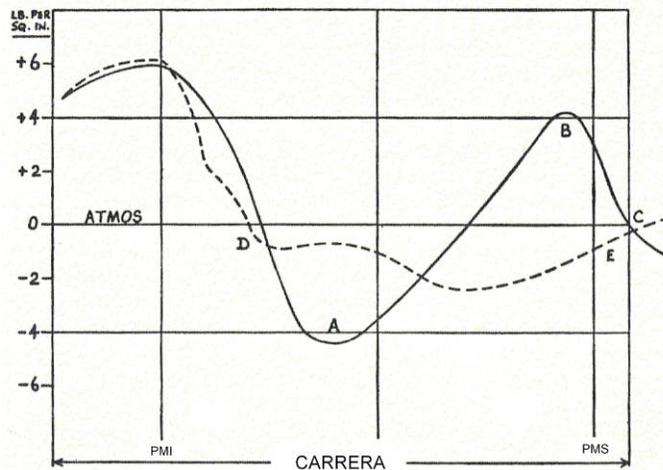


Fig. 11. Curvas teóricas de presión de peor a mejor arrastre.

Alcanzar una curva como esta, ha sido la ambición por años de los investigadores de sistemas de escape. En uno o dos casos, las figuras para par de torsión y hp han sido citadas como justificación para las gráficas de las curvas teóricas tal como se muestra en la figura 12, la cual es tomada para un motor mono cilindro ohv de 500 cm³. En cuanto a esto, está establecido que las pulsaciones de escape pueden dar altas o bajas presiones en la lumbrera, en el momento en que cierra

la válvula. Lo anterior significa un buen barrido del cilindro y una entrada de carga más pura mientras una alta presión resulta en la dilución de la nueva carga por los gases de escape. En la curva de par de torsión mostrada en la figura 13, se ve que a 1100 r.p.m. la columna de inercia favorece la eficiencia volumétrica y esto ocurre nuevamente a 2200 r.p.m, una condición que se ha observado en un número de motores. Puede haber otras razones aparte de la mejora del barrido del cilindro para este incremento de par de torsión. Como ha sido indicado, en mono cilindro con tubería de escape recta presenta el panorama mas simple, como la única reflexión se verá desde el extremo de la tubería, y la longitud la tubería será capaz del ajuste fácil para resonar en tiempo con las revoluciones del motor.

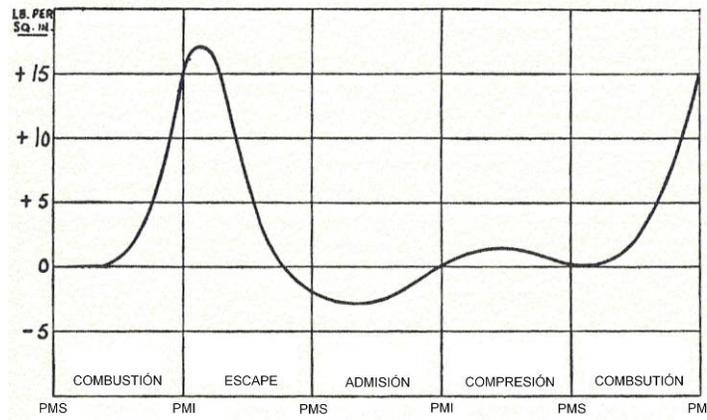


Fig. 12. Forma asumida de la curva de presión de la lumbrera de escape.

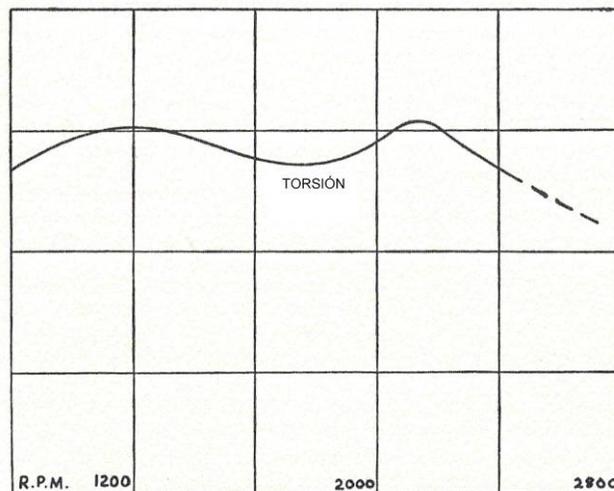


Fig. 13. Curva de torsión en prueba a motor de 500cc ohv, con picos en diferentes r.p.m.

3.2.5 Velocidad de la onda.

Como se mostró anteriormente la velocidad de es afectada considerablemente por la temperatura del gas. La velocidad del sonido es difícil de determinar. Como es sugerido (en referencias bibliográficas) una velocidad de 1700 pulg./s (518,16 m/s) se toma como representativa. Mientras las curvas obtenidas en pruebas experimentales, da una velocidad calculada justo por encima de los 1300 pulg./s (396,24 m/s), la cual es confirmada por la forma de las curvas. Un experimento adicional involucra lecturas de presiones tomadas en la tubería a una distancia establecida, muestra que la onda tomó 0,0025 segundos para viajar una distancia de 3,5 pies el cual da 1400 pies/s. ver figura 14. Es evidente que el pulso inicial puede considerarse mayor que el promedio, y en realidad, tan alto como 1968 pies/s ha sido registrado cerca la fuente. Tales altas velocidades sin embargo son rápidamente reducidas a un valor normal. Una investigación adicional mostró que hay una variación de 1500 pies/s a bajas revoluciones hasta 2000 pies/s a altas velocidades; es considerado que esto es debido al incremento de la temperatura del gas a altas revoluciones del motor.

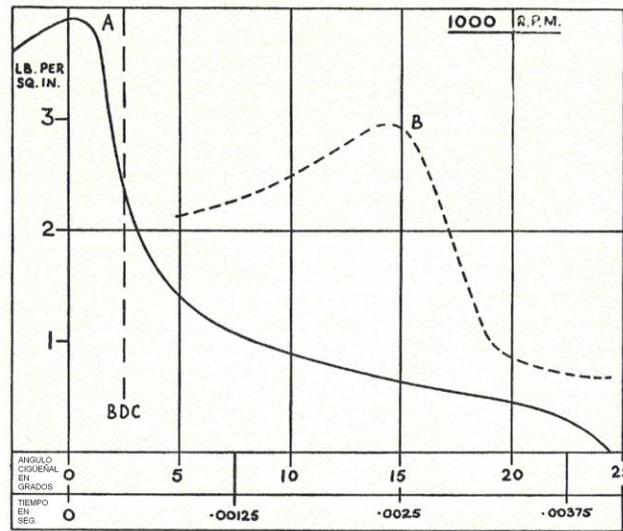


Fig. 14. Tiempo tomado por el pulso de presión para atravesar una longitud medida de tubería desde A hasta B.

En general, se ve aconsejable asumir una velocidad promedio no lejos de la del sonido, ignorando el comportamiento temporal del primer pulso el cual puede ser

mucho mayor. Así el rango 1300-1700 pies/s cubrirá la mayoría de los motores comerciales.

Podemos ahora desde cálculos hasta actuales diagramas indicadores experimentales de presiones de tubería, tomadas previas pruebas bajo condiciones de reinvestigación.

Durante investigaciones durante un periodo de más de 40 años una gran cantidad de data cuantitativa ha sido almacenada y ha demostrado como pequeños problemas pueden alterar la mejora en el diseño de un motor. Lo resaltante de esto es que el estudio cuidadoso da como resultado un panorama general de causa y efecto. A partir de esto, es posible evitar acciones que son perjudiciales a la salida de potencia y sin embargo se debe dejar en claro que no muchos sistemas estándares aplican esta observación. Las curvas indicadoras aplicables da una indicación de primera clase de lo que pasa dentro del sistema e indudablemente ciertas conclusiones certeras que inducen al tamaño, forma y así sucesivamente para tener que ser un buen sistema de escape. Para empezar, se debe investigar las cuatro curvas en la figura 15, las cuales se refieren a un mono cilindro con una tubería recta de 5 pies de longitud.

Cada curva es obtenida por la unión de puntos de presión obtenidos de un sistema de medición de presiones de un intervalo regular y cerrado de rotación del cigüeñal, en un ciclo del motor. Así, la simetría o en otras palabras la forma depende de la presión indicada en ese punto en particular en la rotación del cigüeñal y que puede resultar de la suma algebraica de varias ondas.

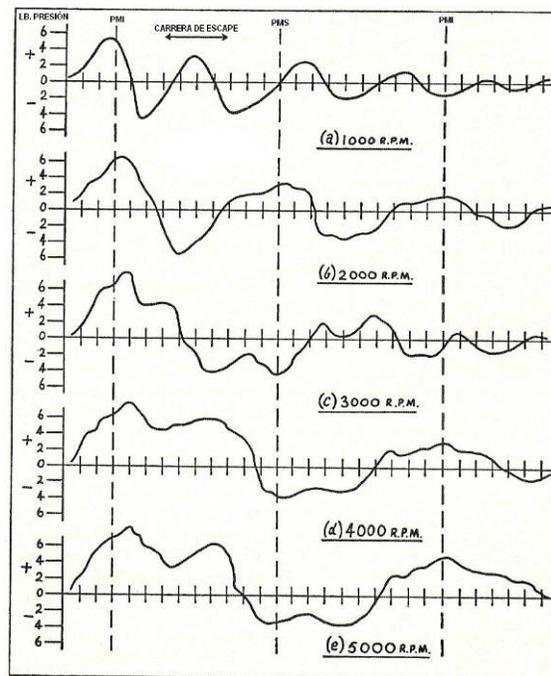


Fig. 15. Mediciones de presión en una tubería abierta de 5' 2'' a varias velocidades del motor.

3.2.6 Lo que muestran las curvas.

Con la longitud de la tubería de escape de 5' 2'', y asumiendo una velocidad de onda de 1300 pies/s, entonces f es igual a 65 ondas/s (de acuerdo a los cálculos detallados anteriormente).

Un estudio de las curvas primero tiende a indicar que difícilmente hay un solo factor similar entre ellas. Las curvas ciertamente demuestran lo que ya se sabe; que es extremadamente difícil obtener la presión que se quiere al tiempo deseado en el ciclo y sobre la mejor parte del rango de velocidad para el propósito. Sin embargo, hay ciertas conclusiones generales útiles que serán consideradas posteriormente.

Se verá que la máxima presión positiva ocurre, como es esperado, aproximadamente en pmi, cuando la válvula de escape está abierta. A bajas velocidades es un poco antes, a altas velocidades es un poco después, y en este punto la presión misma también se incrementa ligeramente con la velocidad del motor.

Como la velocidad, y así la frecuencia de la apertura de la válvula de escape incrementa, la presencia de una onda residual en la tubería de la onda del flujo de gas

previo, mas otras posibles perturbaciones, hacen onda fundamental mas difícil de reconocer en comparación con la curva(a) de baja velocidad. Sin embargo, todas estas extrañas ondas parecen bajar la presión, tomándolo como un promedio sobre toda la carrera de escape. Se puede alcanzar la conclusión que en el caso de estas cuatro curvas, la primera, no muy por encima de la velocidad de mínimo, suele ser de poca significancia. La segunda (figura 15 (b)) muestra que el vacío es malo debido a una presión positiva en pms, pero aquí nuevamente las revoluciones por minuto estarán por debajo del máximo par de torsión de un motor moderno. A 3000 r.p.m. (c), y por encima, las condiciones para el vacío en pms son buenas, pero a 4000 y por encima, hay una persistente alta presión desventajosa durante la misma carrera de escape. Es bastante realizable, con una longitud dada de tubería, obtener una presión dada a solape pms sobre una parte del rango de velocidad del motor. Esto puede, sin embargo, significar la presencia de picos de altas presiones durante la carrera de escape, como en las curvas (d) y (e), y lo esperado es que esto no persista por mas de una cantidad limite para el rango de carrera y revoluciones.

3.2.7 Variando la longitud de la tubería.

No se puede obtener las mismas condiciones sobre un amplio rango de velocidades con una tubería de longitud preparada. Las investigaciones que continuación se presentan son para ver que pasa con una velocidad de motor determinada y variando la longitud de la tubería. Nuevamente se muestran unos diagramas indicadores (figura16), todas con una velocidad de motor 2000 r.p.m. (a) para una longitud de tubería de 5'2" es la misma que la figura 15 a esta misma velocidad.

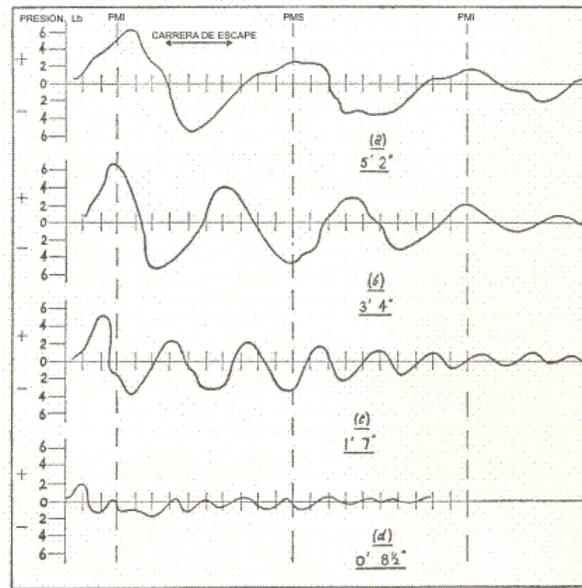


Fig. 16. Registro de presión en cuatro diferentes longitudes de tuberías a 2000 r.p.m.

3.2.8 Presión y longitud de tubería.

En consideración en el sistema completo de curvas, se notará que cuando se usa una tubería muy larga la presión máxima cerca de pmi tiende a crecer a altas velocidades. Si la tubería es mas corta como en la figura 16 (b), todavía se registra una alta presión, pero aun el acortase más da lugar a una baja de presión. Se vería por lo tanto que para una velocidad dada del motor hay una longitud crítica de tubería, que da una máxima presión del primer pulso; incrementando la longitud más allá no resultará en una elevación de la presión. La longitud crítica decrece con el incremento de la velocidad del motor, como se observa en el siguiente cuadro:

r.p.m.	1000	2000	3000	4000
Longitud critica pulg.	3,75	3,0	2,5	1,9

Estos valores fueron obtenidos usando una tubería telescópica cuya longitud puede variar mientras corre y aplicara solo a motores de pruebas particulares, desde que tasa de apertura de la válvula, otras cosas, como un factor importante. Válvulas de apertura lentas se usarían para tuberías más largas mientras que para un motor de muy altas velocidades la longitud sería de menos de 2 pies.

Se encontró también que la longitud crítica incrementa ligeramente, pero no mucho, con el incremento del calibre de tubería. A una constante de 2000 r.p.m. la misma longitud da a continuación la presión de onda máxima para diferentes diámetros:

Área pulg. ²	1,0	1,5	2,0	2,5
Presión lb./pulg. ²	12,5	9	6,3	4,7

Para los diámetros de tubería comúnmente usados, la presión de onda máxima es aproximada inversamente proporcional al área de la sección transversal de la tubería. La tabla también da una guía práctica para calibres convenientes de tubería. Para motores de 4 cilindros de 2 y 1,5 litros la capacidad individual de cada cilindro sería de 500 y 375 cm³ respectivamente. El calibre de la tubería corresponde a un área de sección transversal requerida que sería 1,625 pulg. y 1,375 pulg. en cada caso. Sin embargo estas dimensiones también serian determinadas para alguna extensión del tamaño de la lumbrera del motor.

3.2.9 Presión y velocidad del motor.

Una importante característica también mostrada por las curvas es la variación de la presión máxima con la velocidad del motor. La figura 17 (a) muestra primeramente los pulsos positivos para varias velocidades trazadas en base a revoluciones por minuto. La figura 17 (b) se muestra la forma y presión del primer pulso en función de tiempo. De esto se verá en (b), como decrece la duración del pulso, la máxima presión y la tasa de crecimiento de ambos incrementa.

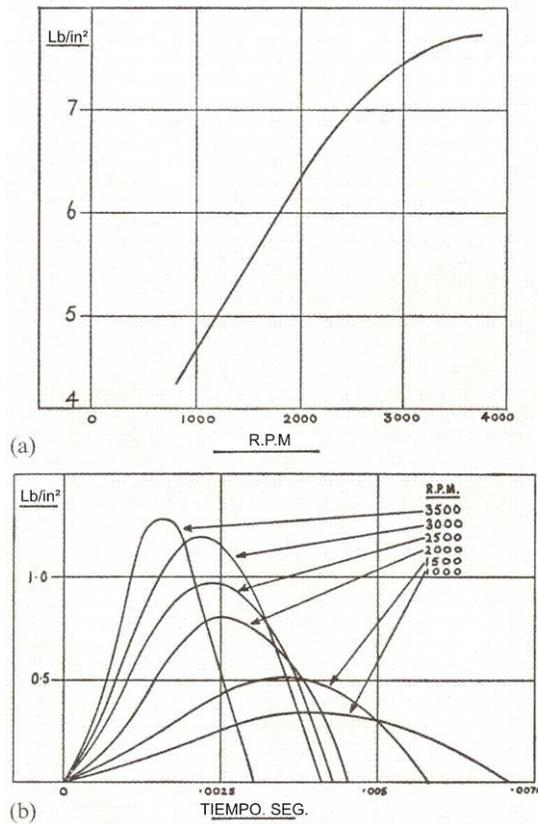


Fig. 17. Variación del pulso primario de presión con velocidad del motor y tiempo.

De la figura 17 (a) se podría ver que la elevación de presión tiende a decrecer a velocidades del motor mayores. Pero como las máximas r.p.m. mostradas son algo moderadas por estándares modernos estas no son concluyentes y, de hecho, sería probable que la curva se mantenga subiendo a altas velocidades del motor. Por lo tanto, para dichos tipos de diámetro de tubería se requiere que sean más largos que una diseñado para operar a r.p.m. moderadas.

La extensión de la onda en la tubería varía con la velocidad del motor pero es útil tener una idea de la presión a lo largo de esta. Pruebas indicador tomadas en varios puntos de la tubería son mostradas en la figura 18. Mientras estas fueron obtenidas con una tubería que fue muy larga para una correcta representación de un pulso, inafectado por ondas residuales, se obtuvo para mostrar que una presión alta persiste sobre una longitud considerable.

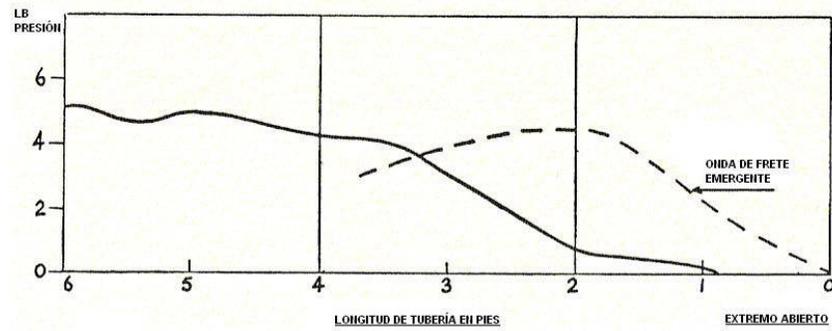


Fig. 18. Mediciones de presión a lo largo de la tubería, mostrando la persistencia de picos de presión.

En una onda de alta presión, si se confinó a una tubería o al aire libre, la parte que tiene la mayor intensidad tiende a viajar más rápido que la más baja y este resulta en un gradiente de presión del frente de onda convirtiéndose en muy abrupto. En la figura 19 se muestran dos formas de una onda. La línea continua A es la onda cuando deja la lumbrera de escape, y la línea punteada B muestra la misma onda después de desplazarse 9 pies de tubería.

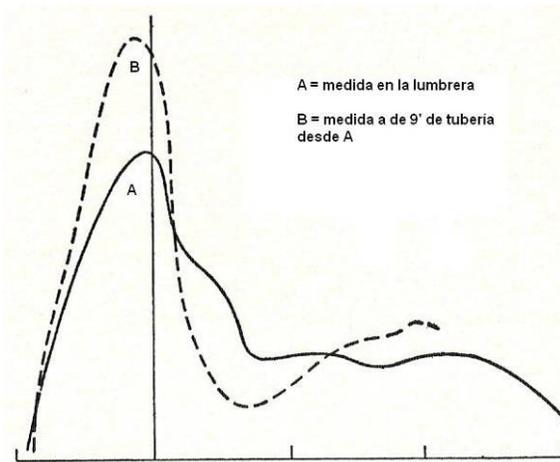


Fig. 19. Curvas muestran paso de onda de frente a una distancia desde su foco.

3.2.10 Resonancia.

Al menos un diseñador en el pasado atribuyó un incremento útil de par de torsión a la teoría que la tubería estuvo pulsando en su propio periodo y en tiempo con la válvula de escape, así produciendo un buen periodo de baja presión en la lumbrera en solape pms. Obviamente, esto puede ocurrir como se observa en algunas

curvas. Sin embargo, una afirmación más dudosa, es que dichos efectos ocurrirán a múltiples velocidades del motor; esto quiere decir, que si hay un buen incremento de par de torsión a 1000 r.p.m. también habrá uno a 2000. Esto no puede ser confirmado desde cualquiera de las curvas; si se observa la figura 15 (a) para 1000 r.p.m. no tendrá ninguna semejanza con (b) a 2000, mientras que a 3000 y 4000 (curvas (c) y (d)) hay por lo menos una presión sub-atmosférica donde se quiere.

3.2.11 Presión en tuberías largas.

Considerando la figura 5.7 (d) se ha mencionado que después del crecimiento inicial de la presión hay otro crecimiento durante la carrera de escape. A una baja velocidad las curvas comparables no muestran este segundo incremento mantenido a la misma extensión, la caída de presión muy temprana desde el positivo hasta por debajo de la línea atmosférica. La magnitud del crecimiento a altas velocidades es tal que no puede ser resultado de una onda residual, tal como debería tener una onda su temprano efecto, y debería en cualquier caso ser muy pequeña. Hay un caso de evidencia donde muestra que un motor de alta velocidad el gas se precipita en la tubería con una considerable carga de velocidad. Tiene que acelerar el gas ya en la tubería y debe, por lo tanto, traduce parte de su velocidad de carga en carga estática. A demás, el suministro de esta alta velocidad de gas es limitado, y pronto disminuye; esto causa un decrecimiento de presión cerca del motor y un incremento 2 o 3 pies a lo largo de la tubería. Así una onda de presión empieza a retornar hacia el motor, y está adicionado en el punto observado en la curva.

Ahora si el diámetro tubería se incrementa en por lo menos 50 por ciento en el punto donde toma a lugar el incremento de presión, la onda de presión incrementada casi desaparecerá; la caída de presión es mucho más rápida, y esto se mantiene bien incluso cuando la longitud de tubería aumenta. Esto confirma la explicación anterior, puesto que dicho incremento en el área de sección transversal reducirá la fuerza necesaria para acelerar el gas que ya está en la tubería y elimina la presión acumulada.

El proceso de investigación del incremento de diámetro ha mostrado otro desarrollo interesante, en este la mayor longitud de diámetro vibra en su propio periodo, es posible combinar las ondas para dar una gran caída de baja presión después del pulso positivo inicial.

3.2.12 Colector multi-cilindro.

El tipo usual de colector de hierro fundido es con una sola salida a la tubería principal y una salida corta desde las lumbreras de escape, la onda desde cada cilindro individual aparece muy claramente a velocidades muy bajas del motor. Sin embargo, como la velocidad aumenta la tendencia es para toda la curva para levantarse sobre la línea atmosférica y muestra una fluctuación de la presión todo el tiempo. Obviamente bajo estas condiciones habrá una contrapresión apreciable, particularmente a altas velocidades del motor, y en el lado de este el uso de cualquier solape en todos parecen ser de valores dudosos. Sin embargo como es indiscutible que usualmente el solape incrementa el par de torsión incluso a muy bajas revoluciones por minuto se puede asumir que la cesación del movimiento del pistón hacia arriba en escape pms y su inmediato reverso del movimiento hacia abajo tiene una influencia favorable en la presión en la vecindad inmediata de la lumbrera. Si no el recargo de los gases de escape puede ser muy serio. Este efecto es mostrado en la figura 20, tomado de una prueba donde se obtiene la presión a lo largo de la tubería en un motor 6 cilindros de 2,75 litros teniendo un único colector con una salida y un captador corto para las lumbreras. Un único diámetro constante de tubería permite a un silenciador por absorción y los registros de presión son tomados al final del colector opuesto a la brida de la tubería.

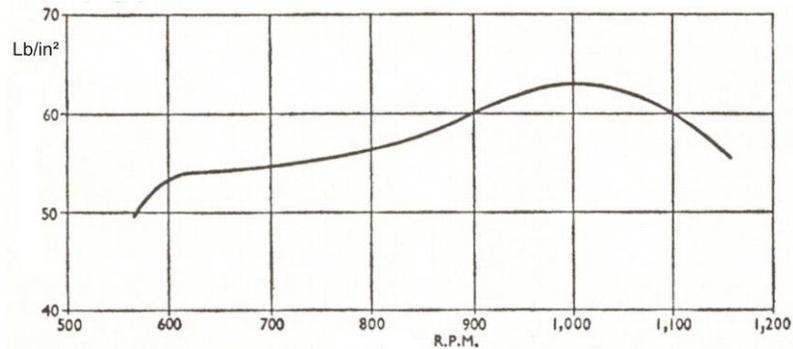


Fig. 20. Curva torsión-velocidad del motor de auto-inducción.

En la curva (a) será visto que hay un pulso en A de cada cilindro, justo antes del pmi, seguido de una rápida caída hasta la sub-atmosférica en B. En el último punto la línea punteada muestra como la curva probablemente continuaría por debajo de la presión atmosférica por mucho tiempo, no era por el pulso de presión viniendo del cilindro de al lado; esto se repite en cada apertura de la válvula de escape. Las condiciones para el par de torsión son buenas, como hay una apreciable caída de presión en pms mientras que cada uno de los pulsos de presión inicial es reducido en amplitud por tener adicionado la parte negativa de la onda anterior.

