

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**EFFECTO DE LOS CONDUCTOS DE ESCAPE
SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres:
Carías, Ronald
De Abreu, Joaquín
Para optar por el título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2003.

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**EFFECTO DE LOS CONDUCTOS DE ESCAPE
SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José A. Di Marco.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los bachilleres:
Carías, Ronald
De Abreu, Joaquín
Para optar por el título de
Ingeniero Mecánico.

Caracas, 2003.

© Joaquín De Abreu, 2003.
© Ronald Carías Esteban, 2003.

Hecho el depósito de Ley.
Depósito Legal N

**Carías E., Ronald
De Abreu N., Joaquín**

**EFEECTO DE LOS CONDUCTOS DE ESCAPE
SOBRE EL COMPORTAMIENTO DE
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

**Tutor Académico: Prof. José A. Di Marco.
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica. 2003, 102 págs.**

Conductos de Escape de Motores de Combustión Interna

En Venezuela las investigaciones acerca del efecto de los conductos de escape sobre el comportamiento de motores de combustión interna son escasas, es por esto que este trabajo especial de grado se centró en un estudio que permitió analizar el comportamiento de un motor de combustión interna, cuatro tiempos, encendido por chispa, cuatro cilindros en línea y de aspiración natural, bajo variaciones en las configuraciones de los conductos de escape. Para lograr este objetivo, se realizó un análisis comparativo de los parámetros de par, potencia, índice de elasticidad dinámica y rendimiento volumétrico con la configuración de conductos de escape original del motor estudiado y con dos configuraciones de conductos de escape diseñadas bajo métodos apoyados en la teoría “wave action”. Esta teoría estudia la dinámica de las ondas de presión y su influencia en el proceso de intercambio de mezcla aire-combustible y gases productos de la combustión, que ocurre en el cilindro en el proceso de escape. Los resultados obtenidos en esta investigación permitieron demostrar que el diseño de los conductos de escape bajo la teoría “wave action” sí afectaron el comportamiento del motor, aumentando los parámetros de par, potencia y rendimiento volumétrico y disminuyendo el índice de elasticidad dinámica. Además de estos parámetros estudiados es recomendable para investigaciones posteriores un análisis sobre el consumo específico de combustible y las pérdidas por bombeo bajo el efecto de estos conductos.

AGRADECIMIENTO

Por su gran apoyo y colaboración en el desarrollo de este trabajo especial de grado queremos agradecer:

Al Instituto Nacional de Mecánica Automotriz (C.E.M.A.), especialmente al Señor Ramón Villalobo y Jesús Escalante.

Al personal del taller mecánico Di Motors, especialmente a Irama y Alix.

A nuestro tutor José A. Di Marco.

Al personal técnico del taller de la Escuela de Ingeniería Mecánica, en especial a Joel.

Y a todas aquellas personas que nos apoyaron incondicionalmente.

A mis padres Daniel y Rosalía y a mi hermano Olmo por ser mi apoyo
incondicional durante toda mi vida y mi carrera.

Joaquín de Abreu

A mi madre, mi padre y a Luis, Er , Debora y Thais, por ser los mejores amigos que se puedan tener.

Ronald Carías.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABLAS	vi
LISTA DE ILUSTRACIONES.....	ix
LISTA DE GRÁFICAS.....	x
UNIDADES Y SIMBOLOS	xii
INTRODUCCIÓN	xiv
 CAPÍTULO I. Problema de Investigación.	
1.1 Planteamiento del problema	1
1.2 Motivación	2
1.3 Objetivos	2
1.4 Alcance	3
1.5 Limitaciones	4
 CAPÍTULO II. Marco Teórico.	
2.1 Antecedentes	5
2.2 Fundamento teórico	8
2.2.1 Motores de combustión interna	8
i. Clasificación de los motores alternativos	8

ii. Ciclo operativo de cuatro tiempos	9
iii. Proceso de llenado y barrido	11
iv. Rendimiento volumétrico	13
v. Curvas características	14
2.2.2 Pulsos de onda	15
i. Reflexión y transmisión de pulsos	16
2.2.3 Teoría “wave action” en sistemas de escape	18
i. Influencia de la extremidad de los sistemas de escape	25
2.2.4 Estandarización de resultados	26
2.3 Definiciones básicas	27
2.3.1 Cilindro	27
2.3.2 Punto muerto superior	27
2.3.3 Punto muerto inferior	27
2.3.4 Diámetro	27
2.3.5 Carrera	27
2.3.6 Volumen total del cilindro	27
2.3.7 Volumen de la cámara de combustión	27
2.3.8 Relación volumétrica de compresión	28
2.3.9 Volumen desplazado por el pistón	28
2.3.10 Par motor	28
2.3.11 Potencia	28
2.3.12 Potencia indicada	28
2.3.13 Potencia de fricción	28
2.3.14 Potencia en el eje	28
2.3.15 Potencia observada	28
2.3.16 Potencia corregida	29
2.3.17 Potencia máxima al freno	29
2.3.18 Potencia pico al freno	29
2.3.19 Índice de elasticidad dinámica.....	29

CAPÍTULO III. Método.

3.1 Reacondicionamiento del motor	31
3.2 Montaje del motor en el banco de prueba	31
3.2.1 Equipos	35
i. Freno dinamométrico hidráulico	35
ii. Motor	36
iii. Panel de control	37
iv. Sistema analizador de gases producto de la combustión	38
3.3 Instrumentación del motor en el banco de prueba	39
3.3.1 Instrumentos de medición	40
i. Sensores de temperatura	40
ii. Tacómetro	41
iii. Placa orificio	41
iv. Barómetro	42
v. Célula de carga	42
3.4 Diseño de los conductos de escape	43
3.4.1 Cálculos tipo para el diseño de los conductos de escape	47
i. Cálculo tipo para la configuración de conductos de escape 4-1	52
ii. Cálculo tipo para la configuración de conductos de escape 4-2-1	53
3.4.2 Resultados del diseño de los conductos de escape	55
i. Resultados del diseño de la configuración de conductos de escape 4-1	55
ii. Resultados del diseño de la configuración de conductos de escape 4-2-1	56
3.5 Construcción de los conductos de escape	57
3.6 Pruebas del motor con los conductos de escape	60

CAPÍTULO IV. Resultados.

4.1 Ensayos con la configuración de conductos de escape original	62
4.1.1 Ensayos estandarizados de par y potencia	64
4.1.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico	67
4.2 Ensayos con la configuración de conductos de escape 4-1	70
4.2.1 Ensayos estandarizados de par y potencia	72
4.2.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico	75
4.3 Ensayos con la configuración de conductos de escape 4-2-1	78
4.3.1 Ensayos estandarizados de par y potencia	80
4.3.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico	83
4.4 Cálculos Tipo	92
 ANÁLISIS DE RESULTADOS	 94
 CONCLUSIONES	 97
 RECOMENDACIONES	 99
 BIBLIOGRAFÍA	 100
 ANEXOS	 103

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1. Fases del ciclo de 4 tiempos	11
2. Diagrama de la distribución de un motor de 4 tiempos	13
3. Propagación de una onda senoidal	15
4. Pulso de onda en una cuerda	16
5. Dinámica de las ondas de presión en los conductos de escape	18
6. Variación de la presión en la válvula de escape	19
7. Presión instantánea en la válvula de escape	20
8. Efecto sobre el par de una onda de expansión de 70 kPa y duración 30°	21
9. Efecto sobre el rendimiento volumétrico de una onda de expansión de 70 kPa y duración 30°	21
10. Comparación entre la variación de la presión usando modelos de dinámica de gases y la ubicación de los picos de Helmholtz a 3000 rpm en un ducto de 300 mm de longitud y 35 mm de diámetro	23
11. Efecto del parámetro de frecuencia en el proceso de admisión y trabajo de bombeo	25
12. Montaje del motor en el banco de pruebas	34
13. Instrumentación del motor en el banco de prueba	39
14. Configuraciones de conductos de escape	44
15. Esquema de la válvula	51

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1. Especificaciones técnicas de motor	37
2. Resultado del análisis de gases a 3500 rpm	48
3. Datos de la válvula de escape	51
4. Datos para el diseño de los conductos de escape	53
5. Resultados del diseño de la configuración de escape 4-1	56
6. Resultados del diseño de la configuración de escape 4-2-1	57
7. Diámetros de los conductos de escape	58
8. Ensayo 1.	
Configuración de conductos de escape original	64
9. Ensayo 2.	
Configuración de conductos de escape original	64
10. Ensayo 3.	
Configuración de conductos de escape original	65
11. Par y potencia. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	65
12. Par y potencia. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	66
13. Par y potencia. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	66
14. Rendimiento volumétrico. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	68
15. Rendimiento volumétrico. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	68
16. Rendimiento volumétrico. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape original	69

17. Ensayo 1.	
Configuración de conductos de escape 4-1	71
18. Ensayo 2.	
Configuración de conductos de escape 4-1	72
19. Ensayo 3.	
Configuración de conductos de escape 4-1	72
20. Par y potencia. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	73
21. Par y potencia. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	73
22. Par y potencia. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	74
23. Rendimiento volumétrico. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	76
24. Rendimiento volumétrico. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	76
25. Rendimiento volumétrico. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-1	77
26. Ensayo 1.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	79
27. Ensayo 2.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	80
28. Ensayo 3.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	80
29. Par y potencia. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	81
30. Par y potencia. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	81
31. Par y potencia. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	82

32. Rendimiento volumétrico. Ensayo 1. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	84
33. Rendimiento volumétrico. Ensayo 2. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	84
34. Rendimiento volumétrico. Ensayo 3. Estandarizado.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	85

LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
1. Bases del motor para sujeción en la bancada	32
2. Cardán de acople	32
3. Sistema de alimentación de combustible	33
4. Sistema de refrigeración	33
5. Freno dinamométrico hidráulico	34
6. Motor modelo Toyota 4 A	36
7. Panel de control	37
8. Analizador de gases	38
9. Sonda tipo K	40
10. Tacómetro	41
11. Placa Orificio	42
12. Célula de carga	43
13. Bridas para la sujeción de los conductos	58
14. Configuración de conductos de escape 4-1	59
15. Configuración de conductos de escape 4-2-1	59

LISTA DE GRAFICAS

	Pág.
1. Par y potencia vs régimen.	
Configuración de conductos de escape original	66
2. Rendimiento volumétrico vs régimen.	
Configuración de conductos de escape original	69
3. Par y potencia vs régimen.	
Configuración de conductos de escape 4-1	74
4. Rendimiento volumétrico vs régimen.	
Configuración de conductos de escape 4-1	77
5. Par y potencia vs régimen.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	82
6. Rendimiento volumétrico vs régimen.	
Configuración de conductos de escape 4-2-1	85
7. Par vs régimen.	
Configuraciones de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	86
8. Potencia vs régimen.	
Configuraciones de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	87
9. Rendimiento volumétrico vs régimen.	
Configuraciones de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	88
10. Par vs régimen.	
Comparación entre la configuración de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	89

11. Potencia vs régimen.	
Comparación entre la configuración	
de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	90
12. Rendimiento volumétrico vs régimen.	
Comparación entre la configuración	
de conductos de escape original, 4-1 y 4-2-1	91

UNIDADES Y SIMBOLOS

Símbolo		Unidades
a	Velocidad del sonido en el medio	m/s
Ac	Área del cilindro	m ²
Ap	Area de los conductos primarios	m ²
Av	Área de paso de la válvula	m ²
A.P.M.I.	Antes del punto muerto inferior	----
A.P.M.S.	Antes del punto muerto superior	----
CF	Factor de corrección	----
CFM	Caudal de aire	ft ³ /min
CFM corr	Caudal de aire corregido	ft ³ /min
Cp	Calor específico a presión constante	kJ/kg K
Dp	Diámetro del pistón	mm
D.P.M.I.	Después del punto muerto inferior	----
D.P.M.S.	Después del punto muerto superior	----
Dv	Diámetro de la válvula	mm
d2	Diámetro del orificio de escape	mm
hv	Alzada de la válvula de escape	mm
Id	Índice de elasticidad dinámico del motor	----
k	Relación de calores específicos	----
Lp	Longitud del conducto primario	m
Lr	Longitud de biela	m
Ls	Longitud del conducto secundario	m
Lt	Longitud del conducto terciario	m
Me	Par motor en el eje	DNm
Me corr	Par motor corregido en el eje	DNm
n	Revoluciones por minuto	rpm
Ne	Potencia en el eje	kW

Ne corr	Potencia corregida en el eje	kW
p	Presión	kPa
pa	Presión atmosférica	cm de Hg
p`a	Presión barométrica observada	cm de Hg
P.M.S.	Punto muerto superior	----
P.M.I.	Punto muerto inferior	----
Pv	Presión de vapor de agua en el aire	cm de Hg
Pw	Presión máxima de vapor a la temperatura ambiente	cm de Hg
Q	Parámetro de frecuencia	----
R	Constante universal de los gases	kJ/kmol K
S	Carrera	mm
Ta	Temperatura ambiente	°C
Td	Temperatura de Bulbo seco	°C
Tgpc	Temperatura de los gases de escape	°C
Tw	Temperatura de Bulbo húmedo	°C
Twe	Temperatura del agua a la salida del motor	°C
TwI	Temperatura del agua a la entrada del motor	°C
Vc	Volumen desplazado	cc
Vcl	Volumen muerto	cc
x	Fracción molar	----
α_v	Angulo de asiento de la válvula	°
θ	Angulo de giro del cigüeñal	°
θ_1	Comienzo de la componente de alta presión	°
θ_2	Final de la componente de alta presión	°
θ_{e1}	Comienzo del período de sensibilidad a las ondas de expansión	°
θ_{e2}	Final del período de sensibilidad a las ondas de expansión	°
η_{vol}	Rendimiento volumétrico	%
ϕ	Diámetro de los conductos primarios	mm

INTRODUCCIÓN

Desde la creación de las primeras herramientas hasta los más avanzados mecanismos, el hombre ha buscado simplificar y reducir su esfuerzo físico en el desenvolvimiento de las labores del día a día, obteniendo de esta manera el mayor beneficio posible de la tecnología existente. A lo largo de la historia el hombre se ha empeñado en conseguir esta meta, sin embargo, en los tiempos modernos influenciados considerablemente por el carácter económico, esta lucha por crear nuevas tecnologías se ha visto acompañada por otros elementos: mejorar y hacer más eficiente y confiable los recursos con los que se cuenta.