Las curvas (b), (c) y (d) demuestran que como se eleva la velocidad esas condiciones no persisten. Hay una tendencia de que toda la curva valla por encima de la línea atmosférica, mostrando una fluctuación positiva de la presión en todo el tiempo. Ésta es la condición que aproxima al uso de un tubo de comunicación de unos 5 pulg. de longitud teniendo un silenciador recto en su extremo.

En el caso de los colectores diseñados con tuberías largas individuales de cada punto, se ha indicado cuando las últimas son usadas y correctamente combinadas en la tubería o tuberías principales es evidente una muy pequeña contra-onda (back-wave) y esa hipotética curva se dibuja (figura 21) mostrando la presión en la lumbrera de escape; esto asumiendo ramas de cilindro de longitudes aproximadamente iguales.

La curva de la figura 21 está basada en un tiempo T igual a 120 grados. La base es que el pulso primario desde cada cilindro tiene un efecto despreciable entre ellos, afectando solo las ondas en sus propias lumbreras. Sin embargo, sus reflexiones interactuarán, las reflexiones desde las lumbreras 2, 3 y 4 retornaran a la lumbrera 1 y

el sistema entero entonces resonará como coincide la reflexión sucesiva de los cuatro cilindros. La amplitud de onda como un resultado igualará la que sería obtenida con una tubería corta separada en cada cilindro (V). Con un tiempo T de 180 grados la reflexión positiva y negativa producirá un amortiguamiento completo después de que ha pasado el pulso inicial primario.

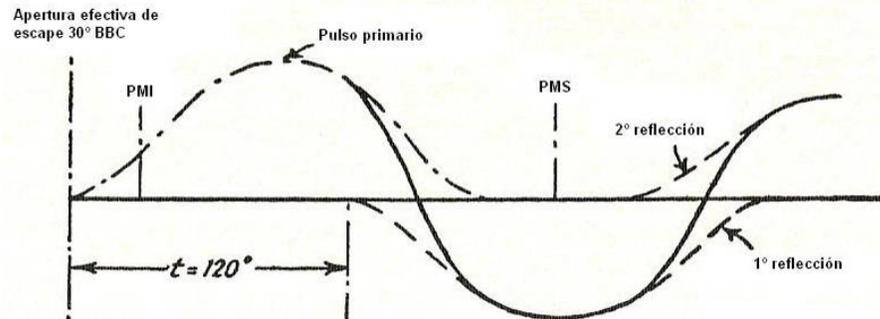


Fig. 21. Curva hipotética de presión en la lumbrera escape cuando son usados ramales cilíndricos de longitud graduada.

Deber ser enfatizado que una tubería dimensionada en concordancia con lo precedente puede que no se obtenga el funcionamiento deseado y las mismas reservaciones importantes aplican como fue detallado en el caso de la formula similar para una sola tubería. El no poder predecir una buena parte de la acción de onda (wave action) es bastante evidente desde los experimentos detallados y por lo tanto es bastante imposible aceptar una solución teórica a su valor de cara.

3.2.13 Sub-división del colector

El método usual de sub-división, como se muestra en la ilustración (figura 22), apunta a obtener una descarga de escape a iguales intervalos, en la ensambladura da las ramas distribuidos en parejas o tríos, en un cuatro o un seis respectivamente. Un diseñador de escapes para carreras estableció que la interacción puede ser utilizada por lo que el flujo de escape de un cilindro ayuda a extraer desde el de al lado en secuencia, formando y proporcionando el sistema convenientemente. Mientras que esta generalización hace poco para indicar la disposición en mente, se

ha encontrado de la discusión con los diseñadores de tubería que lo siguiente es una teoría popular.

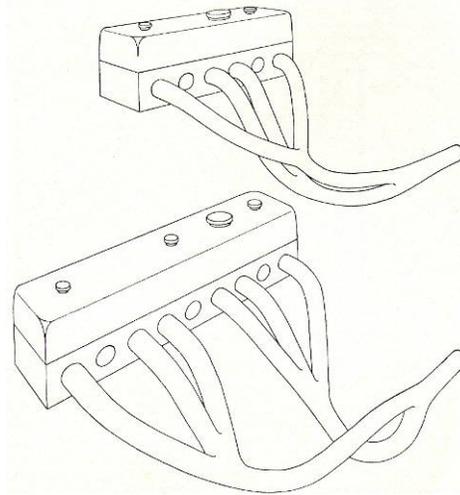


Fig. 22. Sub-división en colectores de escape para obtener iguales intervalos de descarga en uniones de ramales.

Imagine una tubería en forma de “Y” con los dos extremos superiores conectados a la salida de los cilindros de cuatro, la extremidad vertical forma el bajante. La alta velocidad de descarga del cilindro del lado izquierdo hacia abajo por la tubería adecuada y como pasa el empalme en la mitad creará un vacío en la tubería del lado derecho; y, por supuesto, viceversa cuando descargue el cilindro del lado derecho (ver figura 23).

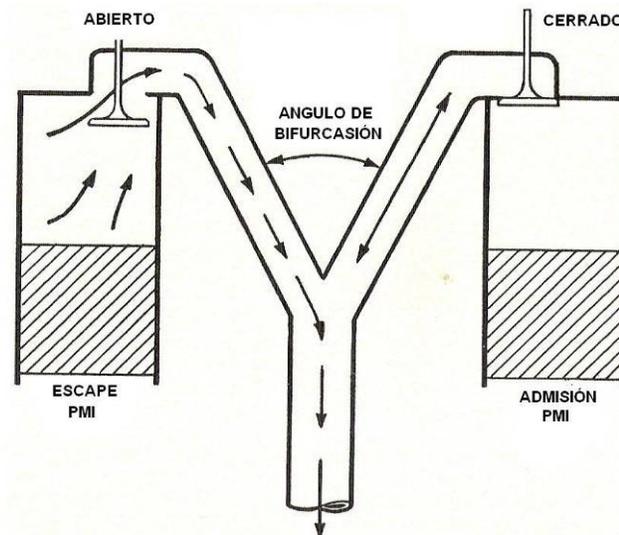


Fig. 23. Teoría de arrastre asistido del cilindro por sub-división del ramal.

No hay evidencia para sustentar esta teoría. El indicador ha demostrado que es absolutamente posible que una onda positiva de presión desde un cilindro vaya alrededor de la esquina en el empalme de las tuberías y atasca la otra extremidad; entonces la onda actúa en oposición a la descarga cuando esa válvula se abre. Esto particularmente puede ocurrir, naturalmente, si el empalme está muy cerca de las lumbreras, si las ramas son indebidamente cortas.

3.2.14 Interferencia.

Se puede considerar después los resultados a ser esperados por un proceso deliberado de permitir interferencia entre barrido de cilindros, estando este unido a las tuberías en una manera específica en puntos lejanos de las lumbreras. Algunos diseñadores y fabricantes consideran que la principal característica para obtener buenos resultados, y en particular prevenir una contra onda desde el empalme Y, es el ángulo de bifurcación; si este es 40 grados o por debajo, el ultimo efecto será insignificante, y 30 grados, es frecuentemente usado. Mientras que es verdad que un pequeño ángulo pueda inducir el flujo de masa en la dirección correcta, algunos experimentos han demostrado que el ángulo tiene un efecto insignificante de hacer propensa la onda a ir en retorno.

Si se considera el diagrama en la figura 24, la intención es descubrir que pasa cuando la onda inicia desde la lumbrera en A al extremo abierto de la tubería principal en C. esto es, que cantidad de la onda va hacia la otra rama DB, y como esto afecta a la onda AC. La disposición experimental fue arreglada con la lumbrera de escape conectada al punto A en B es una pieza "T", un extremo que está conectado a una tubería de final abierto mientras que el otro está acoplado a una tubería de dimensiones iguales pero cerrado en su extremo E con un tapón.

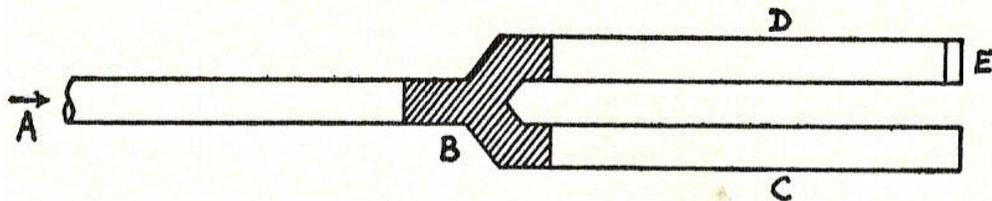


Fig. 24. Sistema de tubería experimental para la investigación de la acción de interferencia.

Se tomaron cinco puntos de presión a lo largo de la tubería, en la figura 25 (a) se muestra la posición de las tomas indicadoras de presión. También muestra la variación de presión en siete diferentes posiciones del cigüeñal desde el pmi hasta 90 grados después del pms. En la figura 25 (b) muestra estos ángulos, junto con las presiones instantáneas en cada uno de las cinco tomas de medición de presión. Analizando las curva de la figura 25 (a) se nota lo siguiente: en 1 la presión esta a un máximo en A, luego decrece gradualmente a B y más rápido a D. en 2 cae en A, tiene un máximo en B y se eleva en E. en 3 la presión baja hasta la atmosférica en A, pero crece a un grado notable en D y nuevamente en E, a pesar del hecho que presumiblemente la onda inicial tiene su amplitud a la mitad en la bifurcación B. este fenómeno de onda de sonido incrementando enormemente en amplitud cuando alcanza el final de la tubería es generalmente referido a trabajos en acústica. Es útil darse cuenta que tales altas presiones se satisfacen y están absolutamente en orden. En 4 y 5 la presión ha caído rápidamente, mientras en 6 es toda negativa desde A hasta D.

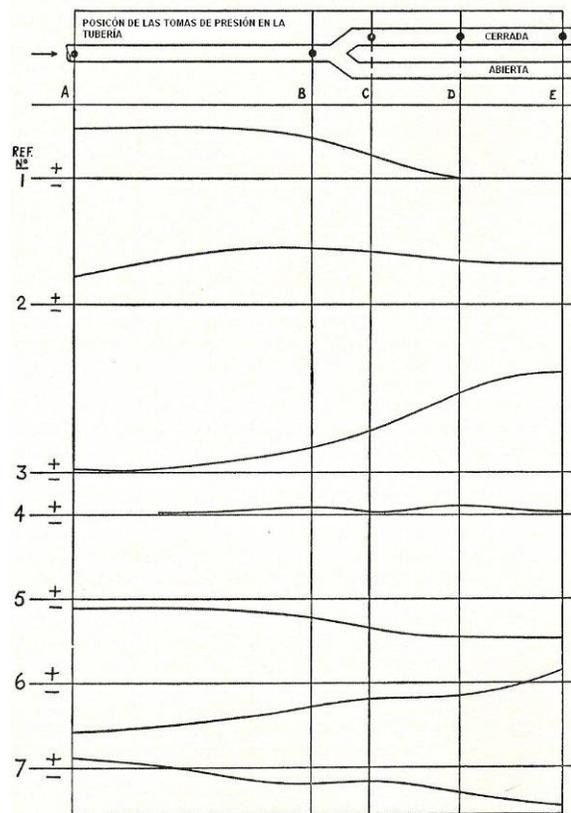


Fig. 25(a). Mediciones de presión a lo largo de la tubería hasta el extremo del ramal cerrado para varios ángulos del cigüeñal.

Se nota que la longitud trancada BE, que se le puede llamar tubería de interferencia, tiene dos efectos principales sobre la tubería asociada abierta. Primero disminuye el sonido de impacto; segundo altera la variación de presión en la lumbrera A, la parte donde llega a la presión sub-atmosférica es mucho después que en el caso de una sola tubería. La cantidad de este retardo en terminas del ángulo del cigüeñal depende de la distancia de desde la lumbrera A hasta la unión B y de la longitud de la tubería de interferencia.

Estas últimas dimensiones son de considerables importancia para diseñar un buen sistema de un tipo en el cual las tuberías se funcionan a cierta distancia de las lumbreras; los experimentos precedentes muestran de manera concluyente que hay mucho más en esto que simplemente una cuestión de asegurar el flujo sin obstáculos. De hecho en esta razón no hay objeción a las curvas absolutamente agudas, por

ejemplo es a veces necesario en las lumbreras, para conocer los requerimientos de instalación.

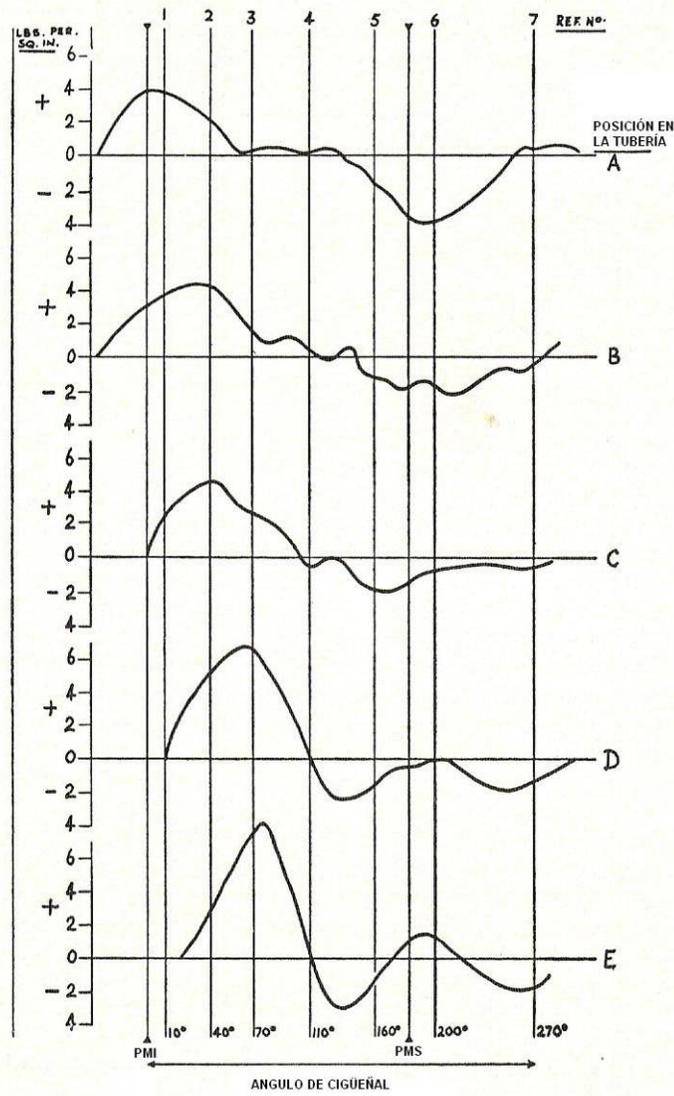


Fig. 25(b). Mediciones de presión por encima de 270° de rotación del cigüeñal para cada punto de presión.

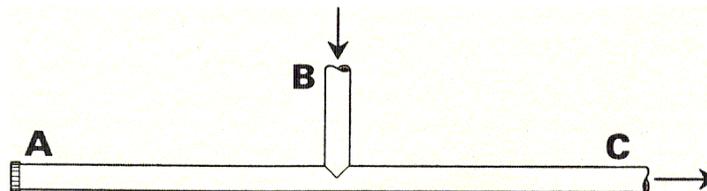


Fig. 26. Otro sistema de tubería experimental para investigación de Interferencia.

3.2.15 Aplicación de interferencia.

En la aplicación de los principios de interferencia para usos prácticos, el objeto es obtener una condición favorable de baja presión en el periodo de vaciado alrededor de pms, y cubriendo lo mas posible un amplio rango de r.p.m. del motor. A altas velocidades del motor, usando una sola tubería de 4 pies de longitud desde la lumbrera, se obtiene un buen efecto a altas r.p.m, por encima de las 3800 r.p.m., pero con muy malos resultados a medias r.p.m. 3000 r.p.m. A este ultimo rango de velocidad mencionada se puede esperar que el primer retorno de onda se propague por sobre el periodo de pms, impidiendo así el vaciado. Una mejora sería extender la porción positiva de la onda inicial, seguido por una extensión de una onda negativa semejantemente extendida. Con una tubería de interferencia, esto puede ser alcanzado. Considerando la disposición de la tubería en la figura 26 la cual muestra una tubería de escape de longitud BC colocada con un ramal BA cuya salida está anulada. El pulso de presión que recibe en B moverá ambos a la salida de la tubería en C y también dentro del ramal BA anulado, y una reflexión desde el extremo en “blanco”, A seguirá sobre el pulso que es ya parte de la vía a lo largo de BC. De esta manera habrá dos picos de onda en secuencia en vez de una. Esto se muestra en la figura 27. Las presiones de los dos picos de onda son menores que si no se hubiese colocado el ramal de interferencia BA, y la consiguiente depresión es menor, pero la mejora importante se encuentra en el hecho de que la depresión es bien esparcida más allá de pms. Las condiciones a 2000 r.p.m siguen siendo buenas, como se muestra en la curva superior de la figura 27. Esta condición favorable persistirá a velocidades mucho mayor. Otro buen efecto es que las dos ondas amortiguan entre ellas bastante rápido. El mejor resultado experimental se obtuvo con una tubería de interferencia larga de 18 pulg. fijada a la tubería de escape cerca de la lumbrera; sin embargo, la longitud depende del rango de velocidad requerido. Si más que la dimensión indicada, la primera onda muy amplia, y el ensamble sería conveniente para un motor de baja velocidad.

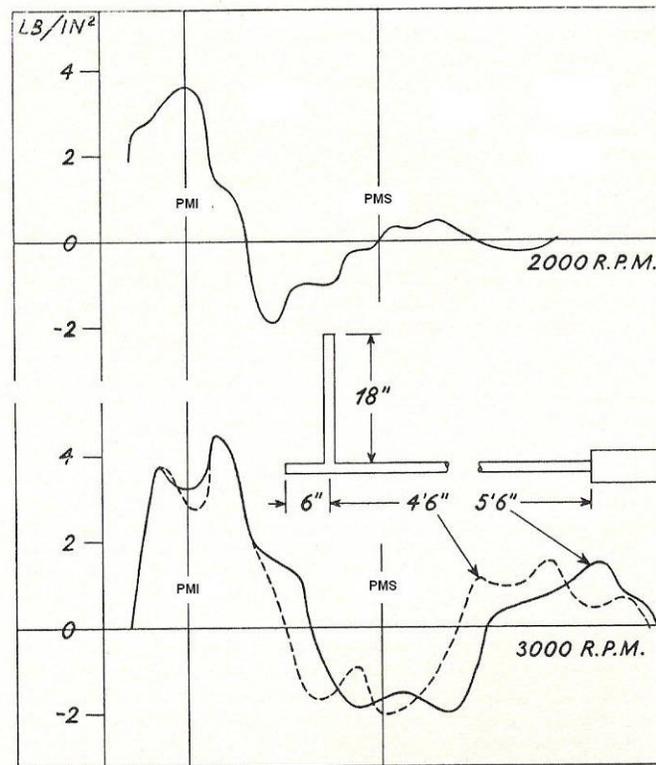


Fig. 27. Mediciones de presión tomadas del sistema mostrado en la figura 26.

3.2.16 Acción de la interferencia.

Considerando nuevamente la disposición de la figura 5.21. Cuando los dos tubos de escape se combinan según lo descrito anteriormente, hay una tendencia fuerte de la rama (AB) hasta el empalme a vibrar en su propio período, encima del período de la longitud entera de la tubería; igual se aplica a la rama inactiva, o a la longitud de interferencia. Como se ha establecido, la influencia de la longitud al empalme debe afectar el resultado de este fenómeno y esto ha sido investigado. En la figura 28 (a) y (b), la curva punteada es la usualmente usada en la lumbrera del motor, la curva de línea continua se toma para el extremo en blanco de la rama de interferencia. Un punto importante con respecto a la elevación de presión en el extremo cerrado es el corto tiempo tomado por la presión para alcanzar su máximo. El tiempo calculado para una onda al comenzar desde el motor y viajar por el empalme al extremo cerrado deberá ser mayor, y absolutamente lógico para una onda de solamente algunas pulgadas de largo; pero la onda que es tratada se extiende sobre

varios pies de tubería, como ya se mostró. Lo que ocurre es que mientras la presión se incrementa al final de un ciclo, también crece a lo largo de la tubería y retrocede por el otro extremo de la Y, así a todo lo largo está a altas presiones incluso antes que el máximo se alcance en el motor. La alta presión conocida en el extremo en blanco se ha mencionado ya, y ésta no persiste por solamente un tiempo corto. El período de la onda pequeña AB en la figura 28 (a) es levemente más corto que la calculada para una longitud de 18 pulg. En b, para los 3'3". de longitud, los períodos varían algo pero es aproximadamente correcta.

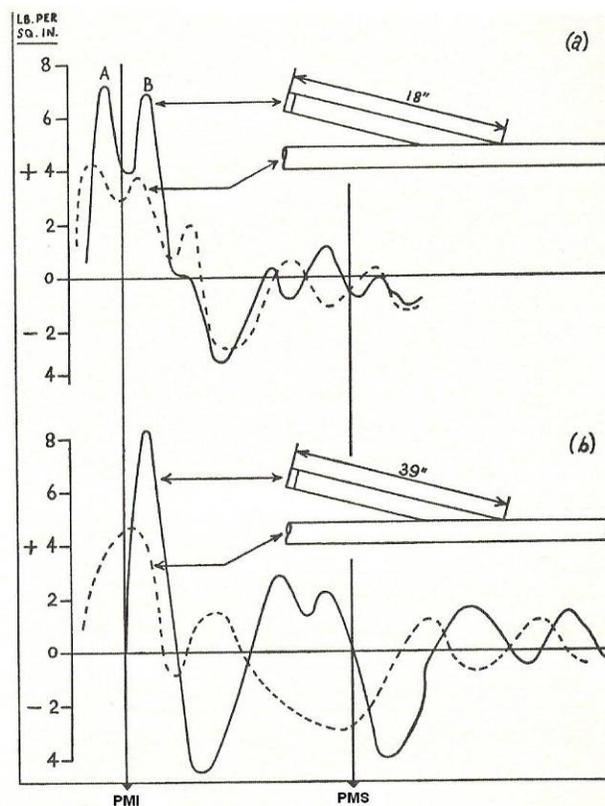


Fig. 28. Presión en lumbreras de escape y en extremo cerrado de ramal de interferencia.

3.2.17 Conclusiones de la prueba.

La configuración experimental de la figura 29 da alguna información útil como aproximaciones a un tipo muy común de sistemas divididos. Las ramas individuales de cilindros son bastante cortas, y se unen a bajantes gemelos; uniéndose posteriormente a una tubería principal, seguido por un silenciador de absorción.

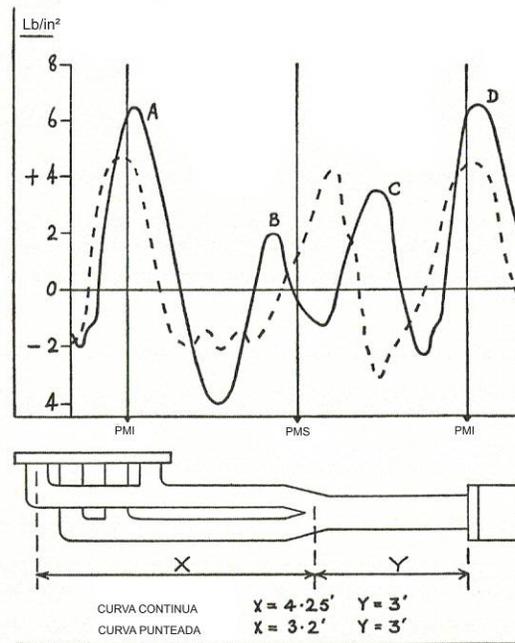


Fig. 29. Presión en las lumbreras de escape con el múltiple de escape sub-dividido. Motor de cuatro cilindros.

En la primera prueba, las longitudes de tubería fueron de 4,25 pies para X y 3 pies para Y. en la curva completa, el periodo de onda AB desde el cilindro número 1 corresponde a la longitud de la tubería X y muestra que esta longitud está en vibración independiente. Debe haber otra onda siguiente, de menor amplitud que B, pero en vez de, una onda gira desde el ramal de los cilindros centrales y empuja la presión hacia arriba como en C. Después de esto la onda positiva siguiente de agrega a la nueva proveniente del cilindro número 4 en D. Lo mismo ocurre en A.

Con la distancia X reducida a 3'2", se obtiene la segunda curva punteada. Mientras los periodos en este caso son bastante parecidos, se mantiene una fuerte onda que viene desde el otro ramal, así que la elevación es mucho antes que el pms.

En la curva de la figura 5:27 los dos ramales se mantuvieron separados y conectados a una caja que tiene 15 veces el volumen de barrido de un cilindro, esta caja esta seguida por un silenciador estándar. La distancia X fue 6'9". Se verá que el efecto es bastante bueno, estando la presión por debajo de la atmosférica antes del pms, pero crece mucho antes por el retorno de la onda. Esto fue en cierto grado

debido a que el silenciador daba una restricción indebida; aun cuando el efecto mejoraría a altas velocidades.

Se estableció por este experimento que la caja de escape proporciona un buen grado de independencia entre los ramales, teniendo poco efecto al deshabilitando un ramal completamente desde la caja.

Un sistema de cuatro cilindros diseñado para hacer uso del fenómeno de interferencia requeriría la mitad o menos de longitud en sus ramales de cilindros cuando estos son arreglados para que operen independientemente. Los ramales interiores y exteriores están unidos a esta distancia, siendo conducidos los dos bajantes a una caja de escape seguido por un silenciador, o a un silenciador de doble entrada incorporando dicha caja.

Luego de que los pares de tuberías acopladas a los cilindros 1-2 y 3-4 hayan sido unidos, los dos ramales resultantes no deberían unirse a una distancia muy apreciable. El sistema se muestra con esta característica en la imagen 7 mientras que en la imagen 8 se muestra que todos los empalmes se unen cerca. En el caso anterior es bastante posible que la acción de interferencia sea perjudicada por una onda proveniente del empalme mas bajo. Por ejemplo, con la válvula de escape del cilindro N° 1 casi cerrada, dicha onda podría emitirse del cilindro N° 3, cuya válvula de escape está abierta y liberando gas a alta presión. No siempre es posible arreglar los empalmes de tubería en una posición ideal por las dificultades de la instalación, y si los empalmes están inevitablemente casi juntos, la desventaja puede ser aminorase haciendo la tubería final un diámetro apreciablemente mayor en este punto.