En los últimos años se ha producido un importante desarrollo en el campo de los motores de combustión interna, de modo que un motor actual posee diferencias significativas con los producidos décadas atrás. El desarrollo tecnológico moderno ha implementado una mejora importante en la calidad de los materiales empleados, en el diseño de nuevos sistemas y sus aplicaciones, lo cual ha perfeccionado su funcionamiento, de forma tal que los motores actuales de combustión interna son más eficientes y con un mejor comportamiento.

En el desarrollo de estas nuevas tecnologías para mejorar el comportamiento de un motor se ha llevado a cabo un completo estudio del comportamiento dinámico de las ondas de presión presentes en los conductos de admisión y escape, para así de este modo poder desarrollar diseños los cuales permitan mejorarlos a partir de un arreglo geométrico.

En este estudio se realizará un análisis comparativo, que permita estudiar el efecto del diseño de los conductos de escape sobre el comportamiento de un motor de combustión interna, a través de resultados experimentales obtenidos a partir del ensayo de un motor con varias configuraciones de conductos de escape.

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE

INVESTIGACIÓN

1.1 Planteamiento del Problema

Los motores de combustión interna de cuatro tiempos poseen una sola carrera útil, llamada carrera de expansión. En ésta, se transforma la energía química del combustible, liberada en la reacción exotérmica de combustión, en energía mecánica. A fin de continuar con el ciclo operativo, es necesario expulsar los gases producto de la combustión para así dar paso a la carga fresca de aire combustible en la siguiente carrera de admisión. Ya que los conductos de escape imponen las condiciones de frontera alrededor del puerto de escape, estos influyen en el llenado y barrido del cilindro.

Es importante señalar que en Venezuela las investigaciones acerca del efecto del diseño de los conductos de escape sobre el comportamiento de motores de combustión interna, son escasas por no decir que éstas no existen, esto trae como consecuencia que la elaboración de los conductos de escape no respondan a criterios teóricos.

Por las razones expuestas anteriormente, se desarrollará en esta investigación un análisis del efecto que tiene sobre el comportamiento del motor, el diseño de los conductos de escape bajo criterios teóricos.

1.2 Motivación

Pocas invenciones han producido en el corto espacio de una generación cambios tan profundos en la vida humana como el motor de combustión interna, donde éste ha revolucionado el transporte terrestre, aéreo y marítimo, además de que su influencia se ha reflejado de manera significativa en la vida industrial, comercial y doméstica. Es por esto que los especialistas han dedicado sus esfuerzos en aumentar el rendimiento de los motores de combustión interna a través del desarrollo de investigaciones e implementando nuevas tecnologías.

Por consiguiente es de interés para los investigadores de este trabajo, aportar una investigación la cual valide a través de un modelo teórico y ensayos experimentales, un diseño de conductos de escape.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Analizar el efecto de la configuración de los conductos de escape sobre el par, potencia, rendimiento volumétrico y elasticidad dinámica de un motor de combustión interna, cuatro tiempos, encendido por chispa, cuatro cilindros en línea y aspiración natural.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Diseñar dos configuraciones de conductos de escape para un motor modelo Toyota 4A, basadas en la teoría “wave action”.
- Construir dos configuraciones de conductos de escape para un motor modelo Toyota 4A, basadas en la teoría “wave action”.
- Obtener los valores de par, potencia, índice de elasticidad dinámica y rendimiento volumétrico del motor, tanto para los conductos de escape diseñados y contruidos por el fabricante del motor, como para los conductos de escape diseñados y contruidos según la teoría “wave action”.
- Comparar los resultados obtenidos entre los conductos de escape diseñados y contruidos por el fabricante del motor y las dos configuraciones de conductos de escape diseñadas y contruidas según la teoría “wave action”.

1.4 Alcance

En esta investigación, se realizará un análisis comparativo, entre los conductos de escape diseñados y contruidos por el fabricante del motor seleccionado y dos configuraciones de conductos de escape diseñadas y contruidas bajo métodos apoyados en la teoría “wave action”, aplicable solo a motores de cuatro tiempos, encendido por chispa, cuatro cilindros en línea y de aspiración natural.

Este análisis se hará sobre el efecto que tienen estas configuraciones de conductos de escape, sobre las variables de par, potencia, índice de elasticidad dinámica y rendimiento volumétrico, con las cuales se puede evaluar el comportamiento del motor.

1.5 Limitaciones

- No se realizará el análisis del consumo específico de combustible debido a que el banco de prueba y la universidad no cuentan con el equipo especial para esta medición, y con los equipos disponibles las mediciones no son confiables.
- El diseño de los conductos de escape no será seleccionado a través de corridas en software simuladores.
- No se realizará un análisis del efecto de los conductos de escape sobre las pérdidas por bombeo, ya que no se cuenta con los equipos e instrumentos necesarios.
- Otra limitación fue de carácter económica, ya que los costos del estudio fueron cubiertos por los investigadores de este trabajo.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

En los últimos años gracias al gran desarrollo que ha tenido la informática, en cuanto a corridas en software especializados, se han planteado diversas metodologías para encontrar la geometría óptima de los conductos de escape y mejorar así el comportamiento del motor. En general existen tres tipos de modelos de simulación, los cuales incorporan varios niveles de complejidad, enumerándolos de menor a mayor, estos son:

- a) Los modelos de flujo cuasiestable, que son relativamente simples, se basan en resultados empíricos para determinar los valores de las restricciones de componentes interconectados tales como filtros de aire, gargantas, puertos y sistemas de válvulas. Este método se caracteriza por el hecho de que no puede predecir el comportamiento del motor a diferentes regímenes de funcionamiento, además este método también ignora completamente el efecto importante del comportamiento de la onda de presión creado por las dimensiones de los conductos de admisión y escape.
- b) En cuanto a los modelos de vaciado y llenado, éstos se caracterizan por usar un método de volumen finito en las secciones de los conductos y así poder calcular el flujo másico que atraviesan dichas secciones. Éstos modelos son

capaces de predecir el comportamiento del motor a diferentes regímenes de funcionamiento, sin embargo, al igual que los modelos de flujo cuasiestable también ignoran el fenómeno de la onda de presión.

- c) Por último el modelo de “wave action”, que toma en consideración el efecto importante que tienen las ondas de presión en el proceso de admisión y escape para el comportamiento del motor. El trabajo pionero en el desarrollo de la técnica matemática en este campo fue conducido en Gran Bretaña entre 1940 y 1955, el cual puede describir el fenómeno del movimiento de la onda, esta técnica se conoce como el método de las características. Desafortunadamente la matemática involucrada es muy compleja y por consiguiente el diseñador requiere de ayuda para desarrollarla. Afortunadamente en 1964 el investigador Roland Benson, desarrolló una solución para el método de las características utilizando una computadora digital, el cual hace posible el desarrollo de la matemática compleja dándole así a los ingenieros un método práctico para analizar el efecto dinámico de la onda.