CAPÍTULO IV.

DISEÑO DE SILENCIADOR.

A continuación se presenta un marco teórico básico para la comprensión del funcionamiento de un silenciador de flujo directo. Este tipo de silenciadores son aquellos que tienen elementos que se oponen al flujo de gases en circulación. No solo se emplea para el flujo de gases de escape de un m.c.i. también para filtrar sonidos en sistemas de refrigeración, en flujos de compresores y turbinas industriales. En fin, estos silenciadores, o como también se les dice, filtros acústicos, tienen muchas aplicaciones en el campo de ingeniería.

La acción de un silenciador se rige por dos principios generales: 1) *Absorción*: la transmisión de energía sonora puede reducirse por la absorción de una gran parte de la energía incidente en el interior de la conducción. 2) *Reflexión*: cuando una onda sonora que se mueve a través de una conducción llega a una discontinuidad en donde la impedancia acústica es mucho más alta o mucho más baja que la impedancia característica del conducto, solamente una pequeña fracción de la energía acústica fluye a través de la discontinuidad. El resto de la energía se convierte en una onda reflejada que se origina en la discontinuidad y vuelve en dirección a la fuente.

4.1 ELEMENTOS DE SILENCIADORES.

Los elementos de los silenciadores son los componentes que conforman el silenciador para cumplir con su función de disminuir el ruido producido por los gases de escape.

4.1.1 Cámara de expansión

Es un tanque cilíndrico vacío donde los tubos de entrada y salida se encuentran en los dos extremos a lo largo del cilindro. Las cámaras de expansión múltiple son construidas colocando dos o más cámaras de expansión en series y conectándole tubos internos o externos para su comunicación entre ellos.

4.1.2 Cámara de resonador.

Consiste en una parte de volumen cerrado, conectado al tubo de escape del motor por tubos u orificios, perpendiculares al eje del tubo de escape. Las cámaras de resonador son colocadas como una rama proyectada desde el lado del tubo escape, o como una cámara concéntrica anular con el tubo de escape. En este tipo de silenciadores y en otros donde el elemento de disipación es colocada en “paralelo” con el tubo de escape, los gases de escape, como un todo, no es requerido que fluya a través de la cámara como si fuera un tipo de cámara de expansión. Un silenciador de múltiple resonador consiste un dos o más resonadores idénticos espaciados a iguales intervalos a lo largo del tubo de escape.

4.1.3 Combinaciones

En este tipo de silenciadores se combina los dos componentes anteriormente explicados.

4.2 DISEÑO DE SILENCIADOR.

Para un buen diseño de un silenciador es importante tener en consideración varios aspectos fundamentales. Durante los años la industria automotriz ha invertido tiempo y dinero para el desarrollo de pruebas y experimentos en este campo, siempre con la finalidad de conseguir mejoras sustentables para el mejor desempeño de los motores automotrices. A continuación se expone varios experimentos y resultados, que son accesibles en las referencias.

4.2.1 Reducción de sonido.

El principal problema en el silenciar es reducir a un aceptable grado el ruido emitido por la descarga de gases de escape, sin perjudicar el vaciado efectivo del cilindro.

El sonido solo puede desaparecer en un espacio cerrado por la acción de verdaderas fuerzas de disipación, como conducción térmica y viscosidad; simplemente modificando las ondas de sonido con irregularidades es en vano.

Con respecto a la conducción térmica, debe destacarse que la disipación del sonido por este medio no quiere decir simplemente enfriamiento del gas. Muchos motores expulsan agua de la cola del tubo de escape después de un encendido en frío, que indica una temperatura suficientemente baja para condensar el vapor de agua presente. Sin embargo, el efecto en el sonido es insignificante y por consiguiente cualquier demanda de reducción de sonido que valga la pena ser alcanzada por enfriamiento puede discutirse. En términos prácticos, los silenciadores del tipo a el cual nos referimos reducen el ruido por fricción, la cual convierte la energía de onda en calor.

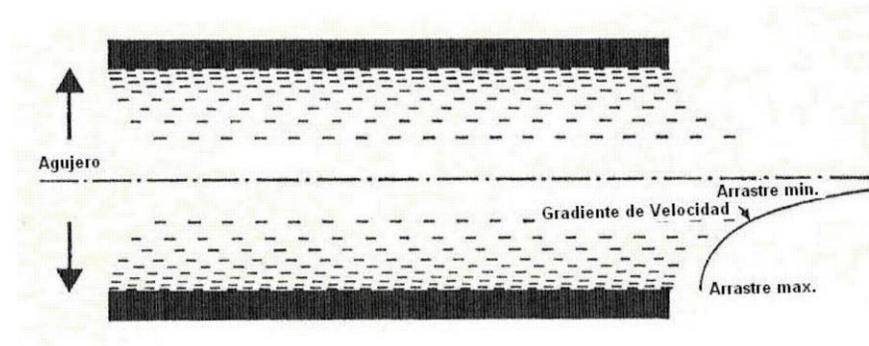


Fig. 30 Principio de arrastre de viscosidad en onda de sonido.

La viscosidad es un término bastante familiar cuando está aplicada a los líquidos, pero es de igual importancia en la consideración del movimiento del gas y la fricción resultante. Si se supone una onda de sonido pasando entre dos superficies lisas paralelas separadas solo por una pequeña abertura el efecto viscoso puede hacerse claramente. La capa de aire en contacto con cada una de las superficies será estacionaria, mientras que en la distancia central, o a la mitad de separación entre las superficies, será mínima en la resistencia del flujo de aire. Así hay un gradiente causado por la viscosidad, variando desde cero en las superficies hasta un máximo en el punto donde la resistencia cesa su efecto.

La cámara de expansión originada probablemente como un intento de emplear el método tradicional de silenciado de motores estacionarios para uso de vehículo. Para aclarar la importancia de la supuesta expansión de los gases en tal caja, será evidente que si la presión del cilindro en el momento en que la válvula de escape está

abierta es 60 o 70 lb./pulg.² y la presión en la tubería está alrededor de la atmosférica, una apertura súbita de la válvula reducirá rápidamente la presión, que es disipada por la propulsión del gas a través de la lumbrera de la válvula dentro de la tubería; en otras palabras, el gas se expande dentro de la tubería. De los diagramas indicadores, la presión del lado de la tubería de la válvula nunca es más que unas pocas libras por encima de la atmosférica, incluso bajo las peores condiciones de contra presión más el retorno positivo de acción de onda (wave action).

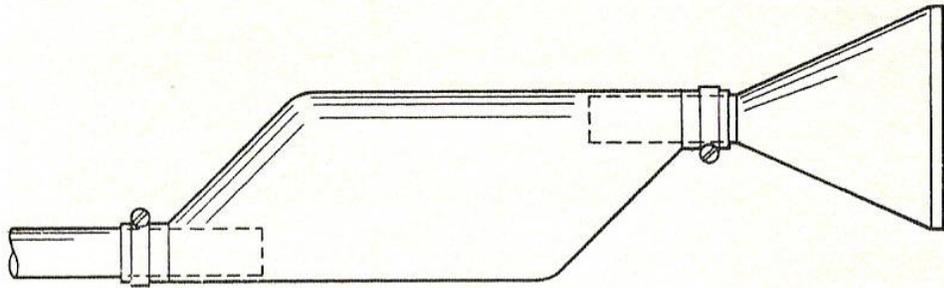


Fig. 31. Sección de silenciador con cola de pez.

El atractivo de la caja de escape desde un punto de vista de silenciar es la ausencia virtual de cualquier restricción al flujo del gas, en la vía de los deflectores etc. Un buen efecto para silenciar puede ser comprobado considerando una caja como la que se muestra en la figura 32. Obviando el concepto de un flujo continuo del gas de escape, imagine una onda de presión entrando en A la cámara será llenada en presión reducida y así si la entrada A y la salida B son de igual área se puede suponer que la energía de onda se dividirá y retornará a través de A y saldrá a través de B. Esto sin embargo solo ocurrirá si el volumen de la cámara es suficiente para alojar por completo la onda, pero una caja de este volumen sería difícil de alojar particularmente en un carro pequeño o motocicleta.

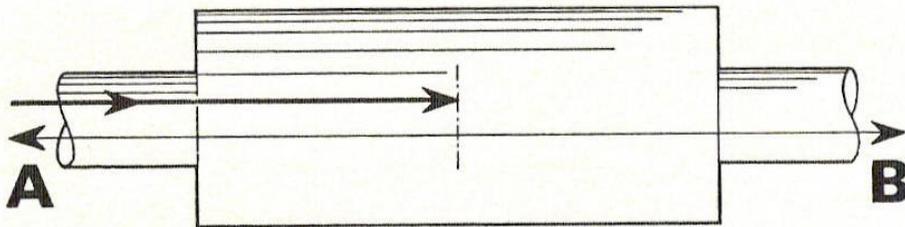


Fig. 32. División y salida de onda de energía después de entrar a cámara de escape.

4.2.2 Salida restringida.

Para mejorar el efecto de silenciar en este tipo de silenciadores, se insistió con la adición de una salida de cola de pez invertida para disminuir el ruido, y se realizó la prueba en una cámara con y sin esta parte confirmando lo que se sospechaba, que la cola de pez tenía un efecto considerable en esta dirección. Las curvas de la figura 33 muestran en (a), (b) y (c) respectivamente la onda de sonido con una tubería abierta, solo con caja y con la cola de pez. La reducción en la amplitud de onda comparada con (a) fue 25% para (b) y 52% para (c). La caja usada para esta prueba tenía una capacidad de 10 veces el volumen barrido del cilindro, pero es importante notar que la tubería de salida estaba ligeramente más grande en área que la de entrada. La cola de pez redujo el área de salida a 18% menos que la entrada, lo cual cuenta para el amortiguamiento de la onda resultante.

Es evidente que una reducción en el área de la tubería de salida del silenciador es confiada para el efecto de silenciado de dimensiones muy grandes, independientemente del tipo de silenciador.

4.2.3 Silenciadores de Absorción.

La construcción de silenciadores del tipo absorción, o comúnmente llamado resonadores, es generalmente común. El tubo principal perforado que pasa a través de la carcasa externa es generalmente blindado en una chaqueta de fibra de vidrio contenida en el espacio anular; otras sustancias son usadas algunas veces, tales como virutas de acero y malla de alambre. El principio de operación es que las ondas de sonido pasan por la tubería principal penetrando a través de las perforaciones dentro del material absorbente compactado y hay un amortiguamiento por fricción; el amortiguamiento es usualmente eficiente en las ondas de más alta frecuencia. La curva de la figura 34 muestra una prueba de un resonador estándar con una longitud de 18 pulg. y un diámetro de 4 pulg., la tubería central es de 1,75 pulg. de diámetro. La reducción en la amplitud de la onda es del 26%, mientras que dos silenciadores similares en serie dieron 61%. Sin embargo, la aparente reducción del nivel de ruidos

al oyente fue mucho mejor que la que sugiere la figura, a causa de la eliminación de las ondas de mayor amplitud.

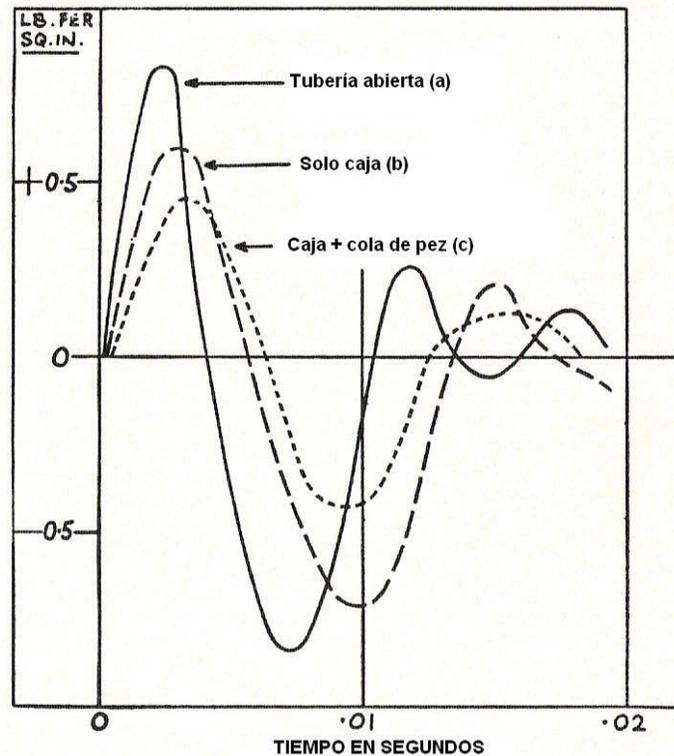


Fig.33. Reducción en ondas de sonidos emitidas con cámara de escape.

Es importante notar que reducir la amplitud de onda no alarga apreciablemente el periodo de la onda resultante (contrario a la creencia general de que el amortiguamiento del movimiento armónico debe hacerlo). Esto considera el hecho de que carros de alta velocidad equipados con resonadores, frecuentemente emiten un zumbido musical, que es causado por la presencia de los pulsos individuales a una frecuencia suficientemente alta para producir la música.

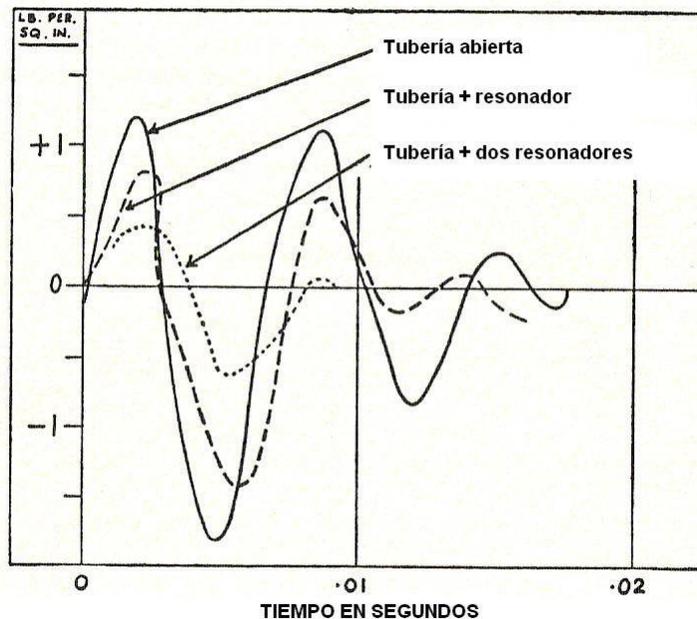


Fig. 34. Reducción en amplitud de onda de sonido emitida desde silenciadores de absorción (resonador).

4.2.4 Consideraciones de diseño.

Mientras sean más pequeños los agujeros a través de los que tiene que pasar la onda, más grande será en grado de amortiguamiento por fricción. Sin embargo, independientemente del tipo de silenciador tales agujeros no son responsables de la obstrucción por depósitos y esto limita su tamaño mínimo. En el tubo principal perforado de un resonador no hay tanta tendencia a la obstrucción como cuando los agujeros están directamente en la corriente del gas, pero aun en este caso, 0,11 pulg. es el mínimo diámetro deseable, con una separación de 0,25 pulg. Si los agujeros son punzonados hacia la cubierta absorbente en vez de estar perforados limpiamente, como se muestra en la figura 35, el resultado del efecto boquilla el flujo dentro de la cubierta, pero obstruye su retorno a través de la vía principal. Este efecto aunque útil no debe ser sobre valorado puesto que parece que una onda puede pasar a través del agujero con una prontitud mucho mayor que en el caso con un flujo continuo de gas.

Con respecto a la cantidad y disposición del material absorbente, el contenido de energía de la onda amplia puede ocupar cualquier valor por encima de 6 o más pies de 1,625 pulg. de calibre de tubería a una presión de 3 lb./pulg.² por encima de la

atmosférica. Si tal energía es para ser absorbida por el movimiento de una pequeña porción de gas pasando hacia dentro y fuera del material absorbente, estará claro que el espesor debe ser considerable. Este espesor o profundidad es representado por la diferencia en radio entre la carcasa y la tubería principal; no debe ser menor que 1 pulg. y preferiblemente mas de 1,5 pulg. Mientras que la consistencia de la profundidad es deseable, lo que significa que es frecuente una carcasa de sección circular por razones de la separación con el suelo al usar una sección ovalada. Siempre y cuando se mantenga la profundidad mínima no hay objeción, pero las superficies planas se deben evitar debido a su tendencia a redoblar.

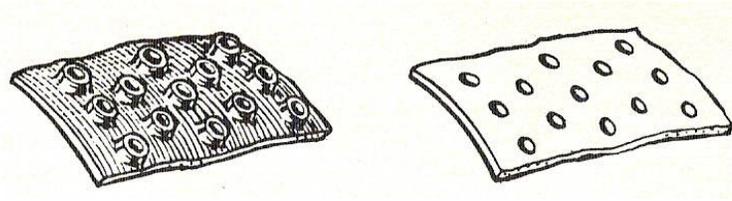


Fig. 35. Rebaba de agujeros en la pared de la tubería principal da un efecto superior en comparación con perforaciones limpias.

Por la misma razón la cubierta exterior debe estar hecha de metal con un espesor adecuado, particularmente como también está sujeto a estragos de humedad dentro y fuera.

4.2.5 Tamaño de la cola del silenciador.

Es frecuente pensar que, porque la vía principal no está obstruida por ningún dispositivo deflector, el resonador no tendrá efecto de contra presión. Esto no es verdad en la práctica incluso cuando el calibre es inalterado desde la entrada hasta la salida; algunas contra presiones deben ser creadas por la fricción interna en las paredes de la tubería. Sin embargo, con un diámetro constante de la ruta ciertamente será muy pequeña pero allí puede también ser insuficiente el efecto de silenciado a menos que un medio adicional sea incorporado al sistema. Si el calibre de la salida y cola de escape es menos que el de la entrada, el silenciador ya no podrá ser considerado como recto. La reducción en el diámetro de salida obviamente establece

una resistencia incrementada, pero su efecto fomenta el movimiento de la onda en la cubierta y esto, junto con el calibre de salida más pequeño, reduce el ruido.

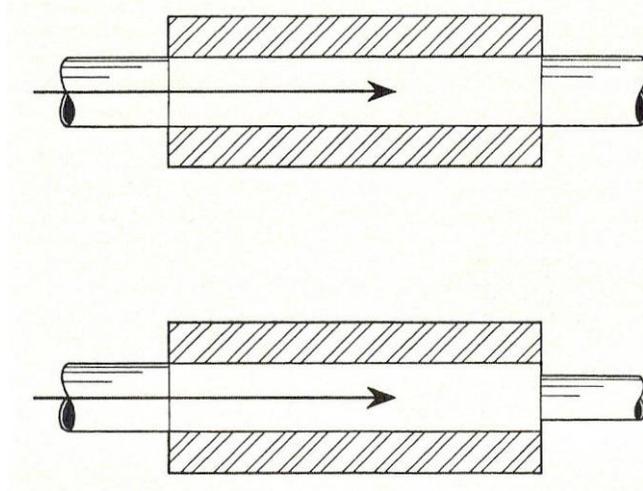


Fig. 36. Diámetro constante a lo largo del recorrido (arriba) da una resistencia mínima al flujo, pero una salida de diámetro reducido (abajo) adiciona un efecto de silenciamiento.

Si la reducción en la salida se mantiene dentro de los límites razonables, digamos de 1,625 pulg. de entrada a 1,5 pulg. de salida o el porcentaje equivalente, no deber ser apreciable una pérdida de energía (ver figura 36).

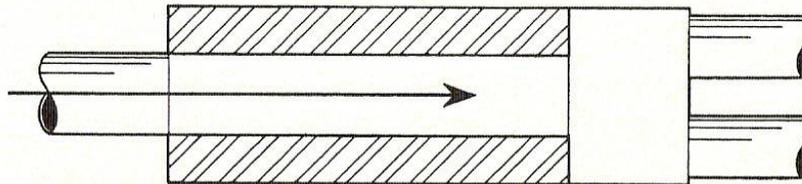


Fig. 37. Cámara incorporada en el cuerpo principal puede mejorar el silenciado en periodos de resonancia, y también facilitar el uso de cola de tubo de escape doble.

Muchos diseños incorporan cámaras llanas adyacentes al silenciador apropiado y combinado en la carcasa principal. La intención de eso es generalmente reducir o eliminar el incremento de ruido que algunas veces ocurre a ciertas velocidades del motor y se sobrepone un tipo de nota de martillo resonante en el tope del ruido suave.

4.2.6 Silenciado de motores tipo motocicleta.

Con su menor cantidad de cilindros y usualmente mayor solapamiento de válvula, el motor de motocicleta impone problemas de silenciado peculiares.

Debido al limitado espacio disponible en casi todos los casos, muchos silenciadores de motocicletas son del tipo tubular medidos desde 12 a 18 pulg. de longitud y 3 a 5 pulg. de diámetro. Mientras que el resonador no es usado con frecuencia, es probablemente el peor diseño posible para tal propósito. Aparte del tamaño pequeño necesario, la naturaleza intermitente, alta velocidad de la descarga de gas es perjudicial para la reducción de ruido efectiva de ambos medios y una vida satisfactoria del silenciador. Se han observado casos donde, después de un serio incremento inicial en el ruido emitido, una prueba del silenciador mostró que el material absorbente, después de una desintegración gradual, ha sido soplada fuera del cola de escape a través de las perforaciones en la tubería principal.

Varias diseños alternativos están sin embargo disponibles, más robusto internamente y teniendo deflectores o pasos formados que dirigen el flujo del gas. En cualquier diseño, la construcción interna reduce el ruido simplemente manteniendo atrás parte de la onda. Por lo tanto el tipo ahora será referido como silenciador de contra presión.

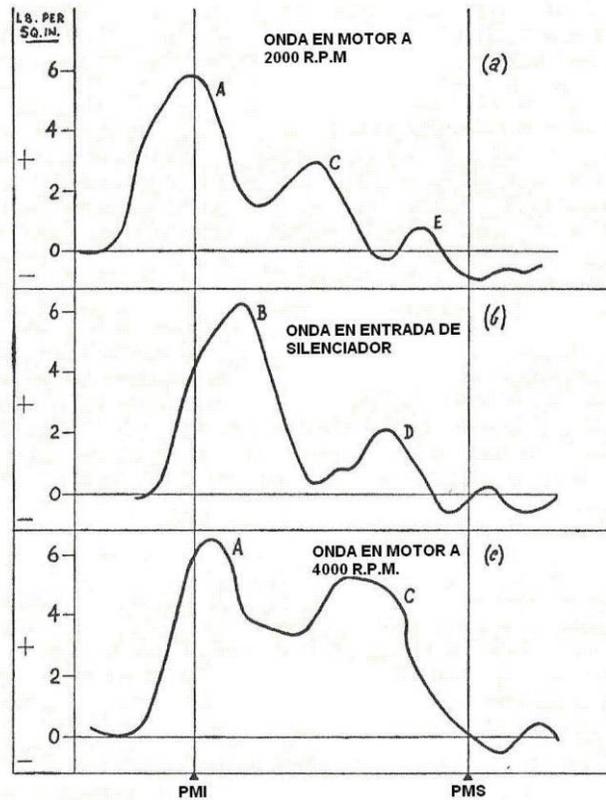


Fig. 38. Prueba de contra presión en un motor de 500cm³.

Las primeras dos curvas en la figura 38 fueron tomadas (a) en la lumbrera de escape y (b) en la entrada al silenciador, con un silenciador de contra presión ensamblado en un motor experimental de 500cm³. Será visto que la onda inicial A viaja al silenciador, se amontona en B, se refleja de nuevo al motor en C, reaparece en el motor en D, y se devuelve al motor otra vez en E. La energía de onda es así en parte disipada en fricción, el resto escapa a través del silenciador, pero no de una vez. A las más altas velocidades del motor no hay tiempo para más de una reflexión de onda, y si el segundo pulso tiene tiempo para partir antes de que la válvula de escape se cierre después del pms, aunque un cierto trabajo negativo será agregado inevitable a la carrera de escape pistón. Esto está claro de la curva (c).

Una característica notable de muchas tales pruebas con los silenciadores de contra presión que tienen construcción interna muy variante es que todas dio prácticamente la misma curva de presión e incluso curvas de ruido similar, sin

embargo al oído los sonidos no eran iguales. Esto era evidentemente debido a la presencia de las ondas de alta frecuencia que algunos tipos suprimieron mejor que otros. Algunos de los tipos probados están mostrados en la figura 39.

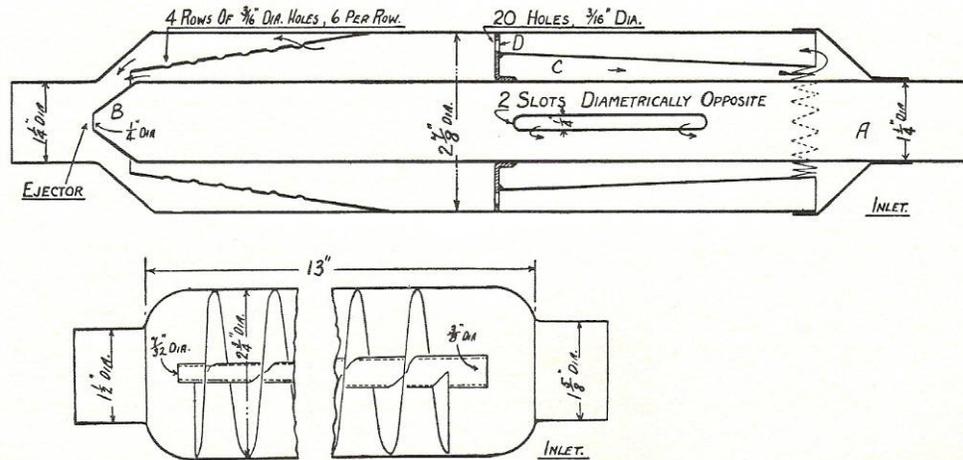


Fig. 39. Dos tipos de silenciadores de contra presión de buen diseño. Arriba Scott-Howarth; abajo Carbjector.

Es absolutamente factible diseñar un silenciador práctico que funcione en principios lógicos y es al mismo tiempo suficientemente compacto y robusto para las condiciones del uso común con este tipo de motor.