En 1999, el trabajo de Winterbone y Pearson, **Design Techniques for Engine Manifolds**, se enfocó en el estudio profundo de la teoría “wave action” donde plantean los métodos para calcular el flujo inestable de gases compresibles en tuberías, a través del método de las características y las técnicas de diferencia finita y volumen finito. Al principio de este trabajo se hace una introducción general a los conceptos de diseño de conductos para motores y se demuestra como el diseño de éstos pueden influenciar en el comportamiento del motor, para después resumir las técnicas numéricas requeridas para simular el flujo inestable en los conductos de admisión y escape de los motores de combustión interna; luego se describen los principios básicos involucrados en el diseño de los conductos de admisión, utilizando simulaciones de modelos lineales y finalmente se utilizan los modelos no lineales para aumentar el grado de exactitud y poder evaluar el comportamiento del motor.

Otro estudio relacionado con la teoría “wave action” fue el realizado en el año 2000 por Bush y Telford de la compañía Arvin Exhaust, LTD; y Boam y Bingham del National Engineering Laboratory en su publicación, **A Design Estrategy for Four Cylinder SI Automotive Engine Exhaust Systems**, en donde se detallan los resultados de un proyecto de investigación que estudió la influencia de la presión del gas (gases productos de la combustión) en los conductos de escape, durante el proceso de intercambio en un motor reciprocante de cuatro tiempos. En este trabajo se identifican períodos discretos durante el evento de descarga, en donde el desfasaje de las ondas de expansión y compresión son estudiados, para ayudar a la respiración del cilindro y a través de la aplicación de un nuevo modelo acústico se logra una identificación rápida de las características de resonancia en las tuberías de los conductos. Los resultados de este estudio son usados para plantear un método de diseño de los sistemas de escape y definir la geometría óptima del sistema para obtener un eficiente barrido y una mejor carga en el cilindro.

Un estudio más simple para el diseño de los conductos de escape fue el realizado en el año 1998 por Benajes de la Universidad de la Coruña y Reyes, Bermudez y Serrano de la Universidad Politécnica de Valencia en su publicación **Pre-design Criteria for Exhaust Manifolds in I.C. Automotive Engines**, el cual tuvo como objetivo obtener un criterio de diseño óptimo para la configuración y dimensiones de conductos de escape en motores de aplicación automotriz. Para lograr esto, se identifica el fenómeno de pulso del flujo en los conductos de escape, que se enfoca en el proceso de propagación de la onda de presión y en la interacción entre los cilindros a lo largo de éstos. En este estudio se identificaron dos fenómenos: el reflejo de los pulsos de baja presión en las juntas de los conductos y las terminaciones abiertas y la interferencia entre el proceso de escape de los diferentes cilindros. Al final de este trabajo se logra identificar un rango del parámetro adimensional Q , el cual para conductos primarios entre 5 y 7 resultaron óptimos y valores de 3 y entre 7 y 9 resultan ser los más desfavorables. Otra conclusión importante arrojada por este trabajo fue, que deben ser escogidos valores de diámetros de conductos secundarios

mayores a los primarios y a su vez valores de diámetros de los conductos terciarios mayores a los secundarios.

2.2 Fundamento Teórico

2.2.1 Motores de Combustión Interna

Se denomina así a todo motor en el cual la energía mecánica se obtiene mediante la transformación de la energía térmica derivada de una combustión (reacción exotérmica), la cual se produce en el interior del propio motor y en seno del propio fluido, llamado fluido activo, que genera el movimiento de los órganos del motor, este movimiento puede ser alternativo rotativo.

Los motores se distinguen esencialmente por el modo según el cual la energía introducida es transformada en energía mecánica. Estos pueden ser del tipo alternativo, es decir, con pistones dotados de movimiento alternativo, o bien rotativos, es decir, con pistones rotantes (Wankel) o turbinas (Giacosa, 2000).

i. Clasificación de los Motores Alternativos

Obert (1999) clasifica los motores alternativos de varias maneras:

- a) Según el sistema de encendido del combustible, en:
 - Motores de encendido por chispa (Ech).
 - Motores de encendido por compresión (EC).
- b) Según el ciclo operativo, en:
 - Motores de 4 tiempos (4T).
 - Motores de 2 tiempos (2T).

c) Según el sistema de admisión del combustible, en:

- Motores a carburación.
- Motores a inyección.

d) Según el sistema de alimentación, en:

- Motores de aspiración natural.
- Motores sobrealimentados.

De las dos grandes categorías encendido por chispa (Ech) y encendido por compresión (EC), pueden derivarse clasificaciones secundarias. En efecto, a su vez, los motores Ech pueden diferenciarse:

a) Según el combustible usado, en:

- Motores que funcionan con combustible líquido.
- Motores que funcionan con combustible gaseoso.

b) Según el sistema de enfriamiento, en :

- Motores enfriados por agua.
- Motores enfriados por aire.
- Motores enfriados por líquidos especiales.

c) Según el sistema eléctrico de encendido, en:

- Motores con encendido por magneto.
- Motores con encendido por batería y distribuidor.
- Motores con encendido electrónico.

ii. Ciclo Operativo de 4 Tiempos

Giacosa (2000) explica por ciclo operativo, la sucesión de operaciones o fases, que el fluido activo cumple en el cilindro y repite con ley periódica. Los motores

alternativos son de cuatro tiempos cuando el ciclo se cumple con cuatro carreras del pistón y de dos tiempos cuando el ciclo se cumple solo con dos carreras del pistón. Esto significa que los motores de cuatro tiempos completan un ciclo cada dos revoluciones del cigüeñal y los de dos tiempos uno cada revolución. Las cuatro fases del ciclo de cuatro tiempos son (ver figura 1):

- a) Admisión: El pistón en la carrera hacia el P.M.I. crea una aspiración del fluido hacia el cilindro. En la cámara de combustión se abre en el momento oportuno la válvula de admisión para permitir la entrada del aire o de la mezcla gaseosa de combustible. La válvula comienza a abrirse antes del inicio de la carrera y se cierra después que la carrera se ha completado.
- b) Compresión: Cerrada la válvula de admisión, durante la carrera de regreso del pistón la carga es comprimida en la cámara de combustión hasta un valor máximo que se alcanza en el P.M.S.. En ese momento el volumen de la carga se ha reducido a una fracción del volumen que tenía al comienzo de la carrera; esta fracción es el valor inverso de la relación volumétrica de compresión.
- c) Combustión y Expansión: Poco antes del fin de la carrera de compresión se produce el encendido de la mezcla por medio de una chispa eléctrica, con el consiguiente repentino aumento de temperatura y de presión causado por el calor de la combustión. El valor alcanzado por la presión después del encendido es unas 2 a 4 veces superior a la que se tenía inicialmente, por lo que el pistón es empujado hacia el P.M.I.. Antes que la carrera de trabajo se haya completado comienza a abrirse la válvula de escape y los gases quemados, que aún están a cierta presión, comienzan a salir del cilindro.
- d) Escape: Durante su carrera de regreso hacia el P.M.S. el pistón expulsa los gases quemados a través de la válvula de escape. Al final de la carrera, o poco después, se vuelve a cerrar la válvula de escape, mientras tanto se ha abierto

nuevamente la de admisión y comienza un nuevo ciclo para continuar repitiéndose regularmente.