4.2.7 Silenciador de contra presión.

Asumiendo que un silenciador del tamaño mencionado y montado en el extremo por lo menos de tres pies del tubo de escape (medidos desde la lumbrera del cilindro), los posibles métodos de reducción de ruido puede ser señalado como siguen:

- a. Área de salida reducida.
- b. Cámaras en serie.
- c. Pasos cónicos (incluyendo cola de pez).
- d. Interferencia por flujo invertido.

El primero por supuesto es muy efectivo pero la reducción de ruido debe ser considerada en relación con el flujo de gas y chequeo de las ondas largas, de modo que el efecto en las ondas cortas sea accidental.

Respecto a (b), cámaras en serie son mucho más eficaces que una caja única, presumiblemente porque las ondas cortas se atrapan en cada cámara y son reducidas progresivamente. En el caso de los pasos cónicos (c) incluyendo los cuellos, el movimiento de las ondas de sonido en los cuellos cónicos y pasos curvados se ha estudiado. Aparece que una onda acústica que entra por el extremo grande de un cono en parte está reflejada de la superficie y vuelve así en sí mismo, dejando que una proporción de la onda salga por el extremo pequeño. El incremento de la intensidad de esta última onda no es así en proporción con las áreas de los dos extremos del cuello. Por ejemplo, cuando la proporción del área de los extremos es 7,8:1, la proporción de las intensidades es 3,1:1, con el anterior en 33:1, el último será 7,9:1. Esto demuestra que como se agranda el ángulo del cono, la cantidad de energía reflejada llega a ser mayor.

En el caso de una cola de pez, sus lados forman un paso cónico que puede o no tener un decremento en el área de la sección transversal. Los experimentos demostraron que incluso cuando el área era constante había una reducción distinta en ruido de alta frecuencia. No hay duda que la cola de pez es el adjunto más eficaz para silenciar, en ambos motores de carro y motocicleta, y es lamentable que tienda a ser una víctima de la moda actual. En lo que respecta a (d) la dificultad en la aplicación del principio de interferencia miente en el hecho de que el ruido está compuesto de las notas de diversas frecuencias, con las cuales es imposible tratar. Sin embargo, una cantidad justa de supresión del ruido fue obtenida por el arreglo experimental mostrado en la figura 40.

Es esta la tubería AB está taponada en B y tiene una ranura larga CD en su pared paralela a la accisa del diámetro. Una cubierta EF fue fijada a la tubería, estando abierto el extremo E y el de F cerrado. La intención del montaje era que la onda pase desde C hasta D como se muestra, y en la ranura interferirá con la parte que ya salió y el cual regresa bajo la cubierta desde D a C.

Con la cubierta posicionada como se muestra, y el extremo abierto E que hace frente al extremo que entra por A de la tubería, había una disminución definida del sonido. Si sin embargo la cubierta fue invertida de modo que el extremo abierto E estuviera en el extremo tapado B de la tubería, no habría disminución. Esto se parecería demostrar que la acción de interferencia redujo el ruido considerablemente y esto fue confirmado cuando se probó en el motor. Desafortunadamente una buena longitud es necesaria para efecto mayor pero aun una longitud corta, tal como podía ser puesto en un silenciador, tiene cierta influencia y la vale en el principio de cada pequeña porción.

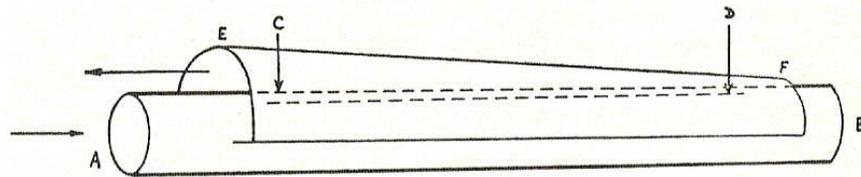


Fig. 40. Arreglo para investigación de la acción de silenciado por contra flujo.

4.2.8 El diseño proyectado.

La combinación de los principios usados en diseñar el silenciador de contra presión demostrado en la figura 41 será detallada ahora. El gas entra en A y emerge del embudo B a través de dos ranuras una en cada lado, en la pieza cónica C. se escapa en el punto D de la separación y deja el compartimiento externo a través de un agujero E, de dónde un tubo perforado lo conduce a una cola de pez F.

Mientras que el ya mencionado pulso de la presión del motor tiene que ser reflejado detrás y además esta reflexión debe ocurrir lo más cerca posible, consecuentemente el volumen de la primera porción o parte del silenciador debe mantenerse pequeño. Es importante en cualquier silenciador que ninguna de las ondas de sonido que entran, a cualquiera de sus frecuencias, puedan afectar directamente a la carcasa externa, a menos de que este sea de un metal mucho más pesado que el que es usual; la cantidad de ruido que pasará a través de una pared de metal es asombrosa. Así, tenemos el gas primero chocando el embudo y luego regresando a través de las ranuras dentro del cono C. el primer chequeo real viene en el punto D donde el área

de paso es 1,4 pulg.². Ambos el gas y las ondas de sonido son así prevenidos de chocar la carcasa con su energía completa. En el paso de D a E el gradual de aumento área de sección transversal tiene la ventaja de ofrecer menos resistencia de inercia a la iniciación del flujo.

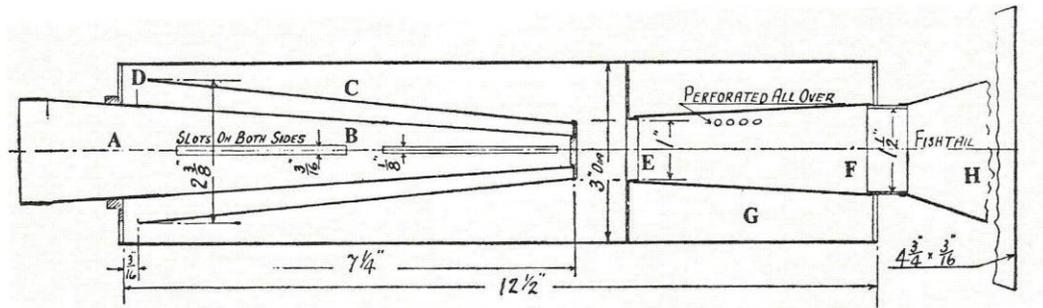


Fig. 41. Diseño exitoso de silenciador basado en enumerados principios.

El área de paso en D es determinada por su separación de $3/16$ pulg. desde la placa de fondo. La separación fue obtenida por el montaje del primer ensamble del silenciador, menos la carcasa, en la tubería de escape y con el motor funcionando a válvula completamente abierta y 2000 r.p.m. Como el cono C puede ser empujado cerca de, o lejos de, el reborde del extremo, así la separación podría ser variada. La cantidad de ruido y la contra presión según lo demostrado por el indicador son simultáneamente observadas y una solución tuvo que ser atacada entre estos dos tipos de problemas. Una separación menor a $3/16$ pulg. es indeseada, puesto que cualquier reducción de esta debido a los depósitos tendrá efectos desproporcionados. Un poco más de separación está por supuesto en orden, con la condición de que el nivel de ruidos se conserve dentro de los límites. Se coloca la carcasa con su deflector y agujero central E agrega considerablemente a la onda debido al diámetro pequeño de 1 pulg. en E. este diámetro está probablemente en el lado pequeño pero el objeto era obtener el máximo efecto de silencio posible sin que la contra presión llegue a ser demasiado grande para ser aceptable.

La consideración final aparte de la cola de pez era el cámara pequeña G a la izquierda en el extremo de la carcasa. Era obviamente indeseable agregar cualquier cosa que aumentaría adicionalmente la contra presión y la solución fue conectar E a F

por medio de una pieza cónica perforada en su superficie con agujeros de 3/32 pulg. de diámetro, los cuales agregaron una útil cantidad de amortiguamiento.

4.3 PRUEBA DE SILENCIADORES DE CONTRA PRESIÓN.

Dos silenciadores montados a tuberías de 3 pies de longitud en un motor ohv de 500 centímetros cúbicos con dos lumbreras de escape de una sola válvula dan las curvas mostradas en la figura 42. Se verá que la onda reflejada produce una contra presión considerable durante la última parte de la carrera de escape, pero se aleja la presión sub-atmosférica en el pms. Esto considera el hecho que el esfuerzo de torsión medido en el freno era mejor que sin la tubería o el silenciador, aunque por supuesto una tubería abierta de una longitud seleccionada para la velocidad habría dado una cifra más elevada. En cualquier caso, a velocidades por encima de 4000 r.p.m., la onda reflejada era demasiado atrasada para dar presión atmosférica en el pms como será visto en la curva de la figura 43.

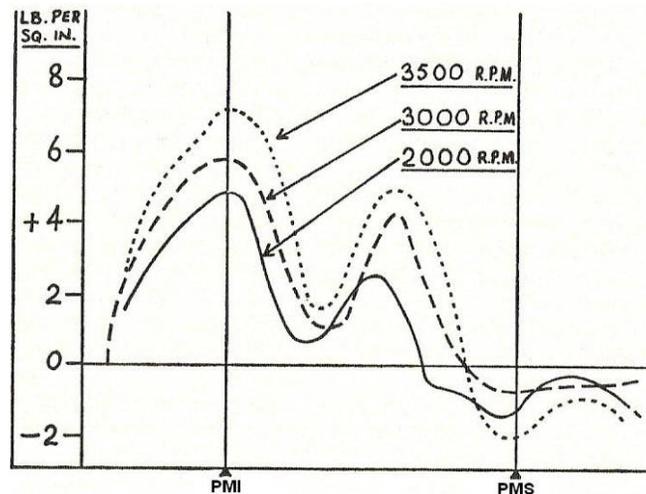


Fig. 42. Curvas de presión en lumbrera de escape con silenciador Morrison en posición.

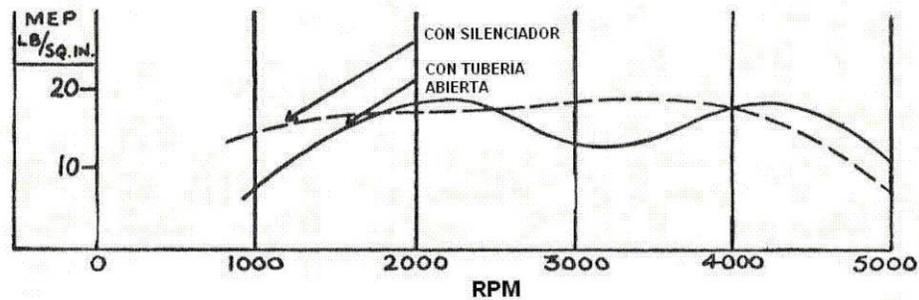


Fig. 43. Variación de mep con una tubería de escape abierta en comparación con un silenciador.

Al investigar las curvas una característica interesante es que los valores del esfuerzo de par de torsión del freno con el silenciador en operación dan una curva bastante plana, mientras que una tubería abierta varía considerablemente. A 1500 y 3200 r.p.m. los silenciadores eran mejores que las tuberías abiertas, pero no eran tan buenos en 2200 r.p.m., o a 4000 r.p.m. y por encima.

Para mejorar la operación en alta velocidad la única medida es acortar las tuberías, que pudieron hacer la instalación del silenciador difícil a menos que se haga una disposición especial. Esto puede requerir una curva aguda en la tubería cerca de la lumbrera de escape pero como la presión es alta a este punto el flujo no sería afectado apreciablemente.

4.4 EXPERIMENTOS ADICIONALES.

En el desarrollo adicional de este silenciador, hay varias líneas posibles en las cuales trabajar. La cola de pez podría tener una ranura de salida ajustable para permitir a su área ser aumentado o ser disminuido sin daño. De esta manera se puede llegar a un buen equilibrio entre el grado de silencio y la pérdida en el esfuerzo de torsión. Es sin embargo mala práctica perforar los agujeros en los lados de la cola de pez o dejarse llevar en las formas intrincadas para la ranura de salida; un área de salida que exceda 1,5 pulg.² es innecesaria. El diámetro del agujero en E podría incrementarse a 1 5/16 pulg., esto que da la misma área aproximada que en D. Será obvio que la experimentación con estos tamaños de la abertura es en gran parte un camino y error importante a menos que un banco de prueba esté disponible.

CAPITULO V. METODOLOGÍA

5.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE.

Para construir un sistema de escape que funcione eficientemente, es importante establecer las dimensiones y la forma que debe tener desde la válvula de escape en la culata del motor, hasta la cola del silenciador. Todo dependiente del tipo de motor 4 tiempos con el que se esté experimentando. Con lo dicho anteriormente se puede inferir que todo el sistema de escape esta compuesto por todo el conducto que dirige los gases hasta el final incluyendo el silenciador. Es por esto que a continuación se muestra el procedimiento de diseño de un sistema de escape para un motor 4 tiempos. Aunque cabe destacar que se hace ahínco en el diseño del silenciador, debido a que es el punto principal en esta investigación, a tal punto que se diseñan tres clases diferentes de silenciadores, se construyen y prueban.

5.1.1 Dimensiones del colector de escape.

La utilización del cálculo para considerar las características de tamaño de los colectores de escape requiere fórmulas muy complicadas. Es por esto que se valdrá de una fórmula empírica, a partir de la cual podremos comenzar a investigar si el colector de escape es el más adecuado para el motor de competencia. Esta fórmula es la siguiente:

$$L_c = \frac{13.000 \times Ge}{rpm \times 6} \quad \text{Ecuación 2}$$

En esta fórmula, L_c es la longitud que debe tener el colector de escape; Ge , el valor en grados que en el diagrama de distribución tiene el escape; r.p.m., velocidad del motor donde se encuentra la máxima potencia; y los números 6 y 13.000 son valores constantes.

Este valor de longitud obtenido se refiere a la distancia desde la misma válvula de escape, de modo que se tendrá que descontar de esta cifra el valor correspondiente a la longitud de los conductos que están labrados en la misma culata.

Para construir un colector de escape también es necesario tener el diámetro de los tubos. Para ello se puede valer de la siguiente fórmula:

$$\varnothing = 2 \times \sqrt{\frac{V_c \times 2}{L_c \times \pi}} \quad \text{Ecuación 3}$$

En esta fórmula, se tiene que V_c es el volumen unitario del cilindro mientras L_c recordamos que es la longitud del colector hallada por la anterior fórmula.

Al valor obtenido por la ecuación anterior está calculado para colectores de salida rectos. Por lo tanto, a los colectores curvados, se les deberá añadir al \varnothing un 10% más de la cifra indicada.

También es necesario conocer las dimensiones que se le va a dar al tubo de escape primario, ya que éste recibirá los cuatro tubos y los unirá en uno, y ello debe hacerlo bajo ciertas condiciones.

En primer lugar, el conjunto de los tubos de del colector debe unirse al tubo de escape primario preferentemente formando una caja de expansión, del modo que se aprecia en la figura 44 (A)

Esta primera caja de expansión permite a los gases una desaceleración de su velocidad y, con ello, una pérdida de ruido. Además, aquí han de unirse todos los gases quemados por los cilindros en un solo flujo de corriente, por lo que se ha de velar para que no concurren en este punto corrientes inversas.

Otras soluciones como la mostrada en la figura 44 (B) son menos favorables, por resultar en este aspecto contraproducentes para permitir la mejor salida de los gases.

Sobre el tubo primario de escape conviene saber también el diámetro resultante del tubo (\varnothing_{Te}). Para ello se emplea una fórmula empírica, semejante a la anterior pero con alguna variante. Esta vez considerando toda la cilindrada del motor (V_t).

$$\varnothing_{Te} = 2 \times \sqrt{\frac{V_t}{L_c \times \pi}} \quad \text{Ecuación 4}$$

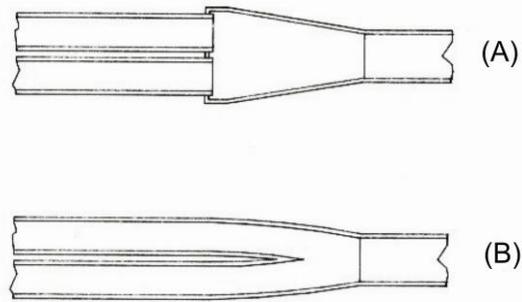


Fig. 44. A: unión correcta de los tubos del colector hacia el tubo de escape primario. B: unión algo incorrecta de los tubos en el cuerpo del escape primario. No existe cámara de expansión en este modelo.

Suponiendo que este tubo de escape no tenga necesidad de tener alguna curva o codo apreciable, este valor se puede dar por bueno, sin necesidad de aumentarle 10% que se indicó anteriormente para los tubos curvados.

Ya que se ha modificado el colector de escape aumentando el conducto de escape de los gases, también se puede obtener ciertas ventajas llevando a cabo el siguiente trabajo.

Consiste en construir una brida de escape que se presenta en la parte de unión entre la culata y el colector, según se muestra en la figura 45. Cuyo diseño esta condicionado para detener los gases de escape que están de retorno al cilindro por el conducto de escape.

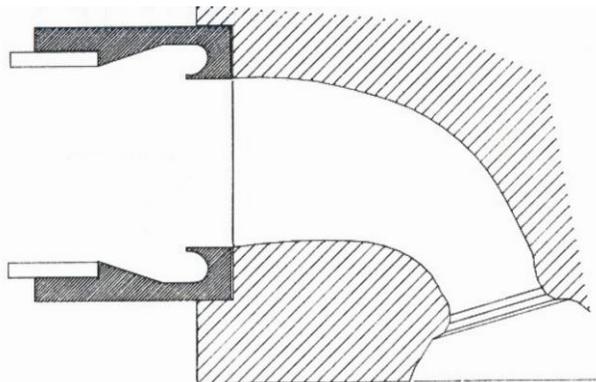


Fig. 45. Brida del colector de descarga para evitar el retorno de gases al cilindro.

5.2 DISEÑO DE SILENCIADORES

5.2.1 Procedimiento de diseño.

5.2.1.1 Dimensiones

En la industria automotriz, en el momento de diseñar un auto, se selecciona la ruta del conducto de escape, la ubicación y las dimensiones del silenciador en función del espacio disponible.

Conocer las limitaciones físicas en el auto al cual se le incorpora el silenciador es primordial. De esta manera se puede establecer previamente la ubicación, las dimensiones y el espacio que éste ocupará en el automóvil. Además existe otro tipo de limitación física establecida por una norma de la competencia de SAE. Se cita textualmente:

“...3.5.5.2 Exhaust Outlet

...The exhaust outlet(s) must not extend more than 60 cm. (23.6 inches) behind the centerline of the rear axle, and shall be no more than 60 cm. (23.6 inches) above the ground...”

De su traducción en español:

“...3.5.5.2 Salida del escape

...La salida(s) del escape no se debe extender más de 60 cm. (23,6 pulg.) por detrás de la línea central del eje trasero, y no sea no más de 60 cm. (23,6 pulg.) sobre el piso...”

Es por esto, que en este caso particular, primero se establecerá las dimensiones del silenciador en función a su ubicación.

El silenciador es cilíndrico y el flujo del gas es directo, es decir, el tubo principal no será provisto de dobleces o codos o cualquier elemento que obstaculice el flujo de gas en el silenciador. Todo esto debido a lo ya visto en capítulos anteriores, y a simplicidad de manufactura.

En la figura 46 se puede observar unas vistas de lo que sería el ensamble computarizado del prototipo F-SAE UCV 2006. En éste se observa la ubicación del

turbo-cargador (marcado con líneas punteadas). La salida del compresor del turbo está ubicada a 600 mm. con respecto al eje trasero y a 425 mm. con respecto al suelo.

Es de primordial intención ubicar el silenciador justo después del turbo cargador por medio de una conexión de tubo recto, es decir que no tenga doblez, así ayudar a que los gases salgan lo más rápido del sistema, y disminuir en lo posible la contrapresión causada por el roce con las paredes de la tubería. Esta sección de tubo tiene 15 cm. de largo.

El turbo-cargador tiene el caparazón de la turbina más grande que el del compresor. Y en base al diámetro exterior de este caparazón se selecciona el diámetro exterior del silenciador, de manera que en la vista frontal o posterior se observa que no hay diferencias visibles de diámetros. De otro punto de vista, esto ayuda a no crear mayor resistencia del viento que pueda crear el turbo-cargador, ya que se mantiene el diámetro del caparazón de la turbina del turbo.

Con estas condiciones ya constituidas, en la figura 46, el silenciador puede pasar entre el caucho y el chasis. Y dado la ubicación del turbo anteriormente establecido, se tiene que el silenciador cumple con lo determinado ya que no obstaculiza con las otras partes del auto y hasta ahora cumple con la norma de la competencia

Diámetro exterior del caparazón de la turbina = Diámetro exterior del silenciador (ϕ) = 145 mm.

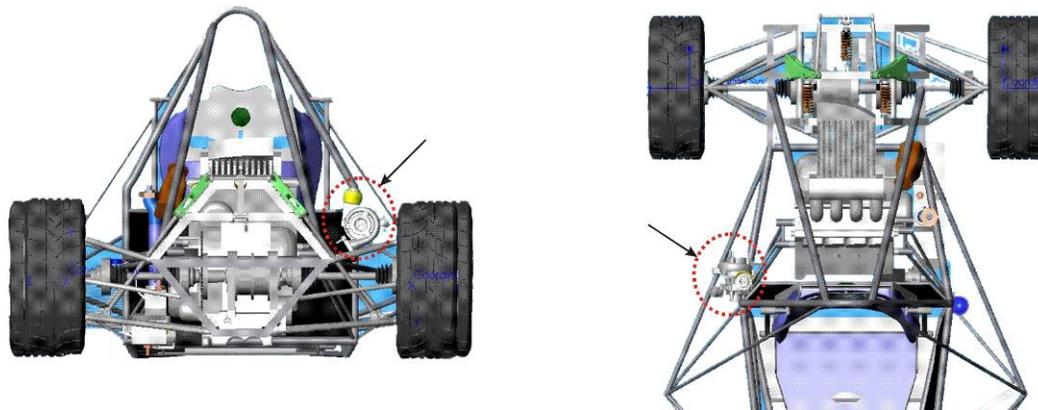


Fig. 46. Vista posterior y superior de la parte trasera del prototipo F-SAE UCV 2006.

Con respecto a la longitud, se puede ver que hay bastante espacio disponible, como para instalar un silenciador de 1 m de largo. Pero realmente se considera exagerada esta dimensión. También es importante establecer que la atenuación de un silenciador depende del volumen de éste, es decir, en la mayoría de los casos mientras mayor sea el volumen del silenciador mayor será la atenuación. Es por esto que se opta por otra consideración para la selección de la longitud de manera que se pueda llegar a un acuerdo para que el silenciador sea de bastante volumen pero sin que sea de estrambótico tamaño. Para mantener la estética visual del auto, se precisa que la salida de escape no sobrepase la sección de tubería horizontal del extremo posterior del chasis. De esta manera no hay secciones del auto que sobresalen del área que forma las cuatro ruedas y la carrocería. Con esta última condición se obtiene un silenciador de 600 mm. de longitud, 140 mm. de diámetro y una cola de hasta 50 mm.

Para definir el diámetro del tubo principal del silenciador, se opta por lo ya establecido en el capítulo III, ampliar la sección de tubería a la salida del turbo figura 9. La salida del turbo tiene un diámetro de 41,33 mm., y se le acopla una sección de tubo que sea de fácil acceso comercial. El tubo seleccionado es de 50,8 mm. (2 pulg.). En la referencia no se especifica el ángulo que debe tener este difusor, es por esto que no se especifica este parámetro.

Con las dimensiones del silenciador ya creadas, se procede a seleccionar el tipo de silenciador a usar y tratar de predecir la atenuación por medio de fórmulas teóricas.

5.2.1.2 Silenciadores estudiados

Como se explica en el capítulo IV, que existen tres tipos de silenciadores de flujo directo, es por esta razón que en esta investigación se probarán con estas tres clases de silenciadores. Y adicionalmente se crea una base con resultados experimentales para posteriores investigaciones.

El primer silenciador seleccionado es el resonador, debido a que es el más usado en el campo de los autos de alto desempeño y de competencia por tener bajos niveles de contrapresión en el escape. La diferencia que se le aplica es la forma que se

hace los agujeros en el tubo principal, se hace un punzonado para que tenga una rebaba de material hacia fuera, así como es mencionado en el capítulo IV.

El segundo silenciador seleccionado es la cámara de expansión. En las referencias se aprecia que existe varios tipos de cámaras de expansión, las llamadas múltiple cámara de expansión que tienen más de una de estas configuraciones. A su vez las múltiples cámaras de expansión se dividen en múltiple cámara de expansión, múltiple cámara de expansión con tubo de conexión externa y múltiple cámara de expansión con tubo de conexión interna. En la figura 47 se muestra un esquema de estos tipos de silenciadores.

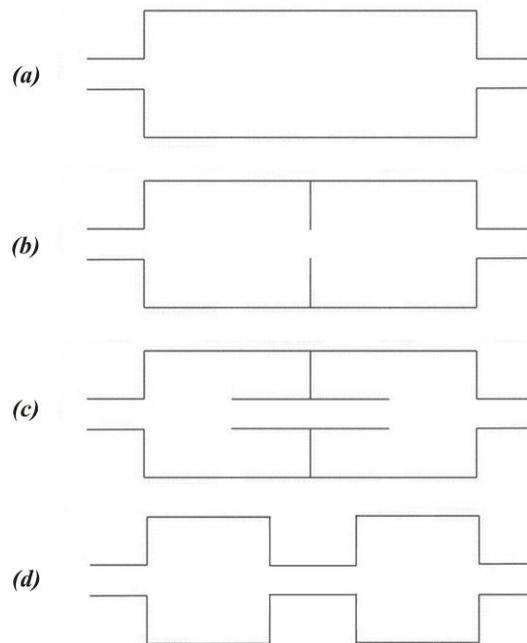


Fig. 47. Tipos de cámara de expansión. (a). Cámara de expansión sencilla. (b) Múltiple cámara de expansión. (c) Múltiple cámara de expansión con tubo de conexión interno. (d) Múltiple cámara de expansión con tubo de conexión externo.

Para estudiar el comportamiento de un silenciador se realiza un espectro de ruido, esto es una curva de decibeles contra frecuencia. Esta curva se obtiene filtrando las frecuencias del ruido generado y se analiza junto con el espectro de ruido del motor, a escape libre, al que se le instala el silenciador. Al tener ambos espectros de ruido se observa el comportamiento del silenciador.