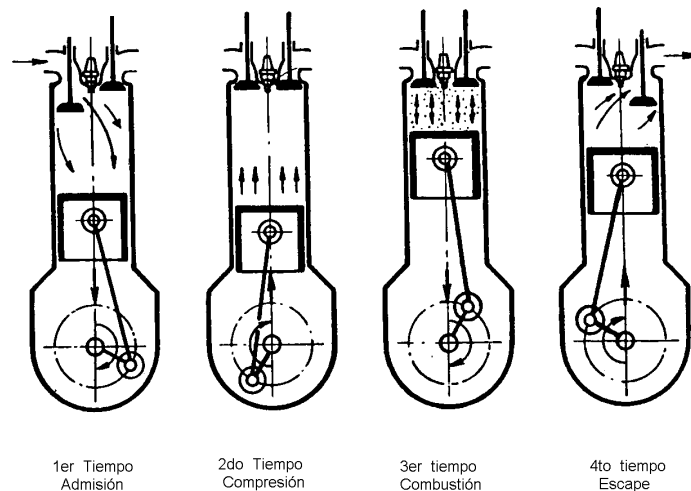


Figura 1. Fases del Ciclo de 4 Tiempos.

iii. Proceso de Llenado y Barrido

En los ciclos ideales se ha supuesto que la apertura y cierre de las válvulas se produce instantáneamente coincidiendo con los puntos muertos. En la práctica las válvulas se abren y se cierran cuando el pistón está algo alejado de los puntos muertos. En particular el comienzo de la apertura de la válvula de escape y el cierre de la de admisión están generalmente distante del P.M.I.

El avance de la apertura de la válvula de admisión con respecto al P.M.S. es principalmente una consecuencia de la ley que la válvula sigue en su movimiento. El tiempo durante el cual se completa el movimiento de apertura es relativamente largo porque para tener un movimiento regular no deben superarse ciertos valores de la velocidad y de la aceleración de la válvula. Por lo tanto, para que la válvula esté completamente abierta en el momento más conveniente para obtener el máximo

llenado del cilindro (cuando el pistón alcanza la velocidad más alta), es necesario que el comienzo de la apertura se produzcas antes del P.M.S..

El retraso del cierre con respecto al P.M.I. es debido a la misma razón por la que la apertura se inicia con adelanto con respecto al P.M.S.. Además sirve para utilizar la energía cinética del fluido en movimiento en el conducto de admisión. Durante la carrera de admisión el fluido adquiere una velocidad elevada y por inercia penetra en el cilindro incluso cuando el pistón disminuye su velocidad acercándose al P.M.I. y continua entrando por un cierto tiempo cuando el pistón ya ha comenzado la carrera de compresión. Cuanto mayor es la velocidad de rotación del motor, tanto mayor es la energía cinética de los gases y por lo tanto mayor es el retraso que hay que dar al cierre de la válvula, con respecto al P.M.I..

El adelanto o avance con el cual se abre la válvula de escape con respecto al P.M.I., o sea, antes del comienzo de la carrera de escape, tiene como efecto el rebajar la presión de los gases quemados a un valor cercano al del ambiente exterior, aunque no se reduce apreciablemente el trabajo de expansión, dado que cuando el pistón se aproxima al P.M.I. actúa sobre el cigüeñal con un brazo de palanca pequeño, que tiende a anularse. La válvula, que se abre gradualmente, alcanza la apertura máxima cuando la carrera de escape ya ha comenzado.

El retraso del cierre con respecto al P.M.S. tiene en cuenta, como en el caso de la admisión, la gradualidad con que se cierra la válvula y la inercia de los gases quemados.

De la figura 2 se aprecia que cerca del P.M.S. mientras todavía no está cerrada la válvula de escape, ya está abierta la admisión. El ángulo durante el cual las dos válvulas están abiertas al mismo tiempo se llama ángulo de cruce o traslapo. Las áreas de paso entre las válvulas y sus asientos, durante el cruce de válvulas, son bastante pequeñas, dado que la válvula de admisión está iniciando su ascensión y la

de escape está acercándose a su asiento, por lo tanto la velocidad de los gases de escape es alta y la corriente tiende a mantener la dirección del movimiento. Ésta es la razón por la cual a regímenes de uso normal del motor, los gases de escape no tienden a penetrar en el conducto de admisión durante el cruce de válvulas (Giacosa, 2000).

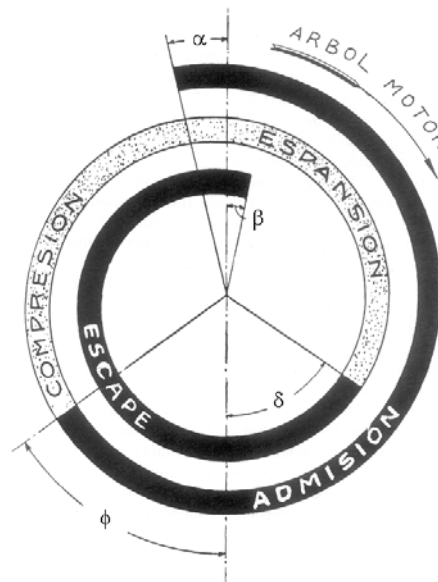


Figura 2. Diagrama de la Distribución de un Motor de 4 Tiempos

iv. Rendimiento Volumétrico

El rendimiento volumétrico nos da la medida del grado de llenado del motor y en consecuencia de la calidad del sistema de introducción de aire o de mezcla. Éste varía generalmente con el régimen del motor porque la resistencia que el fluido encuentra en su camino hacia los cilindros depende de la forma y de las dimensiones de los conductos y pasos, y la resistencia es tanto mayor cuanto mayor sea la velocidad del fluido.

El diseño de los conductos de admisión y escape tiene mucha importancia. Los conductos de admisión han de ser tales que permitan la admisión de la mayor

cantidad posible de aire o mezcla y los de escape, tales que opongan la mínima resistencia al paso de los gases (Giacosa, 2000).

v. Curvas Características

Las prestaciones de las que es capaz un motor quedan definidas por sus curvas características, es decir, por los diagramas que muestran las variaciones de la potencia, del par motor y del consumo específico de combustible en función del número de revoluciones. Éstas curvas se determinan generalmente en el banco de ensayos en condiciones de alimentación máxima, es decir, con la válvula mariposa totalmente abierta (a plena carga o WOT).

Para cada motor existe una velocidad de rotación para el cual la masa de fluido de trabajo que entra en cada uno de los cilindros y es utilizada es la máxima posible para cada ciclo. A esa velocidad entonces, el área del ciclo indicado, la presión media indicada y el par motor indicado asumen sus valores máximos, por lo tanto también el producto de rendimiento volumétrico por el rendimiento térmico del motor alcanza su valor máximo.

La potencia indicada, continúa aún aumentando al aumentar la velocidad de rotación por el hecho de que, aunque disminuye la masa de fluido de trabajo utilizada para cada ciclo, aumenta el número de los ciclos y por lo tanto la masa utilizada en la unidad de tiempo.

Si se continúa aumentando la velocidad de rotación, se alcanza un valor pasado el cual la masa de fluido activo de cada ciclo se reduce más rápidamente que lo que aumenta el número de ciclos en la unidad de tiempo y la potencia indicada disminuye (Giacosa, 2000).

2.2.2 Pulsos de Onda

El movimiento ondulatorio puede considerarse como un transporte de energía y cantidad de movimiento desde un punto del espacio a otro sin transporte de materia. En las ondas mecánicas, por ejemplo, las ondas en el agua, las ondas en una cuerda o las ondas acústicas, la energía y la cantidad de movimiento se transportan por una perturbación del medio que se propaga por las propiedades elásticas de éste, a estos se les llaman pulsos de onda.

La diversidad de fenómenos ondulatorios observados en la naturaleza es inmensa, pero incluso en esta inmensidad existen muchas características comunes a todos los tipos de ondas, mientras que hay otras que están distribuidas en un margen amplio de fenómenos ondulatorios (Tipler, 1978).

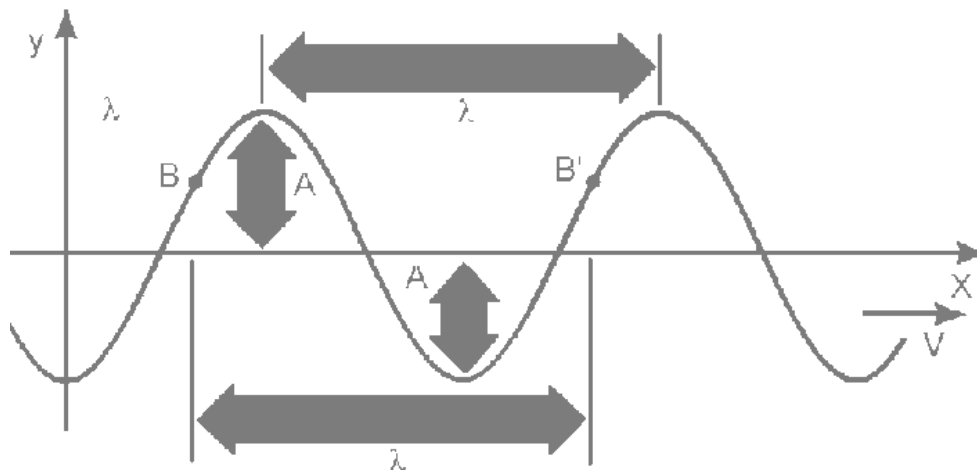


Figura 3. Propagación de una Onda Senoidal.

La figura 3 muestra una onda senoidal continua en cierto momento. Para describir esta onda y estudiar sus propiedades, haremos ciertas definiciones e introduciremos algunas más. La amplitud A de una onda senoidal es la desviación máxima de la onda con respecto al promedio. La longitud de onda λ es la distancia más corta entre dos puntos en la onda que tiene características idénticas.

Si enfocamos nuestra atención a un punto en particular en el espacio, como el punto **B**, a medida que la onda se mueve hacia la derecha, observaremos que primero este punto se mueve hacia abajo, alcanza un valle, se mueve hacia arriba, llega a una cresta, se mueve de nuevo hacia abajo y así sucesivamente. Un movimiento periódico completo es un ciclo. De allí que se define la frecuencia, que no es más que el número de ciclos por unidad de tiempo y el período es el tiempo por ciclo descrito por la onda (Blatt, 1991).

i. Reflexión y Transmisión de Pulsos

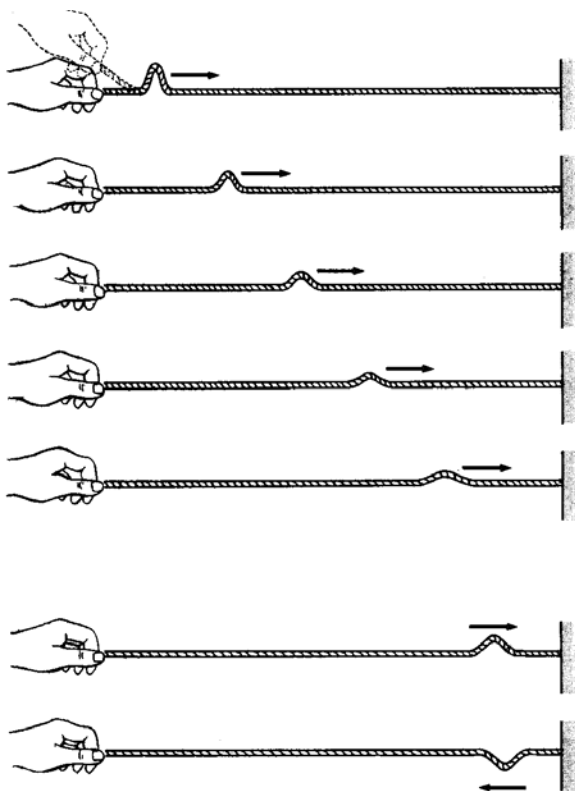


Figura 4. Pulso de Onda en una Cuerda.

Consideremos un pulso que se mueve a lo largo de una cuerda que está fija en un extremo (ver figura 4). Cuando el pulso alcanza dicho extremo, se refleja y se invierte, es decir, se mueve en sentido contrario a lo largo de la cuerda desde el

extremo fijo un pulso idéntico pero invertido. Cuando el pulso llega al extremo fijo, ejerce una fuerza sobre el soporte y el soporte reacciona sobre la cuerda manteniendo el punto extremo fijo y por lo tanto originando un pulso reflejado invertido.

Podemos también determinar fácilmente el comportamiento de un pulso que llega a un extremo libre de una cuerda. En este caso, el extremo libre hace que la cuerda se vea empujada sólo por un lado. Entonces devuelve un pulso reflejado que no está invertido.

Con frecuencia existe una frontera límite que no es ni perfectamente rígida ni perfectamente libre. Consideremos una cuerda ligera unida a otra más pesada. En el caso límite de una cuerda infinitamente pesada, un pulso que llegase al límite se invertiría al reflejarse debido a que este límite es esencialmente fijo debido a la gran inercia de la cuerda pesada. Sin embargo si la cuerda no es infinitamente pesada, parte del pulso se transmite y parte se refleja invirtiéndose. La fracción de energía transmitida depende de las densidades relativas de las dos cuerdas. Si las cuerdas son iguales, no existe naturalmente ningún límite y toda la energía del pulso se transmite. Si un pulso incide en un límite en la que la cuerda resulta ser más ligera, de nuevo parte del mismo se transmitirá y parte se reflejará pero el pulso reflejado no estaría invertido debido a que la cuerda más pesada tiende a subir como si tuviese un extremo libre. De nuevo, la fracción de energía transmitida y reflejada depende de la semejanza que existe en la densidad de las cuerdas. Esta información que se ha obtenido experimentalmente con cuerdas puede aplicarse a otros tipos de ondas, por lo que en general se tiene: Si un pulso de onda entra en una región en donde la velocidad es menor, el pulso reflejado se invierte y viceversa, si entra en una región en donde la velocidad es mayor, el pulso reflejado no se invierte (Tipler, 1978).

2.2.3 Teoría “Wave Action” en Sistemas de Escape

El sistema de escape de un motor de combustión interna tiene una influencia apreciable en el comportamiento del motor, no solo en el campo de las emisiones acústicas, sino también en el desempeño del motor y las emisiones contaminantes producto de la combustión. Dentro de los diferentes componentes de un motor, los conductos de escape tienen una influencia preponderante en el proceso de intercambio de gases, ya que imponen las condiciones de frontera del cilindro alrededor de la válvula de escape y consecuentemente influye en el flujo de los gases producto de la combustión. Además su efecto se puede extender hasta el proceso de barrido que ocurre durante el cruce de válvulas y como consecuencia influyendo en el proceso de admisión. (Heisler, 1995).