Para estos tipos de silenciadores de cámara de expansión se tienen los siguientes resultados (espectro de ruido), obtenidos en las referencias, mostrados en la figura 23:

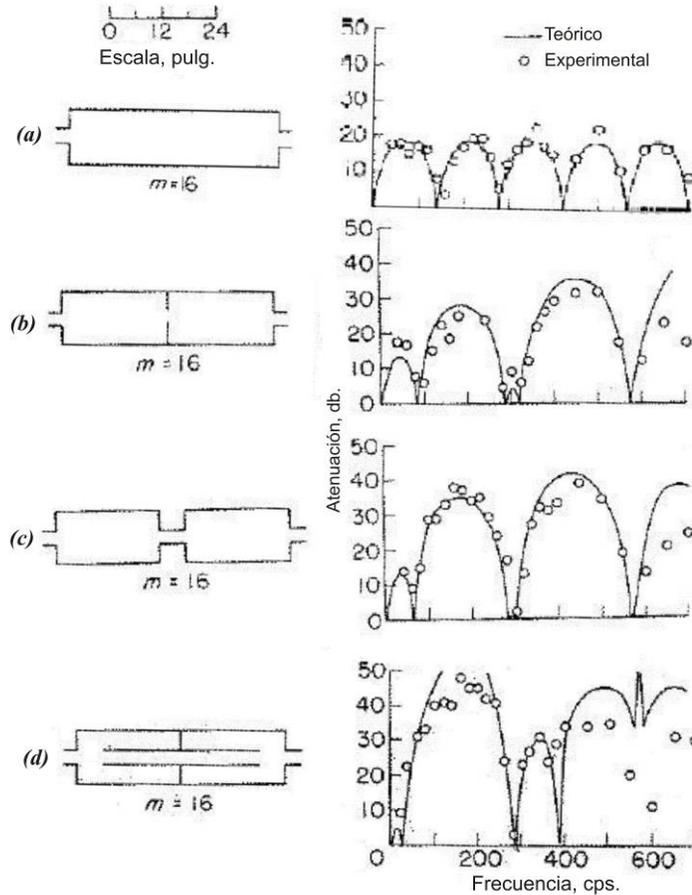


Fig. 48. Comportamiento de la cámara de expansión.

De manera general se puede apreciar que el resultado para la figura 48 (d) es la configuración que más atenuación tiene. Es por esto que se selecciona este tipo de silenciador de cámara de expansión.

El tercer silenciador es el de tipo combinación, para este caso se selecciona una configuración algo radical, ya que se combinan dos cámaras de resonadores y una cámara de expansión así como se muestra en la figura 49.

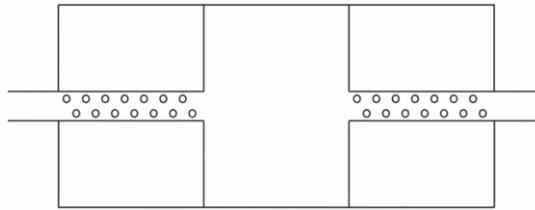


Fig.49. Silenciador de tipo combinación.

Este tipo de silenciadores no son comunes, por lo general cuando se emplea un silenciador de tipo combinación son de una cámara de resonador y una cámara de expansión. Pero en este caso se decidió emplear esta combinación inspirado en un silenciador de un automóvil comercial, la gran diferencia es que el del automóvil comercial el tubo principal está desfasado el de entrada con respecto al de salida de gases, causando una mayor reflexión de las ondas de sonido. Y la otra diferencia es que éste tiene secciones de fibra de vidrio, por lo cual al diseño para esta investigación también se le incluirá secciones con este material.

5.2.2 Cálculos

En situaciones donde no hay limitante de tamaño para el silenciador, el primer paso sería con la determinación del espectro de atenuación requerido, que define la reducción de sonido que se espera que produzca el silenciador, para luego realizar los cálculos en función a la atenuación deseada por el silenciador.

Pero en este caso particular donde ya está definido el tamaño del silenciador, el espectro de sonido y de atenuación se realiza posteriormente a los cálculos de los cuales a continuación se presenta las fórmulas y metodología.

De acuerdo con la teoría, el comportamiento físico de un silenciador se supone de modo que pueda representarse por ecuaciones diferenciales lineales. Como resultado de esta suposición básica, la teoría indica que la intensidad del sonido transmitido a través del sistema de conducción, a cualquier frecuencia, es directamente proporcional a la intensidad en la entrada acústica del conducto. Otros factores que influyen en la transmisión del sonido son la configuración de los

conductos de escape, el silenciador y su colocación y la configuración y situación de la salida de la conducción. La producción de ruido puede verse afectada también por el flujo continuo de gas en el conducto: 1) el flujo continuo puede originar ruido al chocar con discontinuidades en el sistema. 2) el flujo continuo puede influir en las características del conjunto silenciador-conducto.

Dado la complejidad de este tema, en los aparatos estudiados en esta investigación solo se expresa las fórmulas empleadas, las suposiciones establecidas por la teoría para establecer estas fórmulas y los resultados.

La teoría lineal aplicada para esta investigación, parte de dos suposiciones básicas: 1) que la presión sonora es pequeña en comparación con la presión estática media del sistema, y 2) que las velocidades de las partículas son pequeñas respecto a la velocidad de transmisión de las ondas sonoras del sistema. En ciertos casos, alguna de estas suposiciones no se cumple; es importante reconocer, en la práctica de ingeniería, que si bien la teoría de los silenciadores puede ser bastante útil en algunos casos, los cálculos numéricos de la atenuación pueden ser inexactos.

5.2.2.1 Resonador

Para la deducción de la ecuación de atenuación de una cámara de resonador se realizaron las siguientes suposiciones:

1. La presión sonora es pequeña en comparación con la presión estática media del sistema.
2. La cola del silenciador se termina en su propia impedancia característica (no hay ondas reflejadas en la cola).
3. Las paredes del silenciador no conducen o transmiten energía sonora.
4. Solo se propaga ondas de presión planas en los conductos del escape y la cola.
5. La influencia de la viscosidad del fluido puede ser no tomado en cuenta en cualquier parte del conducto excepto en los orificios los cuales forma el conector entre el conducto de escape y la cámara de resonador.
6. El espesor de la capa límite es pequeña en comparación con el diámetro del orificio en el cual se considera el efecto de la viscosidad.

7. Las dimensiones del resonador es pequeña relativo a la longitud de onda del sonido considerado.

En la figura 50 se muestra las curvas de diseño de un resonador. A partir de esta curva se selecciona un valor del parámetro $\frac{\sqrt{c_o V}}{2S}$, para este caso se selecciona el valor de 32, ya que es la curva de la cual se puede tener un mayor rango de atenuación.

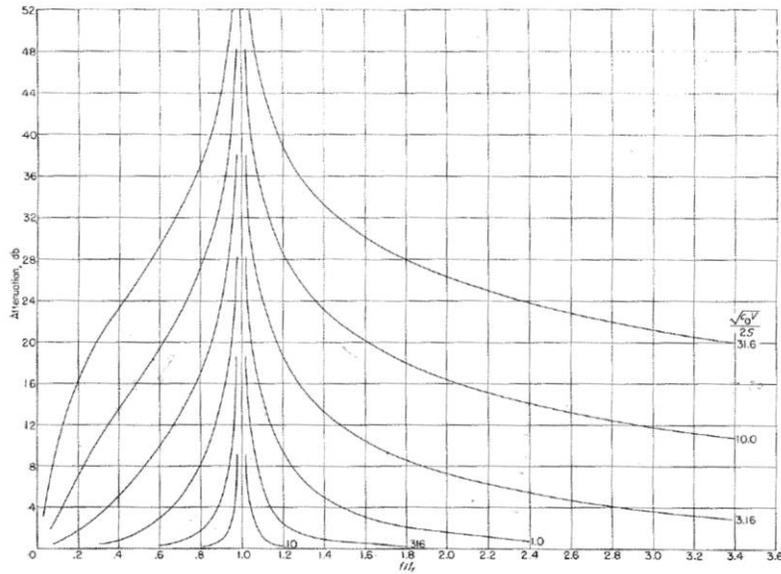


Fig. 50. Curva de diseño de un resonador.

Con las medidas previamente establecidas, se tiene que el volumen de la cámara de resonador. Un parámetro para poder hallar la atenuación de este resonador es fr . El cual se obtiene iterando este valor hasta hallar el valor de volumen que sea igual al obtenido con las medidas establecidas. A continuación se muestra las ecuaciones y resultados:

Valor iterado de: $fr = 852 \text{ cps}$.

Valor de $c = 343 \text{ m/s}$. obtenido de la fórmula de ecuación 1, de velocidad del sonido en gases del capítulo II, a PTN.

$$\text{Luego: } \sqrt{\frac{c_o}{V}} = \frac{2fr\pi}{c} \rightarrow \sqrt{\frac{c_o}{V}} = 15,597 \text{ m}^{-1}$$

Al haber seleccionado el valor de $\frac{\sqrt{c_o V}}{2S} = 32$, se despeja $\sqrt{c_o V} = 2S$, donde S es el área transversal del tubo principal, y es igual a $1,963 \cdot 10^{-3} m^2$. Dando como resultado a $\sqrt{c_o V} = 0,126 m^2$. Con estos dos parámetros hallados se puede obtener c_o ,

como sigue: $c_o = \sqrt{\frac{c_o}{V}} \sqrt{c_o V} \rightarrow c_o = 1,96 m$. y se obtiene el volumen deseado por:

$$V = \frac{\sqrt{c_o V}}{\sqrt{\frac{c_o}{V}}} = 8,057 \cdot 10^{-3} m^3. \text{ Y el valor obtenido de las medidas previamente halladas}$$

es $V = 8,058 \cdot 10^{-3} m^3$.

Para obtener la atenuación se emplea la siguiente ecuación de pérdida de transmisión (PT):

$$PT = 10 \log \left[1 + \left(\frac{\frac{\sqrt{c_o V}}{2S}}{\frac{f}{fr} - \frac{fr}{f}} \right)^2 \right] db$$

Para apreciar el resultado, se grafica PT en función de la frecuencia, así como se muestra en la gráfica 1

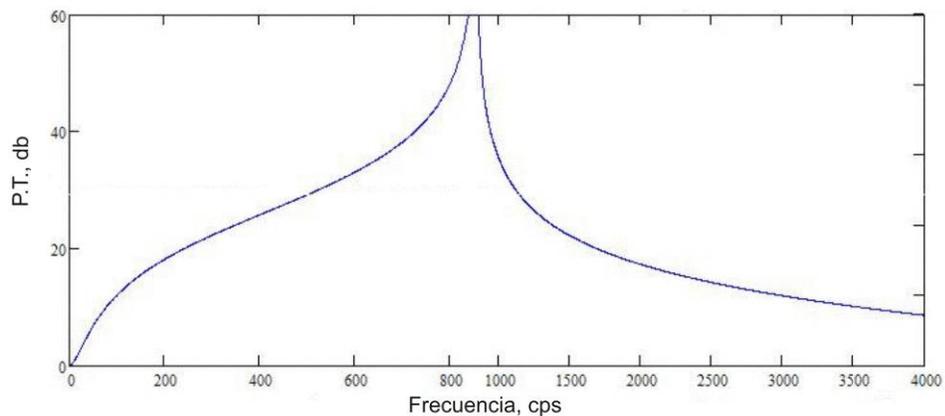


Gráfico 1. Pérdida de transmisión de un resonador.

5.2.2.2 Doble cámara de expansión con tubo de conexión interno.

Para este tipo de silenciador se realizan las suposiciones 1, 2 y 3 del silenciador anterior, además se asume las condiciones siguientes:

4. Solo se considera ondas planas de presión.
5. No se toma en cuenta la viscosidad.

Para este tipo de silenciador es más simple poder obtener su comportamiento. El parámetro, que falta definir es la longitud del tubo interior, al cual se le asigna, por ser un valor promedio en la longitud de cada cámara, un valor de 300 mm., es decir tiene 150 mm. en cada cámara de expansión.

Se halla el factor k , por medio de: $k = \frac{2\pi f}{c}$, como se nota este factor relaciona

la velocidad del sonido con la frecuencia. Y otro parámetro es $m = \frac{S_2}{S_1}$, donde I es el

del tubo principal y 2 del silenciador.

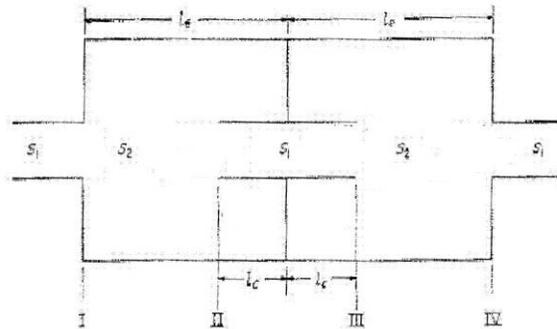


Fig.51. Esquema de Doble cámara de expansión con tubo de conexión interno.

Con esto se emplea la ecuación de pérdida de transmisión para este tipo de silenciador.

$$PT = 10 \log \left\{ \left[R \left(\frac{A_1}{A_7} \right) \right]^2 + \left[I \left(\frac{A_1}{A_7} \right) \right]^2 \right\} db$$

Donde: R y I , son la parte real e imaginaria de $\frac{A_1}{A_7}$.

$$\frac{A_1}{A_7} = \cos(2kl_e) - (m-1)\text{sen}(2kl_e)\tan(kl_c) +$$

$$\frac{i}{2} \left\{ \left(m + \frac{1}{m} \right) \text{sen}(2kl_c) + (m-1)\tan(kl_c) \left[\left(m + \frac{1}{m} \right) \cos(2kl_e) - \left(m - \frac{1}{m} \right) \right] \right\}$$

Dando como resultado la gráfica 2.

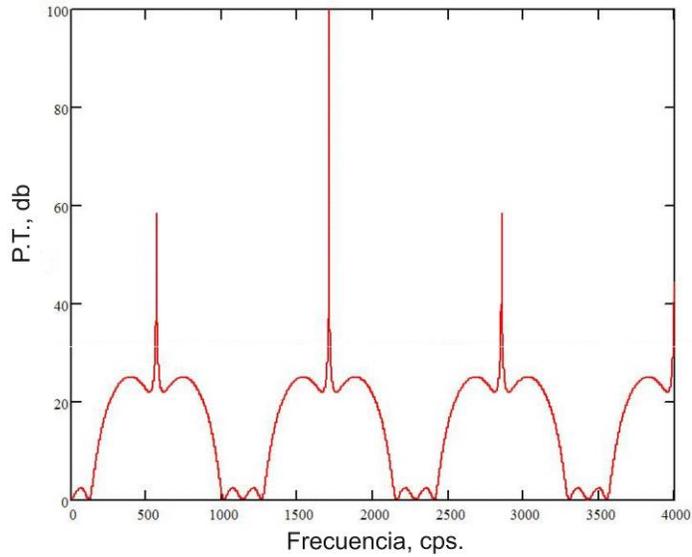


Gráfico 2. Pérdida de transmisión de una doble cámara de expansión.

5.2.2.3 Combinación

En la deducción de este tipo de silenciador se asume las suposiciones del silenciador anterior. Se ha deducido la ecuación de atenuación, o pérdida de transmisión, de acuerdo a los procedimientos establecidos en la referencia. A continuación se presenta el resultado.

$$PT = 10 \log \left[\left(R \left(\frac{A_1}{A_9} \right) \right)^2 + \left(I \left(\frac{A_1}{A_9} \right) \right)^2 \right]; \text{ donde:}$$

$$\frac{A_1}{A_9} = a + \frac{Z_o}{X_b} b + \frac{Z_o^2}{4X_b^2} a + i \left(b - \frac{Z_o}{X_b} a + \frac{Z_o^2}{4X_b^2} b \right)$$

$$a = \cos(kl_e)\cos(k(l_e + l_i)) + \frac{1}{2} \operatorname{sen}(kl_i)\operatorname{sen}(k(l_i - l_e)) + \frac{Z_o}{4X_b} \left(m - \frac{1}{m}\right) \operatorname{sen}(kl_e)\cos(k(l_e + l_i))$$

$$b = \cos(kl_e)\operatorname{sen}(k(l_e + l_i)) + \frac{1}{2} \operatorname{sen}(kl_i)\cos(k(l_i - l_e)) + \frac{Z_o}{4X_b} \left(m - \frac{1}{m}\right) \operatorname{sen}(kl_e)\operatorname{sen}(k(l_e + l_i))$$

$$\frac{Z_o}{X_b} = \frac{\sqrt{c_o V}}{S \left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}\right)} ; \frac{Z_o^2}{4X_b^2} = \frac{\frac{\sqrt{c_o V}}{2S}}{\left(\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}\right)}$$

En este caso el valor de f_r es el siguiente: $f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{c_o}{V}}$ y $c_o = \frac{\pi \cdot r}{l_c + \frac{\pi}{4} r}$.

Se obtiene como resultado la siguiente gráfica:

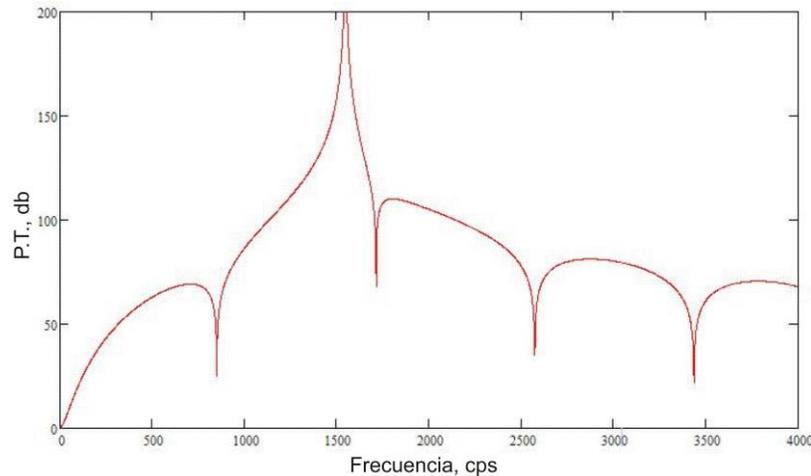


Gráfico 3. Pérdida de transmisión de una combinación.

En las referencias se encuentra la deducción y procedimientos más completo de los cálculos empleados que lo que se presenta en este trabajo.

5.3 METODOLOGÍA DE CONSTRUCCIÓN.

Una vez seleccionadas las configuraciones de silenciadores a estudiar, se procede a la construcción de las mismas. Previo a ello fue necesario realizar una serie actividades las cuales eran determinantes para la obtención de las piezas finales, estas actividades se enumeran continuación como: Selección del material, selección del proceso y de los materiales de manufactura, y manufactura.

5.3.1 Selección del material.

Basados en experiencias anteriores y en la experiencia de las casas especializadas en la construcción de silenciadores se determinó que, para la construcción de estos silenciadores, era necesario un material resistente a altas temperaturas y que a su vez no permitiera que la pieza final (el silenciador como tal) agregara un peso excesivo adicional al vehículo, que en este caso es el prototipo Formula SAE 2006. En pocas palabras, se requería que el material principal con el que se iba a construir cada una de las configuraciones fuese lo más liviano posible.

Para esta selección, se realizó un estudio entre diferentes materiales existentes en el mercado, útiles para la fabricación de silenciadores, dentro de los cuales se destacó las láminas de Hierro Galvanizado (utilizadas para elaboración de conductos de ventilación), ya que este posee finitas cualidades las cuales satisfacen las características necesarias en cuanto diseño y manufactura de las configuraciones seleccionadas. Entre estas características están su resistencia a altas temperaturas, variedad de calibres o espesores, maleabilidad, peso y precio.

Cabe destacar que estas láminas, como se mencionó anteriormente, están disponibles en calibres diferentes, los espesores disponibles de estas van desde los 0,4 mm. hasta los 1,8 mm. Debido a que también era necesario unir diferentes piezas mediante soldadura, no era conveniente seleccionar una lámina de espesor muy pequeño ya que esto dificultaría el proceso de unión, lo que llevo a seleccionar una lámina de 0,9 mm. de espesor y así se garantizaba un proceso de soldadura menos engorroso además de cumplir con el requerimiento del peso.

5.3.2 Selección del método de construcción.

En función del diseño de las diferentes configuraciones seleccionadas, es necesario determinar cual es el método más conveniente a utilizar para la obtención de la o las piezas que componen cada uno de estos diseños.

Como se pudo observar, la geometría de las tres configuraciones es relativamente sencilla. Básicamente se trata de cilindros de diferentes diámetros concéntricos. Debido a que las dimensiones de los diseños son muy específicas, en el

mercado no es fácil encontrar tuberías prefabricadas de estas dimensiones ni de las características de las perforaciones del tubo principal de las configuraciones con resonador.

En vista de ello, se selecciona para cada diseño un procedimiento de manufactura el cual depende de la configuración de estos. A continuación se describen los métodos seleccionados para construcción de cada una de las partes de las configuraciones:

5.3.2.1 Carcasas:

Las carcasas se construyen mediante el proceso de cilindrado con calandra de láminas rectangulares, cuyas dimensiones varían de acuerdo a la configuración y de tal manera que al ser cilindradas se obtengan los diámetros deseados.

Procedimiento:

Para la carcasa del resonador la longitud es de 600 mm., lo que sería lo alto del rectángulo a recortar. En cuanto a la carcasa de la doble cámara de expansión se divide en dos carcasas, cada una con una longitud de 300 mm. Similar ocurre con la carcasa del silenciador combinado, se divide en tres carcasas de 200 mm. de longitud cada una.

Se calcula el ancho del rectángulo que se va a cortar ya que este determinara el diámetro de las carcasas el cual es el mismo para todas. Este diámetro se calcula mediante la ecuación del perímetro de circunferencia como sigue:

$$p = \pi.d \quad \text{Ecuación 5}$$

$$p = 3,1416(140mm)$$

$$p = 439,82mm$$

A esta dimensión de ancho se le agrega 20mm. Con estas dimensiones de marcan las láminas y son cortadas con la guillotina, obteniendo así: un rectángulo de 600x459,82 para el resonador, dos de 300x459,82 para la doble cámara de expansión y 3 de 200x459,82 para el silenciador combinado.

Cada uno de los bordes de los lados de longitud (600, 300, y 200) son pasados por una máquina formadora de pliegues, los cuales permitirán la unión de los bordes para formar el cilindro.

Una vez cortadas las láminas y formado los pliegues son cilindradas en una calandra, y son pasadas por ésta hasta que ambos pliegues opuestos coincidan y puedan engancharse. Esto quiere decir que se ha alcanzado el diámetro deseado (140 mm.).

Con el uso de un martillo y una superficie rígida en la que se pueda introducir la tubería de tal manera que los pliegues enganchados coincidan con esta, se martillan dichos pliegues para así cerrarlos y unir de una manera muy segura ambos bordes, como se muestra en la Imagen 1.



Imagen 1. Pliegues de la carcasa unidos y cerrados.

5.3.2.2 Tubos perforados:

Estos tubos se construyen de una manera muy especial, al igual que las carcasas pasan por un proceso de cilindrado y corte, pero también pasan por un proceso de punzonado.

Procedimiento:

Debido a que la tubería perforada de la configuración de resonador tiene el mismo diámetro de la entrada del silenciador, estas dos se hacen en una sola pieza. Como la longitud de la entrada es igual a 100 mm., y la parte perforada comprende todo el cuerpo del silenciador, es decir, toda la longitud de la carcasa (600 mm.), es necesario una lámina de 700 mm. de longitud. Lo mismo ocurre para la entrada del silenciador combinado, con la diferencia que el primer tramo perforado mide 200 mm. de longitud, lo que quiere decir que es necesaria una lámina de 300 mm. de longitud. Al igual que la carcasa se calcula el ancho de estas láminas en función del diámetro deseado con la ecuación 4, como sigue:

$$a_p = 3,1416.(50mm)$$

$$a_p = 157,08mm$$

Se cortan dos láminas con las dimensiones obtenidas, una de 300x157,08 y otra de 700x157,08. Una vez cortadas se delimita el área que no será perforada en ambas láminas siendo esta igual para los dos casos, 100x157,08.

Para realizar una distribución uniforme de los agujeros, se realiza una cuadrícula sobre cada área a ser perforada en donde cada cuadro tiene 6 mm. de lado y en donde cada nodo resultante representa el centro de la perforación.

Mediante el uso de un clavo de 6 mm. de diámetro se hacen las perforaciones, apoyando la lámina sobre una superficie hueca para no perder el acabado deseado de los agujeros (punzonado).



Imagen 2. Proceso de punzonado.

Para el segundo tramo perforado del silenciador básicamente es el mismo procedimiento, con la diferencia de que se usa la longitud de 200 mm. ya que la cola es de un diámetro diferente se puede hacer como una pieza única, o sea, que se requiere de una lámina de (200x157,08) mm.² y toda su superficie es perforada.



Imagen 3. Láminas punzonadas.

Una vez perforadas las láminas son cilindradas con una calandra, de manera que parte mas lisa de la lámina quede hacia el interior del tubo. Hecho esto, se unen los bordes con cordón de soldadura oxiacetilénica con aporte de cobre, ya que se tiene un mayor control del calor y aporte con este proceso.



Imagen 4. Tubo principal del resonador.

5.3.2.3 Colas de escape:

Procedimiento para la fabricación de la cola de escape es similar al procedimiento llevado a cabo para la fabricación de los tubos perforados, pero sin las perforaciones.

Procedimiento:

Para las tres configuraciones la cola tiene las mismas dimensiones, con una longitud de 200 mm. y un diámetro de 40 mm. Se recorta una lamina rectangular de $(200 \times 125,66)$ mm.², donde el ancho es calculado con la ecuación 4.

Se corta la lámina y posteriormente es cilindrado y obtener el tubo, uniando los bordes con soldadura oxiacetilénica.



Imagen 5. Cola de escape de 200 mm.

El resto de los tubos para las otras secciones del silenciador de doble cámara de expansión se fabricó de igual manera como ya se ha explicado.