En el diseño de sistemas de conductos de escape para motores multicilíndricos, se debe tomar ventaja del pulso de onda producido por la naturaleza del flujo, además de que el sistema debe prevenir que los pulsos enviados desde los cilindros separados descarguen en el mismo conducto al mismo tiempo. Cuando existe una junta y un extremo abierto, una onda de compresión se reflejará de regreso hacia la válvula de escape, como una onda de expansión; que si logra llegar cuando ésta válvula se encuentre abierta ayudará al proceso de barrido de los gases producto de la combustión, como se aprecia en la figura 5. (Stone, 1999).

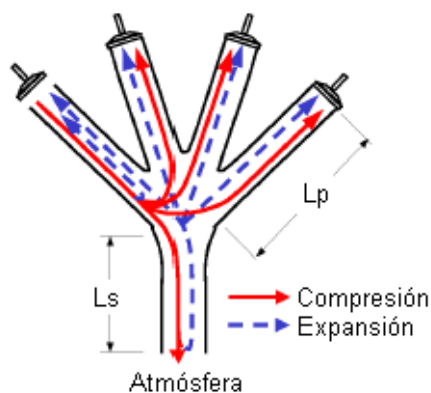


Figura 5. Dinámica de las ondas de presión en los conductos de escape.

La presión en los conductos de escape es resultado de la superposición de ondas de presión reflejadas en los componentes del sistema y originadas por los diferentes cilindros. Las ondas son iniciadas durante el proceso de escape y su perfil es función de las condiciones dentro del cilindro, las características de la válvula de escape y la geometría de los conductos. (Bush, Telford, Boam y Bingham, 2000).

El típico pulso de presión originado en el cilindro durante el proceso de escape, se representa en la figura 6 para distintos tipos de carga y distintos regímenes del motor. Estos resultados fueron obtenidos de la experimentación con un motor monocilíndrico que descarga a la atmósfera a través de una tubería lo suficientemente larga, de manera tal que no existe reflexión en la extremidad que pueda interferir cerca de la válvula de escape; por lo tanto el pulso de presión es una simple onda. (Brunel, 1992).

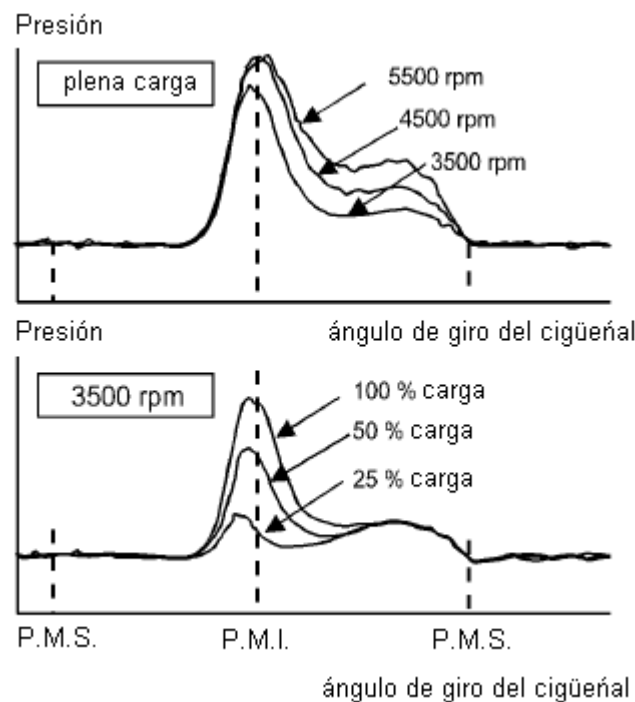


Figura 6. Variación de la Presión en la Válvula de Escape.

El pulso de presión de gran amplitud corresponde al proceso de la caída brusca de la presión, que comienza cuando se abre la válvula de escape y está centrado alrededor del punto muerto inferior y el segundo pulso de presión corresponde al proceso de bombeo realizado por el pistón sobre los gases producto de la combustión, que esta centrado alrededor de la mitad de la carrera. Excepto a cargas muy bajas, cuando la optimización de los conductos de escape no es importante, el primer pulso de presión es de menor amplitud que el segundo.

Al contrario, cuando un conducto corto independiente descarga a la atmósfera y el pulso de presión originado por el cilindro alcanza la extremidad, éste es reflejado como un pulso de expansión hacia el cilindro, cuando alcanzan la válvula en su camino de regreso, éstos son reflejados nuevamente repitiéndose el proceso pero con una gradual disminución en su amplitud. (Benajes, Reyes, Bermudez y Serrano, 1998).

En la figura 7 se muestra una simulación de la variación de la presión alrededor de la válvula en un motor monocilíndrico con un conducto corto de escape. El procedimiento de cálculo abarca los valores totales de la presión y las componentes de ida y venida, éstos son simples pulsos de presión que viajan desde el cilindro hasta la extremidad y también lo hacen en dirección opuesta. (Payri, Desantes y Torregrosa, 1995).

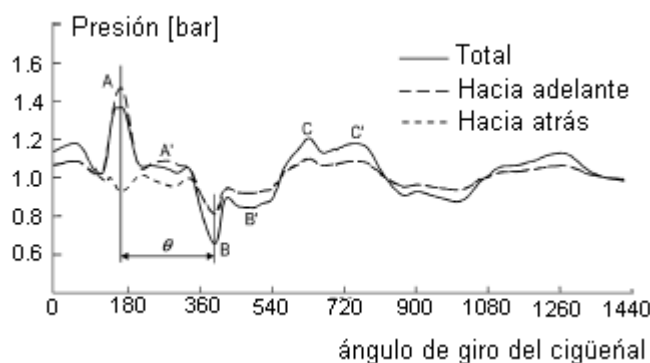


Figura 7. Presión Instantánea en la Válvula de Escape.

En la figura 7 se puede observar el pulso AA' originado por el cilindro, que se refleja en la extremidad como una onda de expansión llegando a la válvula como BB', como la válvula se comporta como un extremo cerrado el pulso se refleja de nuevo como una onda de expansión para ser reflejado en la extremidad otra vez pero como una onda de compresión CC'. Éste fenómeno se repite pero disminuyendo en amplitud. En este trabajo, se identificó el ángulo θ entre dos puntos homólogos del pulso originado en el cilindro y el pulso reflejado, como se puede observar en la figura 4. Si este ángulo tiene un valor de 180° significa que el pulso reflejado llega a la válvula durante el fin de la carrera de escape, mientras que cuando θ es menor a 180° corresponde a un pulso presente durante el proceso de inducción de escape. Si θ es mayor a 180° implica que el pulso llega a la válvula cuando esta se está cerrando o está completamente cerrada.

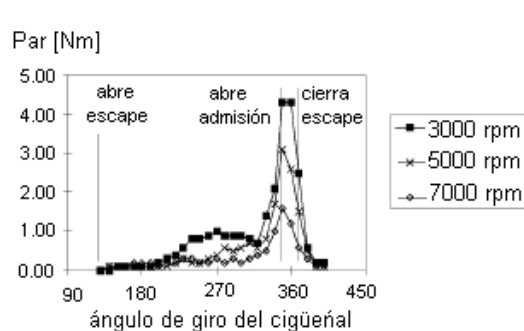


Figura 8. Efecto sobre el par de una onda de expansión de 70 Kpa y duración de 30° .