5.3.3 Ensamblaje de las configuraciones.

La clave del ensamblaje de las tres configuraciones de silenciadores a estudiar radica en los discos de hierro galvanizado también fabricados, los cuales son lo que le dan la rigidez estructural a cada uno de los silenciadores, y cumplen también la función de ser tapas laterales en las zonas de entrada y salida, además de ser separadores como es el caso de las cámaras de expansión. Cada disco tiene dimensiones 140 mm. de diámetro y un agujero central de 50 mm. si es para las tapas de los sectores de entradas o si es separador, y de 40 mm. si es para la tapas de los sectores de salida.

A estos discos se le suelda perpendicularmente sobre su superficie recorriendo su circunferencia platinas de un espesor de 15 mm. (como se muestra en la imagen 6) que permiten la fijación de estos con las carcasas.



*Imagen 6. Tubo principal de la doble cámara de expansión con tubo de conexión interno.
Platinas para la sujeción con la carcasa.*

En el caso del ensamble resonador, la tubería perforada se fija mediante soldadura el extremo apunta hacia la salida del silenciador a uno de los discos de salida de manera que la pletina de fijación apunte al lado de las perforaciones. Luego se introduce la carcasa a tope con el disco tapa de la salida. Con un taladro y una broca de 3/16 de pulgada se hacen agujeros alrededor de la superficie de la carcasa que la atraviesen a ella y a la platina de fijación del disco. Se usan remaches 3/16 pulg. x 8 mm. estos puntos para fijar la unión del disco con la carcasa. Se hace pasar por el lado de entrada de la tubería perforada otro disco de agujero de 50 mm. de diámetro, de manera que la pletina apunte hacia el tramo perforado, quedando el disco justamente en el borde de este tramo ya que las perforaciones y el tope de la carcasa evitan que este siga avanzando. Este disco también se fija con remaches 3/16 pulg. x 8 mm.. El orden de las partes de resonador y la apariencia final se muestran en la imagen 7 y 8 respectivamente.



Imagen 7. Despliegue del resonador.



Imagen 8. Resonador ensamblado.

5.3.3.1 Ensamble de silenciador doble cámara de expansión.



Imagen 9. Despliegue del silenciador de doble cámara de expansión.

El orden de este ensamble se muestra en la imagen 9. Primeramente se hace pasar a través de un disco con diámetro de agujero de 50 mm. la tubería de conexión interna de 300 mm. de longitud de manera que el disco quede en la mitad de esta longitud. Mediante soldadura oxiacetilénica se fija el disco por ambas caras al tubo. Este disco tiene soldadas por ambas caras platinas de fijación ya que debe unirse a ambas partes de la carcasa. A los otros dos discos de agujeros de diámetro de 50 mm. y 40 mm. se les fijan de manera concéntrica las tuberías de entrada y salida respectivamente por el lado opuesto al lado donde están fijadas las platinas. El conjunto de entrada se introduce una de las dos partes de la carcasa a tope y se fija por medio de remaches 3/16 pulg. x 8 mm., mientras que por el otro extremo de la carcasa se introduce el conjunto central a tope, este también es fijado con remaches del mismo calibre a la carcasa. De la misma manera se conecta y fija la otra parte de la carcasa al conjunto central y finalmente se introduce el conjunto de salida a tope con el extremo libre de la segunda parte de la carcasa y se fija igualmente con remaches de 3/16 pulg. x 8 mm.



Imagen 10. Silenciador de doble cámara de expansión ensamblado.

5.3.3.2 Ensamble de silenciador combinado.



Imagen 11. Despliegue del silenciador tipo combinación.

Esta configuración es la que consta de más partes de las tres, y por ende un ensamblaje es un poco más engorroso. En la imagen 11 se muestra el orden de dicho ensamble, para el cual el procedimiento a seguir es el siguiente:

La tubería perforada de entrada se une de manera concéntrica mediante soldadura a uno de los discos con agujero de diámetro 50 mm., el cual a su vez tiene

fijadas dos platinas una en cada superficie. El extremo perforado debe coincidir con una de dichas caras. Por el extremo de entrada que no está perforado se introduce una de las tres partes de la carcasa hasta que quede a tope con el disco. Se fija la carcasa al disco con remaches de manera que el cordón de soldadura de la tubería perforada y la línea del pliegue de la carcasa queden diametralmente opuestos. Se introduce la segunda parte de la carcasa de manera que coincida con primer disco a tope y se fija al segundo pliegue de este con remaches. El tubo perforado de salida se suelda de manera concéntrica a otro disco con agujero de diámetro 50 mm., el cual también tiene un pliegue fijo a cada una de sus caras. Este último conjunto se introduce al extremo de la segunda carcasa y se fija a esta con remaches. Se introduce la tercera parte de la carcasa de manera que cubra la tubería perforada de salida y quede a tope con el segundo pliegue del segundo disco y se fijan también con remaches, en los extremos de entrada y salida libres del silenciador se introducen los conjuntos de entrada y salida respectivamente y se fijan con remaches a las partes correspondientes de la carcasa. Todos los remaches usados para las fijaciones son 3/16 pulg. x 8 mm.

5.3.4 Construcción de toberas para la variación del diámetro de salida de los silenciadores.

Para la confección de estas piezas se hizo un procedimiento para crear unas colas para el silenciador, las cuales tienen un mecanismo que les permite variar el diámetro de la misma mediante unas ranuras que se acercan para cerrar el diámetro.

Se tomaron pequeños tubos de una longitud de 10 cm. y de un diámetro 2 pulg., a los cuales se les hicieron una serie de ranuras longitudinales por uno de sus extremos alrededor de su superficie las cuales al presionarlas diametralmente resultaba en una variación del diámetro, dependiendo del espesor y número de ranuras y de la presión que se le aplicara.

El procedimiento seguido para la realización de estas tuberías fue el siguiente:

Se cortaron los tubos de manera que su longitud fuese 10 cm.

Se eliminó con la rebaba que se produce por el corte.

Con ayuda de una herramienta de corte se realizaron las ranuras que dependiendo del diámetro que se quiera obtener se realizan mas o menos ranuras. Para el diámetro mayor menos ranuras y para el diámetro menor más ranuras. El número de ranuras necesarias no fue estipulado para cada uno de los diámetros.

Se llevaron los extremos con ranuras a los diámetros deseados mediante la ayuda de abrazaderas las cuales se apretaban al mismo tiempo que se chequeaba el diámetro con un vernier.

Una vez alcanzado el diámetro deseado, se colocaron puntos de soldadura de manera de unir las ranuras y evitar el efecto de recuperación elástica del material.

Se retiró la abrazadera y se realizaron los cordones de soldadura para terminar la unión de las ranuras.

Se esmeriló las superficies interna y externas de las colas para eliminar el material en exceso.

5.4 METODOLOGÍA DE PRUEBAS.

El paso siguiente al diseño y la construcción de las tres configuraciones a estudiar es sin duda la prueba de las mismas. Para ello que es necesario establecer cuales son los parámetros y variables que se necesitan medir, definir el mejor procedimiento para cada medición y así de esta manera obtener los resultados más certeros para luego determinar cual de las tres configuraciones es la que reporta los resultados más convenientes.

De acuerdo con los objetivos de este trabajo, es necesario que cada uno de los diseños se tome las siguientes mediciones:

- Nivel de ruido a la salida de los gases de escape.
- Potencia en el motor con cada uno de las configuraciones.
- Presión de los gases de escape.

5.4.1 Instrumentación y equipos.

Para llevar a cabo las pruebas mencionadas anteriormente se dispone de cierto instrumental y de equipos básicos los cuales se enumerarán a continuación:

5.4.1.1 Banco de prueba de Motor YAMAHA YZF-R6.

Este banco de prueba está dispuesto de con un motor YAMAHA YZF-R6, el cual es de cuatro cilindros y una cilindrada de 600cc. Este motor será usado en F-SAE UCV 2006. En este montaje el motor no cuenta con ningún tipo sistema de turbo compresión y por ende no se le ha realizado ningún tipo de modificaciones para instalar un sistema turbo compresor. Este banco de prueba puede apreciarse en la imagen 12.



Imagen 12. Banco de prueba de motor Yamaha YZF-R6.

5.4.1.2 Formula SAE UCV 2005.

Este vehículo también cuenta con un motor Yamaha YZF-R6 dispuesto con un sistema de turbo compresión para la admisión. Este vehículo fue el usado en a competencia de SAE Internacional del 2005. En la imagen 13 se observa el F-SAE UCV 2005.



Imagen 13. F-SAE UCV 2005.

5.4.1.3 Sonómetro.

Para realizar las mediciones de sonido se dispone de un instrumento de medición denominado sonómetro de marca “Quest Technologies” modelo 1900. Este instrumento es tipo 1, es decir, es un sonómetro de alta precisión. Mediante una pantalla este reporta los valores de ruido presentes en el medio para diferentes frecuencias y en las unidades dbA. Estos valores de niveles de sonido son captados mediante un micrófono de alta presión. El rango de frecuencias de trabajo de este instrumento va desde 12,5Hz hasta 20KHz.



Imagen 14. Sonómetro Quest Technologies modelo 1900.

5.4.1.3.1 Calibración del sonómetro.

Siempre que se vayan a efectuar mediciones de sonido o de ruido, es necesario verificar la calibración del equipo. Esto se realiza con un dispositivo calibrador el cual emite un sonido de 114 db a una frecuencia de 1000 Hz. El procedimiento de calibración es el siguiente:

- Se introduce el extremo receptor del micrófono del sonómetro en el dispositivo calibrador.
- Se enciende el sonómetro, se coloca en la modalidad manual y se selecciona la frecuencia a 1000 Hz.
- Se enciende el dispositivo calibrador.

- Si el sonómetro reporta un nivel de sonido de 114 dbA. está calibrado, si no es necesario girar la perilla de calibración hasta llegar a este nivel.
- Se apaga el sonómetro, se retira el dispositivo de calibración y se apaga.

5.4.1.4 Dinamómetro.

Es una máquina usualmente empleada en el sector automotriz tanto para obtener la potencia entregada al suelo de los vehículos como para efectuar pruebas que buscan mejorar el comportamiento de los mismos, en nuestro caso usamos un dinamómetro marca Dastek, capaz de censar vehículos que entreguen hasta 999 hp.



Imagen 15. Tambores del dinamómetro



Imagen 16. Panel del dinamómetro

5.4.1.5 Manómetro diferencial.

Este instrumento permite hacer mediciones de presión y de diferenciales de presión a lo largo de los conductos. Está dispuesto de una serie de capilares y conexiones con la cuales se pueden tomar múltiples mediciones de presión en un instante. Para las mediciones de presión que se realizaran en el escape este equipo se configuró para que funcionara como un Manómetro en “U”.

El manómetro en “U” utiliza la relación que existe entre un cambio de presión y la elevación de un fluido estático, dicha relación se rige bajo la siguiente expresión matemática:

$$\Delta P = \gamma \cdot h$$



Imagen 17. Manómetro diferencial múltiple.

5.4.2 Medición del nivel de ruido a la salida de los gases de escape.

Para medir el ruido de cada silenciador se procedió a realizar la medición de ruido según el procedimiento establecido por SAE internacional para las competencias de Formula SAE. El procedimiento dice así:

“Las medidas se harán con un micrófono a campo libre ubicado libre de obstrucciones de la salida de escape, a 0,5 m. (19,68 pulg.) del final de la salida del escape, a un ángulo de 45° con el plano horizontal. La prueba se realizará con la transmisión en neutro a la velocidad de motor definida más adelante...”

La velocidad del motor a la cual se realiza la prueba está establecida por SAE internacional. Para el motor usado en esta investigación: Yamaha YZF-R6 @ 10,500 r.p.m.

Cabe destacar que para evitar medir el sonido producido por el la velocidad de los gases de escape el sonómetro que se utilizará tiene un filtro el cual elimina este efecto.

5.4.2.1 Medición del nivel de ruido a escape libre con y sin turbo.

Se sabe que el turbo o turbo compresor es un elemento que por su naturaleza tiende a apaciguar sonido que viaja con los gases de escape. Para comprobar la magnitud de este fenómeno es necesario realizar una medición del nivel de ruido que

genera el motor Yamaha YZF-R6 sin turbo a escape libre, es decir, sin silenciador. Para ello se utilizó el montaje del banco de prueba del motor.

Procedimiento que se siguió para realizar esta prueba fue el siguiente:

1. Se trasladó el banco de prueba del motor Yamaha YZF-R6 a un espacio que cumpliera con las condiciones de ambiente necesarias, descritas anteriormente.
2. Se revisó y preparó el motor para la prueba:
 - i. Se revisó el nivel de aceite y de gasolina.
 - ii. Se revisó los sistemas eléctricos de encendido.
3. Se calibró y preparó el aparato de medición (sonómetro).
4. Se encendió el motor y se dejó calentar hasta la temperatura de trabajo de aproximadamente 90 Celsius.
5. Se chequeó el funcionamiento del tacómetro.
6. Se ubicó el aparato de medición de sonido (sonómetro) según las normas SAE Internacional.
7. Se procedió a la medición de los niveles de presión de banda en un rango de frecuencia desde los 12,5 Hz. hasta 4 Khz., y nivel sonoro en dbA.
 - i. Se encendió el sonómetro en la modalidad de grabación del máximo nivel de ruido.
 - ii. Se selecciono la frecuencia que se quiere captar comenzando con 12,5 Hz.
 - iii. Se aceleró el motor hasta llegar a un máximo de 10.500 r.p.m.
 - iv. Se guardó la información en la memoria del sonómetro.
 - v. Se repitió el procedimiento variando la frecuencia hasta llegar a 4 Khz.
 - vi. Se realizaron tres mediciones de nivel sonoro en dbA a 10.500 r.p.m. para luego ser promediadas.
 - vii. Se leyó y transcribió la información guardada en el sonómetro.

Con el propósito de complementar las mediciones anteriores se realiza una medición los niveles de ruido en el escape de un motor dotado de un sistema turbo

compresor, para de esta manera hacer una comparación de ambas datas. Para esto se utilizó el F-SAE UCV 2005, el cual se encuentra dotado de dicho sistema. El procedimiento llevado a cabo fue muy similar al anterior con la diferencia que no se usó el banco de prueba sino el F-SAE UCV 2005. Cabe destacar que para las demás pruebas que se describirán a partir de este momento también se utilizó este último.

5.4.2.2 Medición de los niveles de ruido con resonador y turbo.

Esta prueba se subdivide en tres experimentos:

- Resonador sin material absorbente.
- Resonador relleno con material absorbente en el volumen entre la carcasa y el tubo principal perforado.
- Resonador con una capa de material absorbente en el volumen entre carcasa y tubo principal perforado.

Estas pruebas se realizaron para estimar el efecto de atenuación de una misma configuración bajo condiciones del medio interior diferentes. El material utilizado como absorbente es lana de fibra de vidrio. Cabe destacar que se utilizó el mismo resonador en todas las mediciones. Para hacer las modificaciones simplemente se retiraban los remaches que sujetan el conjunto de salida y se realizaba las modificaciones pertinentes.

En el caso del resonador relleno con material absorbente en el volumen entre la carcasa y el tubo principal perforado, la modificación se realizó siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Se retiró el conjunto de salida removiendo los remaches con que se sujeta.
2. Se llenó el espacio comprendido entre la carcasa y el tubo perforado con lana de fibra de vidrio como se muestra en la imagen 16.
3. Se colocó nuevamente el conjunto de salida.

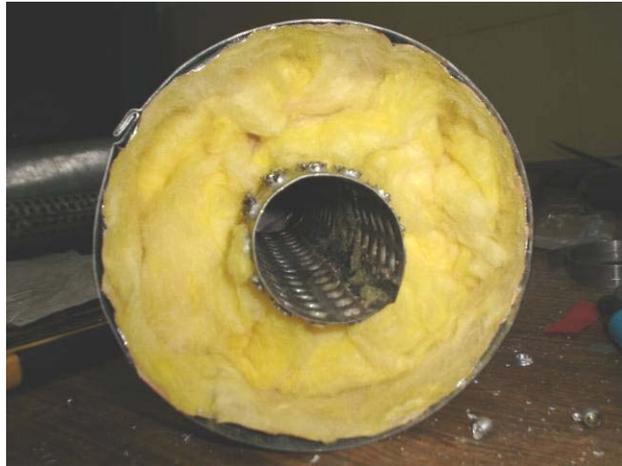


Imagen 18. Resonador con volumen entre carcasa y tubo perforado relleno de material absorbente.

Para el caso del resonador con una capa de material absorbente en el volumen entre carcasa y tubo principal perforado, el procedimiento de modificación fue el siguiente:

1. Se retiró el conjunto de salida.
2. Se retiró el espesor de material absorbente existente.
3. Se introdujo una capa de material absorbente de tal manera que la superficie metalizada este en contacto con la superficie interior de la carcasa.
4. Se colocó malla expandida de acero, doblada en forma de cilindro de tal manera que sostuviese la capa de fibra de vidrio, como se muestra en la imagen 17.
5. Se colocó una capa de lana de fibra de vidrio y malla para su sujeción tanto en la tapa de entrada como en la de salida.
6. Se colocó el conjunto de salida y se fijo nuevamente con remaches.



Imagen 19. Resonador con una capa de material absorbente.

El proceso de medición de ruido para el resonador y para cada una de sus modalidades es el mismo, y este se describe a continuación:

1. Se revisó y preparó el F-SAE 2005 para la prueba:
 - i. Se chequeó los niveles de combustible y aceites.
 - ii. Se chequeó el sistema eléctrico de encendido y todos sus componentes.
2. Se ubicó el F-SAE UCV 2005 en un espacio que cumpliera con las condiciones necesarias.



Imagen 20. Disposición del prototipo modelo 2005 para medir ruido con silenciador.

3. Se calibró el sonómetro.
4. Se encendió el motor y se dejó llegar a temperatura de trabajo de aproximadamente 90 Celsius.

5. Se colocó al silenciador a probar en la tubería de escape.



Imagen 21. Disposición del silenciador en el modelo 2005.

6. Se ubicó el sonómetro tal como lo establece las normas SAE Internacional.



Imagen 22. Medición de la distancia entre la salida del silenciador y el sonómetro

7. Se efectuó la medición de los niveles de ruido de la misma manera como se hizo para escape libre.
8. Se repitió el mismo procedimiento medición de ruido para ambas modalidades pero colocándole las toberas que disminuyen el diámetro a la salida.



Imagen 23. Cola de silenciador con el diámetro de salida reducido.

5.4.2.3 Medición de los niveles de ruido con silenciador de doble cámara de expansión y turbo.

Similar a la prueba anterior esta se subdivide en dos experimentos:

- Silenciador de doble cámara de expansión sin material absorbente en el volumen de las cámaras.
- Silenciador de doble cámara de expansión con una capa de material absorbente en el volumen de las cámaras.

Estas pruebas se realizaron para determinar que efecto tiene en el material absorbente en el comportamiento el silenciador de doble cámara de expansión. Al igual que las pruebas anteriores el material absorbente utilizado fue lana de fibra de vidrio. El procedimiento para la modificación del diseño original se describe a continuación:

1. Se retiró en conjunto de tapas de entrada y salida, para de esta manera tener acceso a las cámaras.
2. Se forro el interior de las cámaras con una capa del material absorbente de tal manera que la parte metalizada coincidiera con la superficie interior de la carcasa.
3. Se colocó malla expandida de tal manera que sujetara la fibra de vidrio a la superficie interna de la carcasa.



Imagen 24. Combinación con capa de material absorbente.

En cuanto a la medición del nivel de ruido para ambas modalidades el procedimiento es completamente idéntico al seguido para el resonador y sus modalidades.

5.4.2.4 Medición de los niveles de ruido en silenciador combinado.

Igualmente esta prueba se subdivide en cuatro experimentos los cuales son:

1. Silenciador combinado sin material absorbente.
2. Silenciador combinado con material absorbente en los resonadores.
3. Silenciador combinado con material absorbente en los resonadores y una capa en la cámara de expansión.
4. Silenciador combinado con una capa de material absorbente en los resonadores y en la cámara de expansión.

En el caso del silenciador combinado con material absorbente la modificación se realizó bajo el procedimiento siguiente:

1. Se retiró la tapa tanto de entrada como salida del silenciador removiendo previamente los remaches que las fijaban.
2. Se rellenaron los espacios existentes entre la carcasa y la tubería perforada de ambos resonadores con material absorbente (lana de fibra de vidrio).
3. Se colocaron de nuevo las tapas, la de salida y la de entrada, y se fijaron nuevamente con remaches.

En el caso de silenciador combinado con material absorbente en los resonadores y una capa en la cámara de expansión, como ya se habían rellenado los resonadores, el procedimiento fue el siguiente:

1. Se separó uno de los resonadores de la cámara de expansión de tal manera que el disco quede unido al resonador y la cámara de expansión expuesta.
2. Se forró la superficie interior de la cámara con una capa de lana de fibra de vidrio de tal manera la superficie metalizada coincidiera con la superficie interna de la carcasa.

3. Se colocó malla expandida de tal manera de sostener la capa de material absorbente manteniendo su espesor.
4. Se unió de nuevo el resonador con la cámara de expansión, fijando ambas partes con remaches.

En el caso del silenciador con una capa de material absorbente en los resonadores y en la cámara de expansión, como ya se había colocado la capa en esta última el procedimiento de modificación fue el siguiente:

1. Se retiró tanto el conjunto de entrada como el de salida, removiendo los remaches que los fijan.
2. Se removió el material absorbente de los resonadores.
3. Se colocó una capa de material absorbente en los resonadores de la misma manera como se hizo en la cámara de expansión.
4. Se colocaron nuevamente las tapas y se fijaron.

El procedimiento aplicado para la medición del nivel de ruido en el silenciador combinado y sus modalidades fue exactamente el mismo que se siguió para el resonador y sus modalidades.

5.4.3 Medición de presión de los gases de escape.

Se realiza una instalación de un manómetro “U” en el conducto de escape justo antes del silenciador. La conexión está conformada por una rosca soldada al la parte externa del conducto, a un extremo de la rosca está en contacto directo con el flujo interno de los gases, y del otro extremo se conecta un tubo de cobre debido a las altas temperaturas que alcanza el escape y cualquier manguera podría deformarse. Al otro extremo de este tubo de cobre se conecta con el tubo de ensayo en “U”. Al otro extremo del tubo en U está sellado y el fluido utilizado es agua.



Imagen 25. Disposición de la toma de presión en el escape.

A presión atmosférica el nivel de agua en el tubo en U está al mismo nivel, y al aplicar presión debido al gas que circula por el escape, la presión medida es la diferencia de distancias entre las partes superiores de las columnas de agua en milímetros.

5.4.4 Medición de la potencia del motor.

Realizar esta medición es muy importante, ya que la variación de la potencia del motor va de la mano con el comportamiento de los gases de escape. Se sabe que dependiendo del diseño del silenciador, este repercute o no directamente sobre la potencia del motor, por lo que es necesario determinar como influye cada una de las configuraciones diseñadas en la potencia del motor. Para realizar esta medición de potencia se utilizó el dinamómetro descrito anteriormente, así de esta manera variando cada una de las configuraciones de silenciadores se estimó la curva de potencia del motor en un determinado rango de velocidades.

Basados en los resultados obtenidos con las pruebas hechas anteriormente, se decidió que como la presión en los gases de escape cuando se colocaba la cola A con respecto a cuando se colocaba la tobera B no variaba, se probaron solo las toberas A y B en el dinamómetro.

El procedimiento que se siguió fue el siguiente:

1. Se revisó y preparó el F-SAE 2005 para la prueba:
 - i. Se chequeó los niveles de combustible y aceites.

- ii. Se chequeó el sistema eléctrico de encendido y todos sus componentes.
2. Se colocó el F-SAE UCV 2005 en el dinamómetro.
3. Se aseguró el vehículo con amarres.
4. Se encendió el vehículo y se dejó calentar hasta una temperatura de trabajo de aproximadamente 90 Celsius.
5. Se inició el software del dinamómetro.
6. Se colocó el silenciador a probar.
7. Se llevó el carro hasta la relación de transmisión donde fuera 1:1 (5ta. velocidad) y a 3000 r.p.m.
8. En ese punto se inició la toma de datos de la potencia del motor, acelerando el carro hasta 13.000 r.p.m.
9. Al llegar desaceleró progresivamente hasta llegar a las 3000 r.p.m.
10. Se graba la curva de potencia obtenida.
11. Se coloca o cambia la cola del silenciador, o bien se cambia el silenciador a probar y se repite el procedimiento.



Imagen 26. Clases de colas de silenciador empleadas.

RESULTADOS.

RUIDO.

Para poder descubrir la atenuación de un silenciador, se debe obtener primero el espectro de sonido del motor bajo las condiciones discutidas previamente.

Después que se determine espectro de ruido del motor, se debe establecer un espectro de atenuación para cada silenciador estudiado, y así poder comparar los resultados obtenidos.

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en banco de prueba.

Nivel sonoro: 126 dbA

Tabla 2. Nivel de presión de banda del motor en banco de prueba.

Hz	dbA	db
12,5	48,6	112
16	44,2	100,9
20	47,8	98,3
25	44,7	89,4
31,5	47,6	87
40	50,7	85,3
50	47,3	77,5
63	49,4	75,6
80	81,9	104,4
100	82,5	101,6
125	83,3	99,4
160	85,3	98,7
200	92,6	103,5
250	93,6	102,2
315	103,1	109,7
400	108,7	113,5
500	107,2	110,4
630	122,8	124,7
800	113,4	114,2
1000	119,2	119,2
2000	114,4	113,2
4000	106,1	105,1

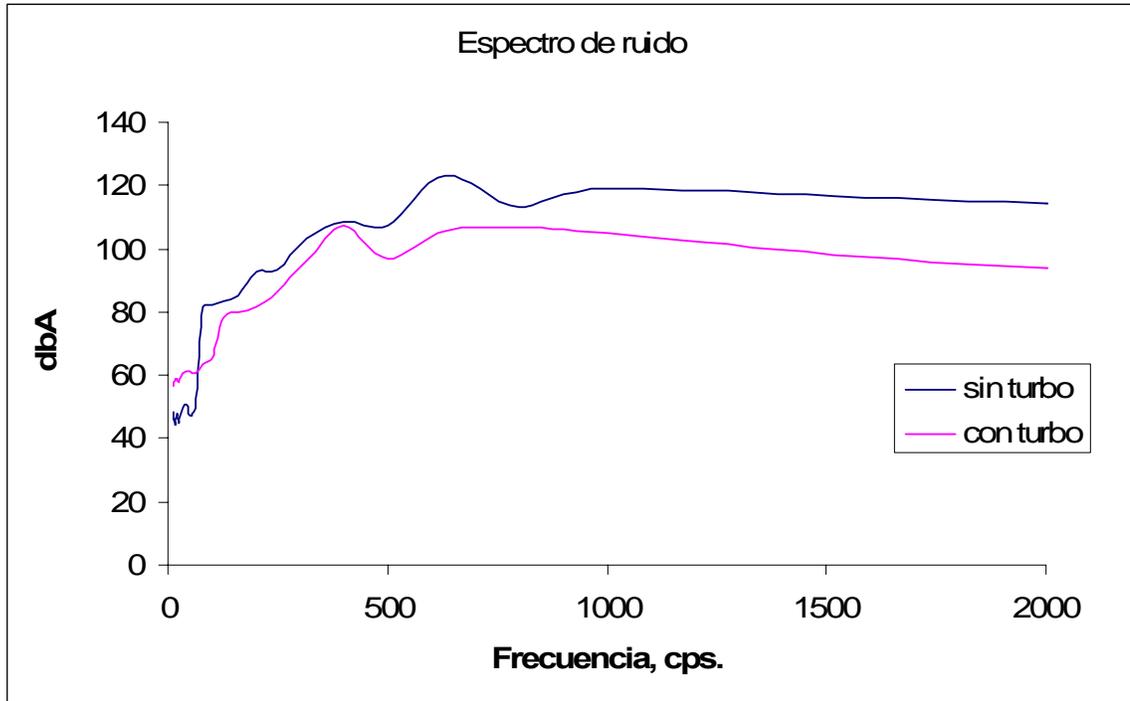
Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 sin silenciador.

Nivel sonoro: 114,5 dbA

Tabla 3. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 sin silenciador.

Hz	dbA	db
12,5	56,5	119,9
16	58,2	114,9
20	59,1	109,6
25	57,8	102,5
31,5	59,4	98,8
40	61,5	96,1
50	61	91,2
63	60,6	86,8
80	63,6	86,1
100	65,4	84,5
125	78	94,1
160	79,9	93,3
200	81,7	92,6
250	86,5	95,1
315	96,1	102,7
400	107,3	112,1
500	97,1	100,3
630	105,3	107,2
800	106,5	107,3
1000	104,8	104,8
2000	94,1	92,9
4000	87,6	86,6

Espectro de ruido del motor en el modelo 2005 sin silenciador y del motor en banco de prueba.



Gráfica 4. Espectro de ruido comparativo entre motor en banco de prueba y del modelo 2005.

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con resonador (sin fibra de vidrio).

Nivel sonoro: 105 dbA

Tabla 4. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (sin fibra de vidrio).

Hz	dbA	db
12,5	52	115,4
16	53,3	110
20	53,3	103,8
25	52,9	97,6
31,5	53,5	92,9
40	53,9	88,5
50	51,2	81,4
63	53,7	79,9
80	54,6	77,1
100	54,1	73,2
125	63,4	79,5
160	61,6	75
200	64,6	75,5
250	66,3	74,9
315	67,4	74
400	88,8	93,6
500	88,2	91,4
630	88,6	90,5
800	100	100,8
1000	91,7	91,7
2000	86,5	85,3
4000	82,4	81,4

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con resonador (con fibra de vidrio).

Nivel sonoro: 94 dbA

Tabla 5. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (con fibra de vidrio).

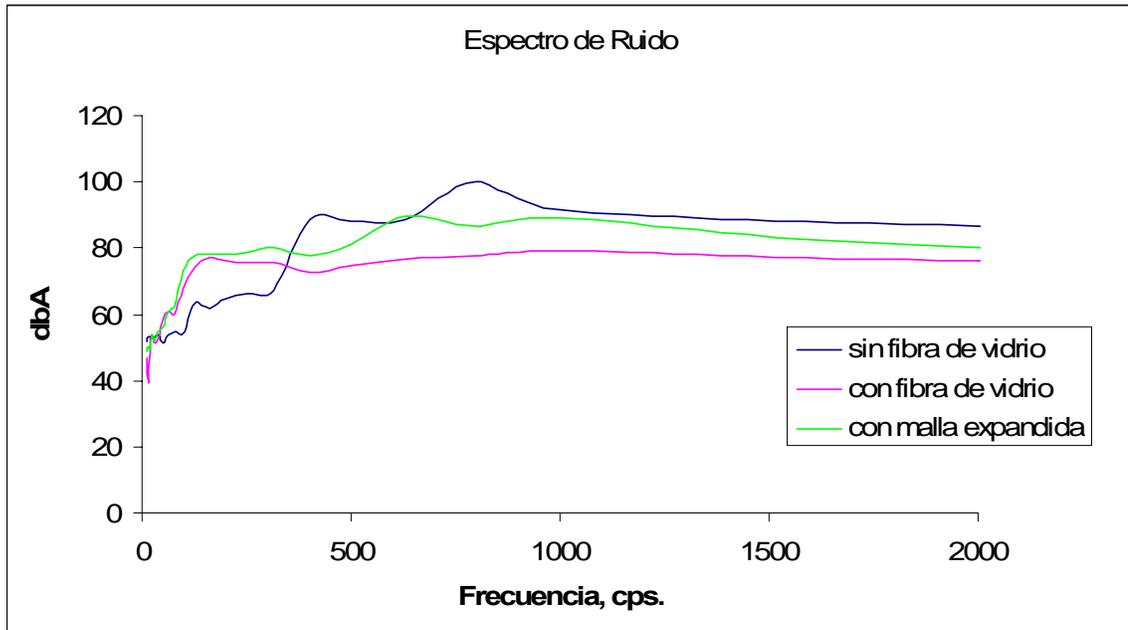
Hz	dbA	db
12,5	47	110,4
16	39,2	95,9
20	50,7	101,2
25	53,8	98,5
31,5	51,2	90,6
40	52,6	87,2
50	58,9	89,1
63	60,8	87
80	60,4	82,9
100	67,8	86,9
125	74	90,1
160	77,2	90,6
200	76,3	89,7
250	75,7	89,1
315	75,9	89,3
400	72,8	86,2
500	74,5	87,9
630	76,8	90,2
800	77,5	90,9
1000	79,1	92,5
2000	76,4	89,8
4000	76	89,4

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con resonador (con malla expandida y fibra de vidrio).

Nivel sonoro: 96,3 dbA

Tabla 6. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con resonador (con malla expandida y fibra de vidrio).

Hz	dbA	db
12,5	48,7	112,1
16	50,1	106,8
20	49,2	99,7
25	53,9	98,6
31,5	52,2	91,6
40	54,7	89,3
50	56,1	86,3
63	60,6	86,8
80	62,8	85,3
100	73,1	92,2
125	77,5	93,6
160	78,2	91,6
200	78,2	91,6
250	78,6	92
315	80,4	93,8
400	77,5	90,9
500	81,3	94,7
630	89,5	102,9
800	86,8	100,2
1000	88,9	102,3
2000	80,2	93,6
4000	80,1	93,5

Espectro de ruido del motor en el modelo 2005 con resonador

Gráfica 5. Espectro de ruido del silenciador resonador y sus variantes.

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión.

Nivel sonoro: 101,6 dbA.

Tabla 7. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión.

Hz	dbA	db
12,5	48,8	112,2
16	48,4	105,1
20	49,3	99,8
25	46	90,7
31,5	48,9	88,3
40	48,8	83,4
50	50,9	81,1
63	50,3	76,5
80	53,9	76,4
100	56,2	75,3
125	76,7	92,8
160	79,9	93,3
200	81,4	92,3
250	81	89,6
315	84,5	91,1
400	75,4	80,2
500	80,2	83,4
630	90	91,9
800	93,9	94,7
1000	88,2	88,2
2000	87,2	86
4000	87,4	86,4

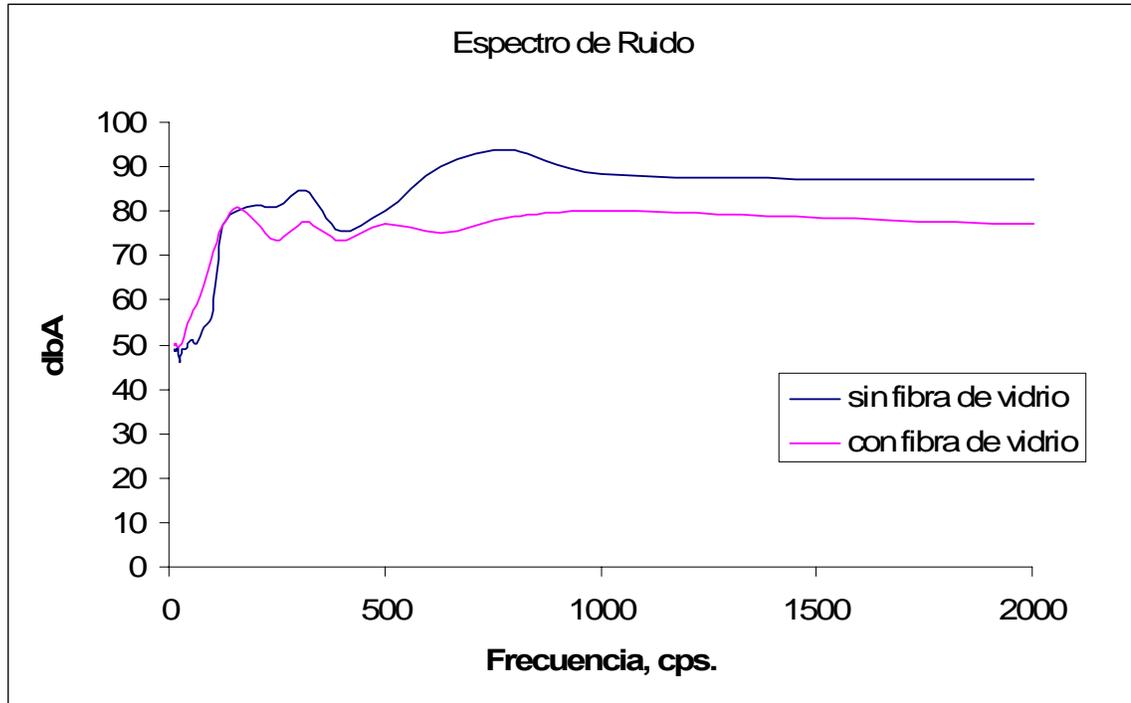
Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión (con malla expandida y fibra de vidrio).

Nivel sonoro: 95 dbA.

Tabla 8. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión (con malla expandida y fibra de vidrio).

Hz	dbA	db
12,5	49,7	113,1
16	50,1	106,8
20	49,2	99,7
25	49,7	94,4
31,5	50,2	89,6
40	53,2	87,8
50	56,5	86,7
63	58,9	85,1
80	63,4	85,9
100	69,5	88,6
125	76,8	92,9
160	80,9	94,3
200	77,8	88,7
250	73,4	82
315	77,7	84,3
400	73,3	78,1
500	77	80,2
630	75,3	77,2
800	78,9	79,7
1000	80,1	80,1
2000	77	75,8
4000	74,1	73,1

Espectro de ruido del motor en el modelo 2005 con doble cámara de expansión.



Gráfica 6. Espectro de ruido del silenciador de doble cámara de expansión y sus variantes.

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con combinación.

Nivel sonoro: 99,8 dbA

Tabla 9. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación.

Hz	dbA	db
12,5	51,5	114,9
16	56,5	113,2
20	56,1	106,6
25	55,1	99,8
31,5	54,2	93,6
40	57,8	92,4
50	58,1	88,3
63	59,9	86,1
80	60,3	82,8
100	66,6	85,7
125	74,5	90,6
160	74,5	87,9
200	76,5	87,4
250	77,9	86,5
315	80	86,6
400	79	83,8
500	87,6	90,8
630	89,6	91,5
800	90,9	91,7
1000	95,7	95,7
2000	84,1	82,9
4000	83,4	82,4

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con combinación (con fibra de vidrio en las cámaras de resonador).

Nivel sonoro: 95,9 dbA.

Tabla 10. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con fibra de vidrio en las cámaras de resonador).

Hz	dbA	db
12,5	50,8	114,2
16	49,5	106,2
20	51,8	102,3
25	51,5	96,2
31,5	55,3	94,7
40	51,6	86,2
50	53,2	83,4
63	55,6	81,8
80	58,9	81,4
100	62,8	81,9
125	72,7	88,8
160	77,4	90,8
200	79,5	90,4
250	84	92,6
315	86,2	92,8
400	82,7	87,5
500	76,7	79,9
630	85,1	87
800	86	86,8
1000	88,2	88,2
2000	83,9	82,7
4000	80,9	79,9

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en las cámaras de resonador y cámara de expansión).

Nivel sonoro: 97,5 dbA.

Tabla 11. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en las cámaras de resonador y cámara de expansión).

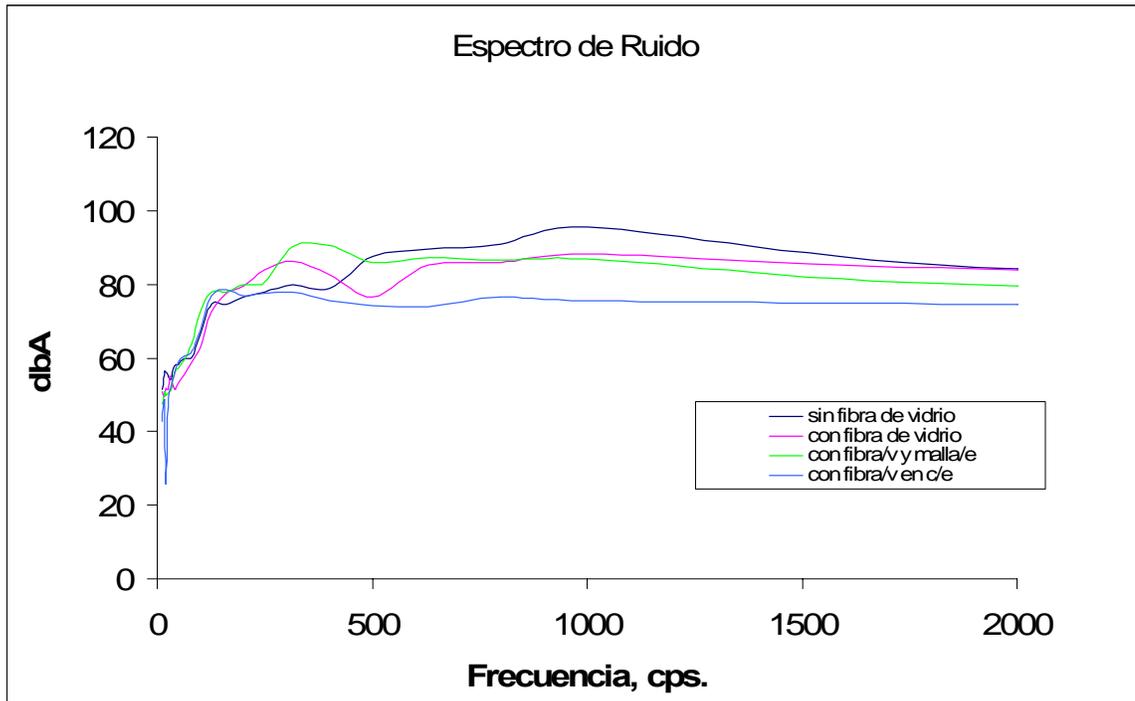
Hz	dbA	db
12,5	47,4	110,8
16	50,9	107,6
20	49,9	100,4
25	50,6	95,3
31,5	51,2	90,6
40	56	90,6
50	57,1	87,3
63	59,5	85,7
80	64	86,5
100	72,4	91,5
125	78	94,1
160	77,8	91,2
200	80	90,9
250	80,6	89,2
315	90,2	96,8
400	90,6	95,4
500	86	89,2
630	87,1	89
800	86,7	87,5
1000	87	87
2000	79,5	78,3
4000	80,6	79,6

Tabla de resultado del nivel de presión de banda y nivel sonoro del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en la cámara de expansión y fibra de vidrio en la cámara de resonador).

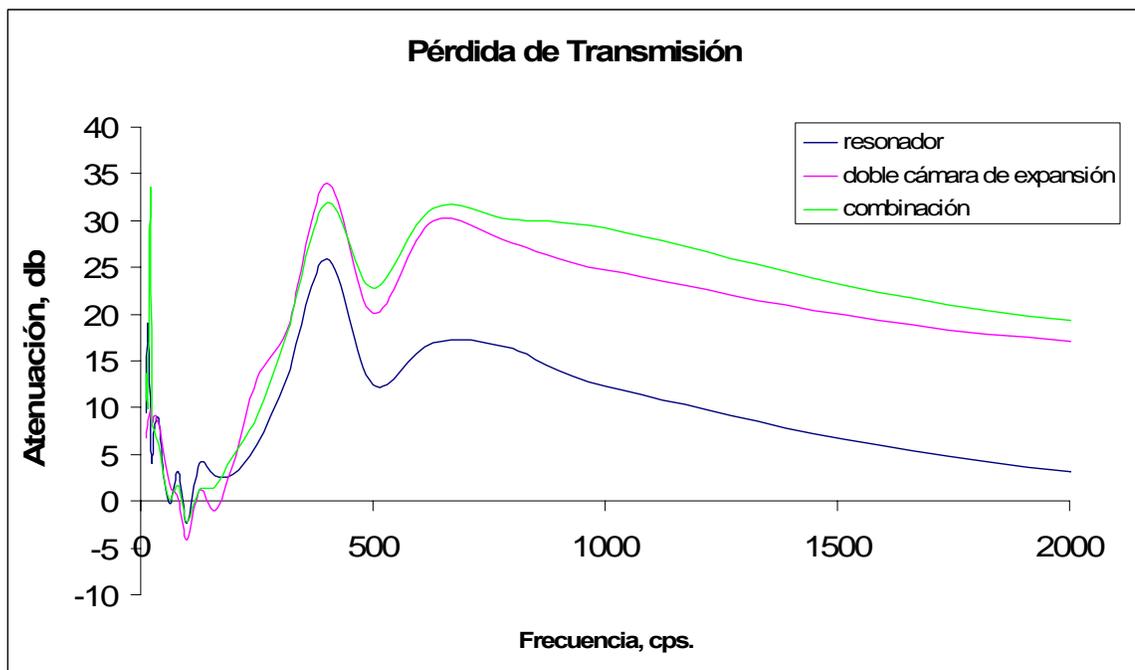
Nivel sonoro: 93,7 dbA.

Tabla 12. Nivel de presión de banda del motor en el modelo 2005 con combinación (con malla expandida y fibra de vidrio en la cámara de expansión y fibra de vidrio en la cámara de resonador).

Hz	dbA	db
12,5	42,9	106,3
16	48	104,7
20	25,6	76,1
25	49,1	93,8
31,5	52	91,4
40	55,5	90,1
50	58,8	89
63	60,4	86,6
80	61,9	84,4
100	67,6	86,7
125	76,8	92,9
160	78,4	91,8
200	76,9	87,8
250	77,5	86,1
315	78	84,6
400	75,4	80,2
500	74,3	77,5
630	74	75,9
800	76,4	77,2
1000	75,6	75,6
2000	74,7	73,5
4000	73,6	72,6

Espectro de ruido del motor en el modelo 2005 con combinación.

Gráfica 7. Espectro de ruido del silenciador tipo combinación.

Pérdida de transmisión del motor en el modelo 2005.

Gráfica 8. Atenuación de los tres tipos de silenciadores estudiados.

PRESIÓN.

Para hacer una comparación entre la presión producida antes de un silenciador y la potencia generada por el motor, se mide la presión manométrica generada en el escape justo antes del silenciador. Y adicionalmente se mide el nivel de ruido generado con las diferentes boquillas probadas.

Cabe destacar que se realizó la medida de presión a los silenciadores que registraron mayor atenuación de sonido.

Tabla de resultados de presión medida al resonador acoplado al motor en el modelo 2005 (con fibra de vidrio).

Tabla 13. Presiones obtenidas para el silenciador resonador.

Resonador		
Medición de Presión antes del silenciador		
	Δh : mm. de H ₂ O	dbA
Silenciador	10	-
Boquilla A (d: 35 mm.)	10	94,5
Boquilla B (d: 26 mm.)	16	96,1
Boquilla C (d: 16 mm.)	80	94,5

Tabla de resultados de presión medida a la doble cámara de expansión acoplado al motor en el modelo 2005 (con malla expandida y fibra de vidrio).

Tabla 14. Presiones obtenidas del silenciador de doble cámara de expansión.

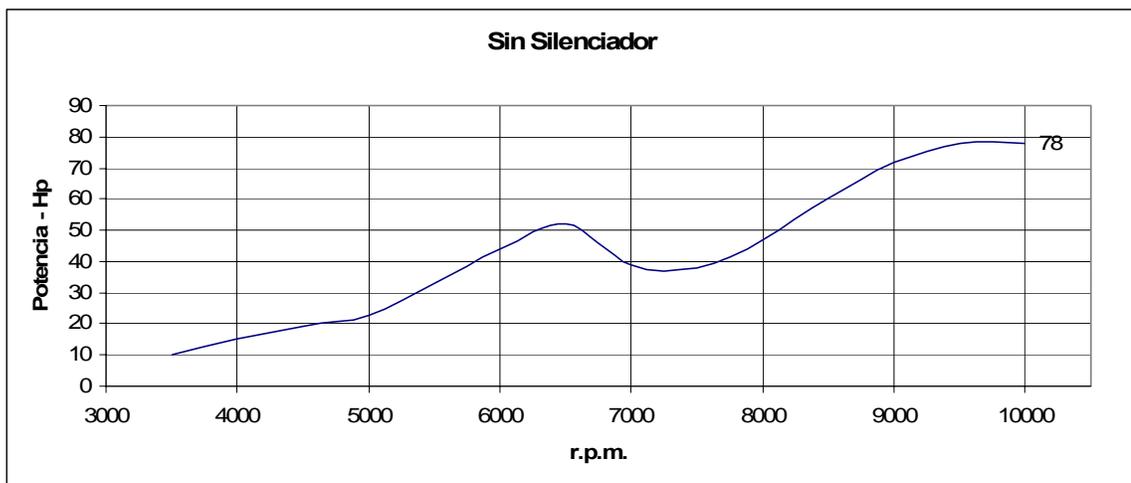
Doble cámara expansión		
Medición de Presión antes del silenciador		
	Δh : mm. de H ₂ O	dbA
Silenciador	32	-
Boquilla A (d: 35 mm.)	34	95,6
Boquilla B (d: 26 mm.)	46	94,4
Boquilla C (d: 16 mm.)	80	94,5

Tabla de resultados de presión medida a la combinación acoplado al motor en el modelo 2005 (Con malla expandida y fibra de vidrio en la cámara de expansión y fibra de vidrio en las cámaras de resonador).

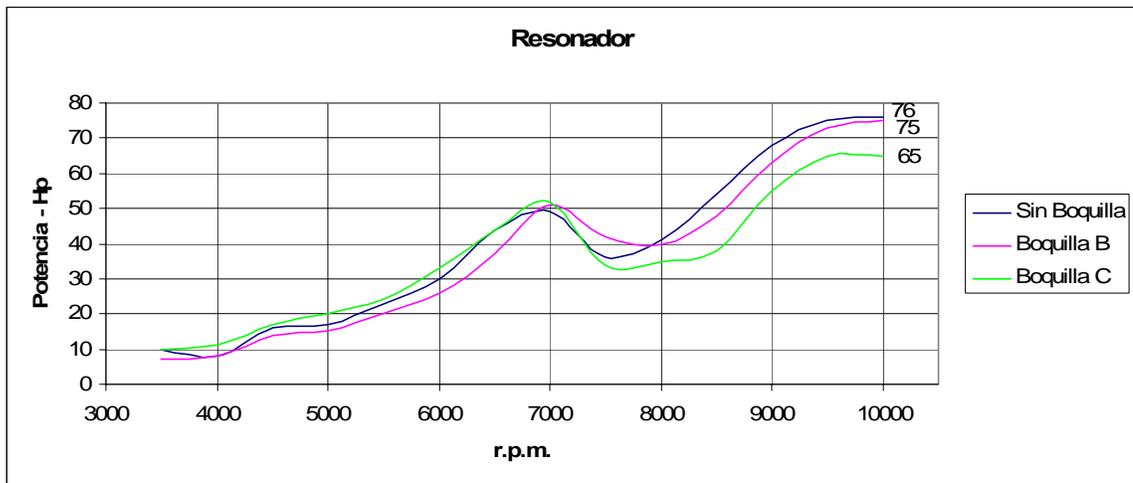
Tabla 15. Presiones obtenidas del silenciador de tipo combinación.

Combinación		
Medición de Presión antes del silenciador		
	Δh : mm. de H ₂ O	dbA
Silenciador	16	-
Boquilla A (d: 35 mm.)	16	94
Boquilla B (d: 26 mm.)	30	93,2
Boquilla C (d: 16 mm.)	80	93,8

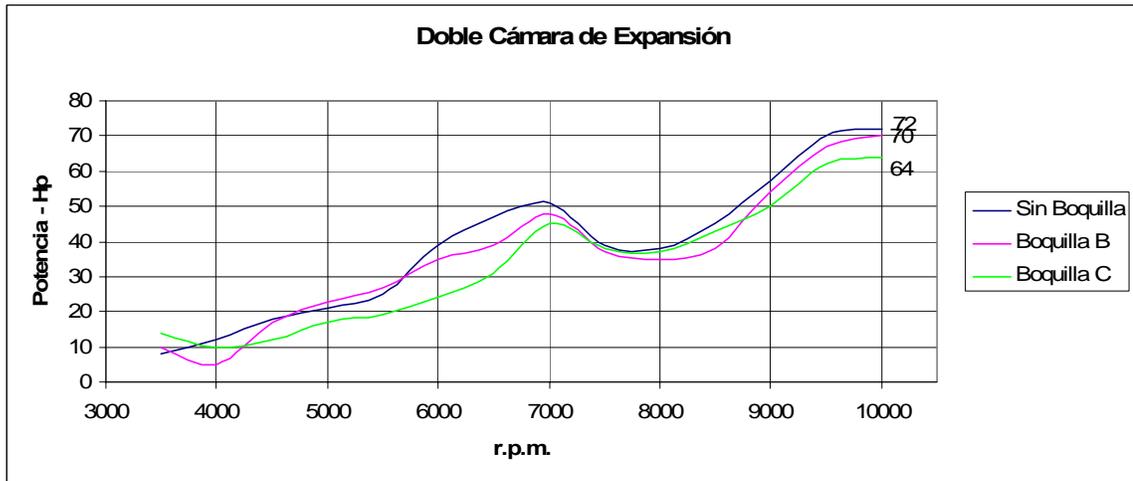
POTENCIA.



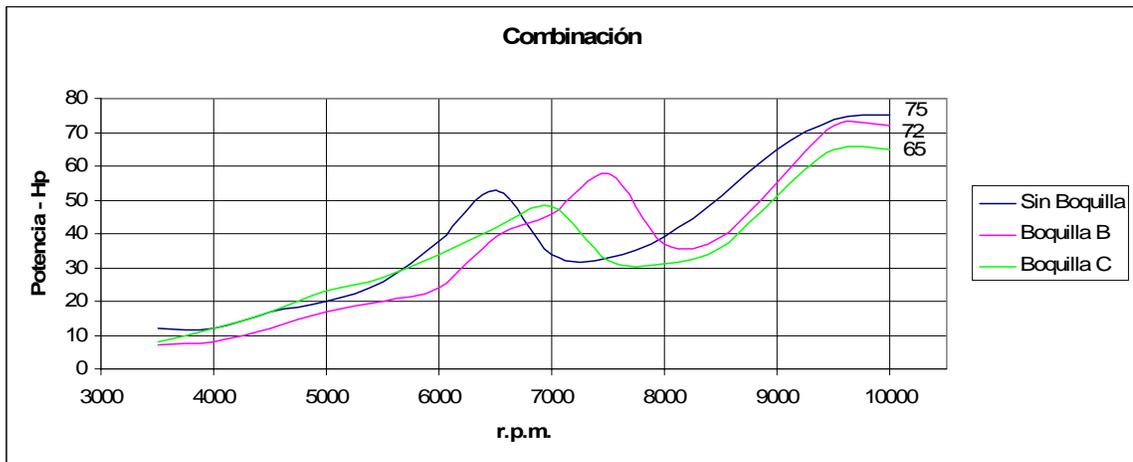
Gráfica 9. Potencia obtenida del modelo 2005 sin silenciador.



Gráfica 10. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador resonador.



Gráfica 11. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador de cámara de expansión.



Gráfica 12. Potencia obtenida del modelo 2005 con variantes del silenciador de tipo combinación.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Espectros de ruido.

Para analizar los espectros de ruido se hace una separación de comparación que se realiza de la siguiente manera.

Comparación entre el motor en banco de prueba y el motor en el modelo 2005 (turbo-cargado).

Muchos ingeniero saben que un turbo compresor tiende a atenuar sonido del escape gracias al rodete de la turbina. En esta gráfica se puede corroborar esto, ya que se aprecia como después de 100 cps, la curva del motor del modelo 2005 tiende a registrar menores valores de dbA a lo largo de las frecuencias. Y donde la presión de sonido sin filtrar las frecuencias para el motor en el banco de prueba dio 126,2 dbA y el motor en el modelo 2005 dio 114,5 dbA cuya diferencia es 11,7 dbA.

Comparación entre variaciones del resonador.

Se puede observar en la gráfica de espectro de ruido de las diferentes variaciones de resonador la diferencia que hay entre un resonador con fibra de vidrio y sin fibra de vidrio, y con respecto al que tiene maya expandida. Se puede apreciar dos zonas, las cuales están limitas de 0 a 500 cps y de 500 cps en adelante. En la primera zona el comportamiento sin fibra de vidrio abarca un rango con mayor atenuación que los demás, ya que el nivel de ruido es menor. Y el que tiene fibra de vidrio es el más desfavorable en este rango, ubicándose entre estos el que tiene maya expandida. En la segunda zona se aprecia un cambio de comportamiento, las curvas empiezan a estabilizarse pudiendo apreciar que el resonador con fibra de vidrio permanece en los menores valores de dbA. Sobre éste está el resonador con maya y luego el resonador sin fibra de vidrio. Siendo la distancia que hay entre el sin fibra y el con maya expandida menor que la distancia que hay entre el que tiene maya expandida con el que tiene fibra de vidrio, en el rango de 500 a 1500 cps.

Comparación entre variaciones de doble cámara de expansión.

En la gráfica de espectro de ruido de las diferentes variaciones del silenciador de doble cámara de expansión, se pueden apreciar dos zonas. En la primera zona que va desde 0cps hasta 250cps, se observa que la configuración sin fibra de vidrio tiene

un mejor comportamiento que la configuración con fibra de vidrio, ya que los niveles de ruido que esta presenta son apreciablemente menores. En la segunda zona del espectro que va desde los 250cps en adelante, se ve que el comportamiento es contrario al de la zona anterior, ya que el silenciador con fibra atenúa más ruido que el silenciador sin fibra en este rango.

Comparación entre variaciones del tipo combinación.

En la gráfica de espectro de ruido de las diferentes variaciones del silenciador de combinación. Se observa que en la zona de 0 a 500 cps, el comportamiento es inconsistente y no se puede apreciar cual configuración podría ser la que más favorece a la disminución de ruido. Luego de 500 cps, las curvas empiezan a comportarse más estables, de modo que se aprecia como la combinación sin fibra de vidrio asciende hasta mantenerse en un rango de 70 a 90 dbA. El que tiene maya expandida, esta por debajo de ésta en el rango de 500 a 800 cps para luego ubicarse por debajo del silenciador que tiene fibra de vidrio en las cámaras de resonador. A diferencia de éstas, la configuración que tiene fibra de vidrio en las cámaras de los resonadores y maya expandida en la cámara de expansión, se observa que se estabiliza por debajo de las demás, pudiendo apreciar que es la que tiene menores niveles de dbA en este rango de frecuencia.

Comparación entre silenciadores.

Realizando una comparación entre los silenciadores antes analizados que tienen mejor comportamiento que se presenta en la gráfica. Y teniendo en cuenta los análisis realizados anteriormente, se puede observar que el silenciador de tipo combinación es el que tiene el menor rango de ruido emitido, a pesar que es después de 500 cps, cuando las curvas se estabilizan y antes de este valor el comportamiento es vacilante.

Es posible que este comportamiento en común entre todas las variantes realizadas para los silenciadores, se deba a las que las características del silenciador atenúa a ciertas bajas frecuencias, y en las demás prevalece el ruido generado por los componentes del motor, pues como se ha dicho antes, no solo se esta midiendo el ruido producido por el motor a través de escape, también hay otros factores que

producen ruido, como por ejemplo: el ruido producido por la explosión en el ciclo de trabajo del motor, el ruido por el giro del cigüeñal y los árboles de leva, la cadena de tiempo, al abrir y cerrar de las válvulas, el ruido de la admisión, el generado por el turbo entre otros; los cuales pueden estar entre este rango de frecuencia de 0 a 500 cps. Basándose en lo anterior, los resultados del estudio realizado se tomarán a partir de 500 cps.

Es por esto que en la medición de la presión de sonido sin filtrar las frecuencias, se tiene que el silenciador de tipo combinación es el que atenuó más ruido.

Análisis teórico-experimental.

Para realizar la comparación entre los resultados experimentales y teóricos, se debe tomar en cuenta solo los silenciadores sin fibra de vidrio, ya que en los cálculos este factor no está incluido.

A pesar de la gran discrepancia entre las curvas de pérdida de transmisión o atenuación teórica con las experimentales, se obtuvo un resultado satisfactorio al observar que a ciertas frecuencias hay atenuación de hasta 35 db.

Un factor a tomar en cuenta son las condiciones de las mediciones, fueron realizadas a campo abierto y el sonómetro registró en cada medida, no solo el ruido que sale del silenciador al que se está midiendo, sino también los sonidos producidos por los demás componentes que hacen funcionar al motor, tales como: los árboles de leva, las válvulas, la explosión del ciclo de trabajo del motor de cada cilindro, el sistema de admisión, el turbocompresor, etc.

Bajo las condiciones en la que se realizaron los cálculos, la teoría acústica ha demostrado predecir la mejora de varios tipos de silenciadores entre rangos de frecuencias que es gobernado por las dimensiones de los elementos del silenciador. Las ecuaciones de los cálculos fueron diseñados para obtener un comportamiento teórico previo de manera de poder predecir cual será el silenciador con mayor pérdida de transmisión. De acuerdo con esto, se puede observar que el silenciador de tipo combinación es el que más atenúa, tal como se obtuvo en los cálculos teóricos.

Su estudio incluye varias variables envueltas en el silenciado de escape. Con la intención de aislar el efecto de estas variables, fue necesario excluir otras ciertas variables dependientes de las condiciones de operación que pueden ser investigadas por separado en otra investigación. Las tres variables fundamentales que no se discutieron son la temperatura de los gases de escape, la velocidad de los gases de escape y la presión de sonido de los gases de escape.

Análisis de presión y potencia.

Comparando los valores obtenidos de las mediciones de presión de los gases de escape y presión de sonido realizadas en las diferentes configuraciones y sus variantes, se puede observar que el comportamiento es diferente para cada uno de los casos.

Se puede apreciar que cuando el diámetro de salida del silenciador se mantiene original (40 mm.), la menor presión reportada es en los resonadores sin diferencia entre ambas variantes probadas. Seguida éstas en magnitud por la variante del silenciador combinado con fibra de vidrio en la cámara de expansión. Siendo el silenciador de doble cámara de expansión la configuración que marcó la mayor presión de los gases de escape. Lo que pudiese significar que para este caso la configuración que presenta una mayor contra presión de los gases de escape el silenciador de doble cámara de expansión.

Cuando se incorpora la primera reducción de diámetro, la boquilla A (35 mm.), se observa que esta no repercute en la presión de los gases manteniéndose invariable en las diferentes configuraciones, excepto en el silenciador de doble cámara de expansión en donde a pesar de que hay una variación se puede decir que esta es insignificante. En cuanto a los valores de nivel sonoro leídos se puede observar que el silenciador combinado con fibra de vidrio en la cámara de expansión presentó la mayor atenuación, seguida de la variante sin malla del resonador, estando presente el valor mínimo de atenuación leído en la variante del silenciador combinado.

A diferencia de este último, en el caso de la segunda reducción o boquilla B (26 mm.), la presión en las diferentes configuraciones sufre un cambio más

apreciable. El menor valor de presión reportado con el uso de esta boquilla se presentó en la variante del resonador con fibra y sin malla, seguido de la variante de resonador con fibra y con malla. Para las configuraciones doble cámara de expansión y la variante con malla del silenciador combinado se puede ver que tienen el mismo valor de presión, siendo estas las mayores magnitudes de presión se presentó con la boquilla B. Si se observan los valores de presión de sonido, se puede ver que el menor valor se presenta también en la variante con fibra de vidrio en la cámara de expansión del silenciador combinado seguido de la configuración de doble cámara de expansión. El valor mayor de presión en este caso está presente en la variante sin malla del resonador.

Las pruebas realizadas con la boquilla C (16 mm.) reportaron un aumento de considerable de la presión para todas las configuraciones. El menor valor medido se presentó en la variante con malla expandida en el resonador y el mayor para la variante con malla del silenciador combinado, siendo el valor de la presión de las demás configuraciones el mismo. Se observa que para el nivel sonoro los valores tienen un comportamiento similar, la mínima magnitud reportada fue en la variante con fibra en la cámara de expansión del silenciador combinado seguido este de la variante con malla del resonador. La variante sin malla del resonador y el silenciador de doble cámara de expansión presentan los mismos niveles de presión sonora. También se observa que el máximo valor de esta presión sonora se presenta en la variante con malla del silenciador combinado.

Comparando los valores de potencia con las presiones obtenidas, se considera que se acerca bastante al comportamiento de la potencia, sobre todo al valor máximo obtenido. Ya que el silenciador que presentó menor contrapresión fue el resonador sin variar el diámetro de salida, restringiendo solo 2 hp al sistema. Y el silenciador que quitó mayor caballaje fue el de doble cámara de expansión con la menor reducción (d: 16 mm.), a pesar que en la medición de presión, éste comparte igualdad junto con los otros silenciadores con esta reducción de diámetro de salida.

Enfocamos ésta comparación solo con el valor máximo de potencia obtenida, ya que es el valor que nos interesa no afectar en el auto prototipo.

CONCLUSIONES.

Basados en los experimentos realizados, en las referencias y en los resultados de este trabajo especial de grado se pueden hacer las siguientes conclusiones:

- En los silenciadores estudiados no hay una excesiva contrapresión, porque el gas de escape no es obligado a realizar giros por medio de obstrucciones que ocasionan el choque del flujo contra paredes internas.
- La cámara de expansión registra la mayor contrapresión de los tipos de silenciadores estudiados debido a la pérdida de energía en el proceso de expansión y contracción.
- Un turbo-compresor para un sistema de escape en m.c.i. atenúa ruido.
- Reducir el diámetro de salida de un silenciador beneficia en la atenuación de ruido, pero aumenta la contrapresión del silenciador causando una disminución de potencia.
- De los silenciadores estudiados el resonador empleado presenta la menor contrapresión, pero lo suficiente para restarle potencia al motor.
- La fibra de vidrio, como material absorbente demostró ser determinante en la atenuación de ruido en los silenciadores, aumentando la capacidad de disminución de éste.
- El silenciador combinado con fibra de vidrio, malla en la cámara de expansión y boquilla de reducción en la salida de 16 mm., fue el que reportó el nivel de presión de sonido menor. A pesar de ello se seleccionó el silenciador resonador con fibra de vidrio (sin malla) como el más favorable, ya que la diferencia entre este y el combinado mencionado anteriormente en cuanto al nivel de ruido es solo 1,7 dbA. Además, los valores de potencia del motor obtenidos con el resonador son mayores que los obtenidos con el silenciador combinado.
- El silenciador seleccionado como más favorable presentó una pérdida de potencia de 2 hp, y una atenuación total de 20,5 dbA.

RECOMENDACIONES

- Realizar estudios de diferentes configuraciones de silenciadores. En el silenciador de combinación, se puede variar el diámetro de la cámara de expansión para observar los valores en el ruido atenuado y la pérdida de potencia. También se puede variar la combinación en cuanto al orden de las cámaras de expansión y de resonadores. Igualmente se puede optar por un silenciador que tenga más de una cámara de resonador.
- Es posible que disminuyendo la longitud y ampliando el diámetro de la cámara de resonador se pueda disminuir la contrapresión, ya que es menor la longitud por la que tiene que pasar el gas de escape. De esta forma se estaría garantizando menos fuerza de roce, la cual es una de las causantes de la contrapresión.
- Para la manufactura, el silenciador debería ser construido con láminas de hierro y una vez culminado galvanizarlo, ya que soldar láminas galvanizadas es complicado. Dicho recubrimiento es necesario para la protección contra la corrosión producida por los gases de escape.
- Es importante que el silenciador no tenga fuga de gases. Es importante para la atenuación que un silenciador esté bien sellado.
- Experimentar con otros elementos que sustituyan a la fibra de vidrio como componente absorbedor de ruido, ya que la principal desventaja es que por el calor, la fibra se quema, provocando que las cámaras pierdan la cantidad de fibra inicial. Algunos elementos sugeridos son; viruta de algún metal, aluminio por ser el de menos peso. El Corcho, tomando en cuenta la temperatura en que puede quemarse. Compuestos cerámicos, por resistir a las altas temperaturas. Una mezcla entre fibra de vidrio y viruta de aluminio. Una mezcla entre fibra de vidrio y espuma de poliuretano. Puede ser cualquier otro elemento que resista a las altas temperaturas y sea altamente poroso.
- Realizar un estudio orientado a la disminución del tamaño de los silenciadores aquí estudiados sin perder las cualidades de estos para la atenuación de ruido.

- El proceso más tedioso en la construcción de un resonador sería realizar las perforaciones del tubo principal por medio del proceso de punzonado. Este procedimiento no debe ser omitido, ya que es posible que sea una de las claves en la atenuación de ruido.
- Estudiar la posibilidad de emplear elementos piramidales de las salas anecoicas en los silenciadores.

GLOSARIO

Absorción sonora.

Es el proceso por el cual la energía del sonido disminuye en su paso a través de un medio o al golpear una superficie.

Acústica.

Es la ciencia del sonido, incluyendo: a) Su producción, transmisión y efecto, o b) las cualidades que determina el valor de una habitación u otro espacio cerrado con respecto a la audición precisa.

Anti-nodos.

Es un punto, línea o superficie de un cuerpo vibrante, o sistema en el cual la amplitud del movimiento, relativo a eso en un nodo, es máxima.

Audiofrecuencia (frecuencia sónica).

Es cualquier frecuencia correspondiente a una onda de sonido normalmente audible, aproximadamente de 15 a 20000 cps

Barrido.

Extracción de los gases producto de la combustión del cilindro de un motor de combustión interna y su sustitución por una carga fresca de aire y combustible o aire.

Campo libre.

Es un campo en un medio homogéneo isotópico libre de límites. En la práctica, es un campo en el cual los efectos de los límites son despreciables en la región en cuestión. La presión real incidiendo en un objeto (p. ej. Un micrófono) colocado en otro campo sonoro libre diferirá de la presión que existirá en ese punto con el objeto eliminado, salvo que la impedancia acústica del objeto igualara a la impedancia acústica del medio.

Ciclo por segundo (cps).

Es una unidad de frecuencia. También llamado Hertzio (Hz).

Coefficiente de reflexión sonora (reflectividad acústica).

El coeficiente de reflexión sonora de una superficie no generadora es la fracción del sonido incidente reflejado por la superficie. El ángulo de incidencia,

ángulo de reflexión y características del sonido deben ser especificados, por ejemplo, potencia y amplitud de la presión en la incidencia normal.

Coefficiente de transmisión (transmisibilidad acústica).

El coeficiente de transmisión sonora de una separación es la fracción de sonido incidente transmitido a través de la separación. El ángulo de incidencia y la característica del sonido deben ser especificados.

Difracción.

Es proceso que produce una onda difractada.

Dispersión acústica.

Es la reflexión irregular y difusa, refracción o difracción de un sonido en muchas direcciones.

Distorsión.

Es un cambio en la forma de la onda. El ruido y ciertos cambios indeseados en la forma de la onda no están usualmente clasificados como distorsión.

Energía sonora.

La energía sonora de una parte dada de un medio es la energía total en esta parte del medio menos la energía que existiría en la misma parte del medio si no hubiera presentes ondas sonoras.

Frecuencia (f).

La frecuencia de una función periódica en tiempo es el recíproco del período. La unidad es el ciclo por unidad de tiempo.

Impedancia.

Es la relación compleja de una magnitud de fuerza (fuerza, presión, voltaje) a una magnitud de velocidad determinada (velocidad, velocidad volumétrica o intensidad).

Impedancia acústica.

La impedancia acústica de un sonido medio en una superficie dada, en un frente de onda, es la impedancia obtenida a través de la relación cociente de la presión del sonido (fuerza por unidad de área) sobre esta superficie por el flujo

(velocidad volumétrica o velocidad multiplicada por el área), a través de la misma superficie.

Impedancia acústica específica (impedancia acústica en la unidad área).

La impedancia acústica específica en un punto del medio es la relación compleja de la presión sonora a la velocidad de la partícula.

Impedancia característica.

La impedancia característica de un medio es la razón de la presión efectiva de sonido en un punto dado a la efectiva velocidad de la partícula en ese punto en una onda sonora progresiva, plana y libre. La impedancia característica es igual al producto de la densidad por la velocidad del sonido en el medio.

Longitud de onda (λ).

La longitud de onda de una onda periódica en un medio isotrópico es la distancia perpendicular entre dos frentes de onda en que los desplazamientos tienen una diferencia en fase de un periodo completo.

Movimiento armónico simple.

Un movimiento armónico simple es aquel en el que las interrelaciones entre el tiempo y el desplazamiento x pueden ser expresadas de la forma $x = A \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi)$, donde A es la amplitud, ω la frecuencia angular y φ el ángulo de fase.

Nivel.

En acústica, el nivel de una magnitud es el logaritmo de la relación de esa magnitud a la magnitud de referencia de esa misma clase. La base del logaritmo, la magnitud de referencia y el tipo de nivel deben ser especificados.

Nivel de presión de banda.

El nivel de presión de banda para una frecuencia específica es el nivel efectivo de presión del sonido para la energía sonora contenida dentro de la banda.

Nivel de presión sonora (L_p).

El nivel de presión sonora, en decibeles, de un sonido es 20 veces el logaritmo base 10 de la relación de presión de este sonido, a la presión de referencia. La presión de referencia empleada es 0,0002 microbares.

Nivel sonoro.

El nivel sonoro, en decibelios, es el nivel de presión de sonora ponderado, obtenido por el uso de un sonómetro cuyas características de ponderación están especificadas en la última revisión de las normativas sobre sonómetros de la American Standards Association.

Nodos.

Son los puntos, líneas o superficies de un sistema de onda estacionaria, donde algunas características del campo de la onda sonora tienen esencialmente amplitud cero.

Ohv.

Válvulas sobre culata de sus iniciales en ingles “Over Head Valve”.

Onda.

Es una perturbación propagada en un medio, de tal manera que en algún punto del medio la cantidad, que sirve como medida de la perturbación, es función del tiempo; mientras que en algún instante la cantidad que sirve como medida de la perturbación en un punto es función de la posición del punto.

Onda difractada.

Es aquella cuyo frente ha sido cambiado de dirección por un obstáculo u otra heterogeneidad en el medio, de modo distinto que por reflexión o refracción.

Pérdida de transmisión

Es la reducción en la magnitud de alguna característica de una señal, entre dos puntos establecidos en un sistema de transmisión. La característica es a menudo algún tipo de nivel, tal como nivel de potencia o nivel de voltaje; en acústica, la característica comúnmente medida es el nivel de presión sonora. Si los niveles son expresados en decibelios, entonces la pérdida de transmisión se expresa también en decibelios.

Período.

El periodo de una magnitud periódica es el valor más pequeño del incremento de la variable independiente, para el cual la función se repite a sí misma.

Pmi.

Punto muerto inferior del desplazamiento de un pistón en un motor de combustión interna alternativo.

Pms.

Punto muerto superior del desplazamiento de un pistón en un motor de combustión interna alternativo.

Rarefacción.

Proceso donde un cuerpo gaseoso se hace menos denso.

Reactancia acústica

La reactancia acústica es la componente imaginaria de la impedancia acústica.

Refracción acústica

La refracción acústica es el proceso por el que la dirección de propagación del sonido es cambiada por causa de una variación espacial de la velocidad de la onda en el medio.

Resistencia acústica

Es la componente real de la impedancia acústica.

Resonancia

La resonancia de un sistema bajo vibraciones forzadas existe cuando pequeños incrementos o disminuciones en la frecuencia de excitación producen una disminución en la respuesta del sistema.

Reverberación

Es el sonido que persiste en un punto dado, después que la recepción directa desde la fuente ha cesado.

Sonómetro.

Es un aparato que se usa para medir el nivel de presión sonora o el nivel de presión sonora ponderado, construido de acuerdo con las especificaciones para los sonómetros de la American Standards Association.

Velocidad del sonido (c)

La velocidad del sonido en el aire viene dada por $(1,40P_s/\rho)^{1/2}$, donde P_s es la presión atmosférica y ρ es la densidad del aire.

BIBLIOGRAFÍA

- Harris, Cyril.
Manual para el Control de Ruido. Volumen 1 y 2. (1977) traducido de la 1ra ed. México. Editorial Mc Graw Hill.
 - Dante, Giacosa.
Motores Endotérmicos. (1986) 3ra ed. Madrid, Editorial Dossat, S.A.
 - Davis, Don D. Jr. Stokes, George M., Moore. Stevens, George L. Jr.
Theoretical and Experimental Investigation of Mufflers with Comments on Engine Exhaust Muffler Design. (1954) reporte 1192 del Comité Consultivo Nacional para la Aeronáutica de E.U.A.
 - Carías E., Ronald. De Abreu, Joaquin. (2003). Efectos de los Conductos de Escape sobre el Comportamiento de los M.C.I. Trabajo especial de grado inédito. U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Mecánica.
 - Gillieri, Stefano.
Preparación de Motores de Serie para Competición. (1998) 2da ed. Barcelona, editorial CEAC.
 - Macinnes, Hugo.
Manual de Turbocargadores. (1994) traducido de la 1ra ed. México, editorial Prentice Hall.
 - Rotty, Ralph M.
Introducción a la Dinámica de los Gases. (1968) 1ra ed. México, S.A. editores.
 - Smith, Philip H., Morrison, John C.
Scientific Design of Exhaust and Intake Systems. (2004) 3ra ed. E.U.A., publicaciones Bentley.
- Consultas de Internet**
- 2006 Formula SAE Rules (2005) (<http://www.sae.org/students/fsaerules.pdf>).
[Consulta: 2006. Febrero 03].

- Autoxuga Movil - franquicia taller, cálculo motor coches. Cursos Automovil: Turbos, Turbocargador Geometría variable. [Disponible en: www.autoxuga.com] (<http://www.autoxuga.net/cursos/TURBOS/TURBOS.htm>). [Consulta: 2006, Enero 05].
- Borja, Azpiroz. (2003) Acústica Básica. Monografías de Ilustrados. [Disponible en: www.ilustrados.com] (<http://www.ilustrados.com/publicaciones/EpZkpkApZlvkGZDTZO.php>). [Consulta: 2005, Noviembre 25].
- Gustavo, (*Apellido no disponible*). (2005) Artículos Técnicos: El Sistema de Escape. [Disponible en: www.gassattack.com] (<http://www.gassattack.com/articulos%20tecnicos/escapes.pdf>). [Consulta: 2006, Enero 03].
- ISOVER. (2000) Manual de Aislamiento y Acondicionamiento Acústico: Manual de Acústica [Disponible en: www.isover.net] (<http://www.isover.net/asesoria/manuales/edificacion/Acustica.pdf>). [Consulta: 2005, Noviembre 24].
- Noise Test Engine Speeds (2003) (<http://www.sae.org/students/fsaenoiestest.doc>). [Consulta: 2006, Febrero 03].