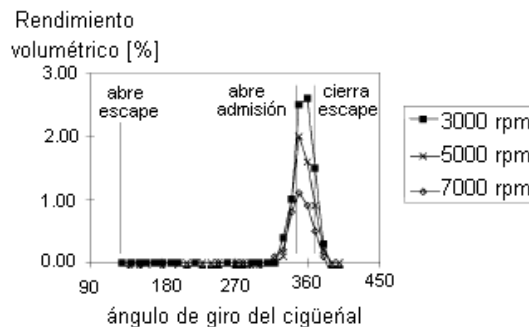


Figura 9. Efecto sobre el Rendimiento Volumétrico de una onda de expansión de 70 kPa y 30° de duración.

La figura 8 y 9 muestran los resultados de una simulación en la cual se le impuso a los conductos de escape un pulso de expansión de 70 Kpa y con una duración de 30° de giro del cigüeñal en un motor con una duración del período de escape de 244° de giro del cigüeñal. En estas figuras se puede observar que el par y el rendimiento volumétrico son sensibles a la presión durante el período P.M.I. (escape) y el final del cruce de válvulas. En la figura 8 se observa que durante este período existen dos picos, el primero ubicado entre 270° y 280° de giro del cigüeñal

y el segundo se encuentra entre el período de la apertura de la válvula de admisión y el P.M.S., siendo este último de mayor amplitud. El primer pico que corresponde aproximadamente a la mitad de la carrera del pistón durante el periodo de escape, se debe a que la baja presión en el puerto de escape permite un mejor flujo de los gases que están dentro del cilindro, que como consecuencia, la presión en el cilindro disminuye y por ende las pérdidas por bombeo. La amplitud del segundo pico resulta menor debido a un decremento en las pérdidas por bombeo, aunque estas durante este período son significativamente menores ya que la presión en el cilindro ha disminuido y aunado a esto, la duración del período es más corta. El aumento en el par cuando el pulso es impuesto entre el período apertura de la válvula de admisión y P.M.S. es debido en gran parte a un aumento en el rendimiento volumétrico. En la figura 9 se muestra que a medida que incrementa el régimen, el comienzo del período de sensibilidad del rendimiento volumétrico a las ondas de expansión avanza también con relación al cruce de válvulas.

Bush y colaboradores (2000) a través de estas simulaciones obtuvieron, para una configuración de conductos de escape 4-1, las siguientes inecuaciones que idealmente deben ser satisfechas de manera tal que se aprovechen las ondas de expansión presentes en el proceso de escape:

$$\theta_{e1} \leq \theta_1 + 12n \left(\frac{Lp + Ls}{a} \right) \quad \text{Inecuación 1}$$

$$\theta_{e2} \geq \theta_2 + 12n \left(\frac{Lp + Ls}{a} \right) \quad \text{Inecuación 2}$$

Donde θ_1 es el comienzo de la componente de alta presión en el período de escape a la velocidad de interés, θ_2 corresponde al final de este período, θ_{e1} y θ_{e2} se

definen como el principio y el fin del período de sensibilidad a las ondas de expansión respectivamente.

El valor de **01** está ubicado aproximadamente entre la apertura de la válvula de escape y el P.M.I., pero el valor de **02** es un poco más complejo de conseguir ya que este depende de la interacción de la onda dentro de los conductos de escape. Bush y colaboradores (2000) proponen la solución de una ecuación implícita que involucra las variaciones del volumen dentro del cilindro, que es resultado de la modificación de la ecuación de Helmholtz. Esta ecuación se presenta a continuación:

$$\theta_1 - \theta_2 + \frac{12n\pi}{a} \left(\frac{A_p}{L_p} \right)^{-\frac{1}{2}} \times \left(\frac{V_{\theta 1}}{2} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{s}{2} + L_R \right) - \left[\left(\frac{s}{2} \cos \theta_2 \right) + \sqrt{L_R^2 - \left(\frac{s}{2} \sin \theta_2 \right)^2} \right] \right] A_c + V_{cl} \right)^{\frac{1}{2}} = 0$$

Ecuación 1

Para validar esta ecuación, Bush y colaboradores (2000), realizaron una simulación de la evolución de la presión en el puerto de escape donde se comparó la ubicación de **02** con la ubicación del máximo pico de la onda reflejada. Este resultado se puede observar en la figura 10, donde los puntos rojos representan la ubicación de los picos de presión calculados con la ecuación de Helmholtz modificada y la curva azul representa la predicción de la variación de la presión en los conductos de escape.

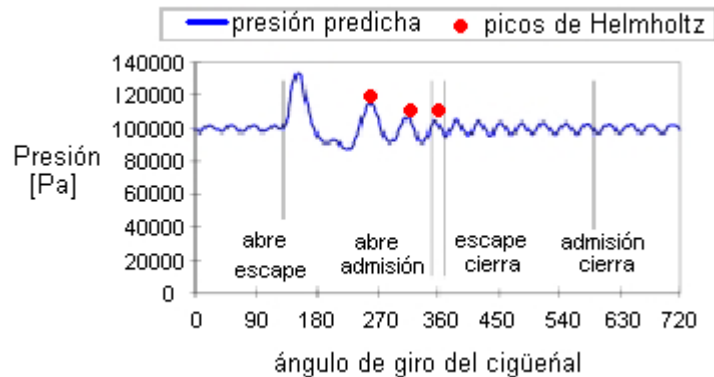


Figura 10. Comparación entre la variación de la presión usando modelos de dinámica de gases y la ubicación de los picos de Helmholtz a 3000 rpm en un conducto de 300 mm de longitud y 35 mm de diámetro.

Con la finalidad de trabajar con parámetros adimensionales, Benajes y colaboradores (1998), definen un parámetro de frecuencia Q , que relaciona el fenómeno de la reflexión del pulso. Este parámetro de frecuencia viene dado por la expresión:

$$Q = \frac{f_{manifold}}{f_{engine}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde $f_{manifold}$ es la frecuencia natural de los conductos y f_{engine} es la frecuencia de excitación del motor. La ecuación 2, para un conducto de longitud L y que descarga a la atmósfera puede ser escrita de la siguiente manera:

$$Q = \frac{30 \times a}{L \times n} \quad \text{Ecuación 3}$$

Benajes y colaboradores (1998) realizaron una simulación para explicar el efecto de los pulsos de presión reflejado en el proceso de intercambio del gas que se lleva a cabo dentro del cilindro. Los resultados de esta simulación se presentan en la figura 11, en la cual se muestra la variación instantánea del flujo másico alrededor de la válvula y el lazo de bombeo. En esta figura se representan dos valores del parámetro de frecuencia Q , $Q=2$ el cual implica un valor de $\theta=180^\circ$ y $Q=4$ que corresponde a un valor de $\theta=90^\circ$.

De los resultados de este estudio, se observa que en el caso de $Q=2$ corresponde a una onda de expansión presente durante el P.M.S. cuando la válvula de escape ya está abierta. La disminución de la presión en el escape ayuda en el barrido del cilindro y aumenta el flujo de masa, como se observa en la figura 11. Por otro lado cuando $Q=4$ la onda de expansión llega alrededor de la mitad de la carrera de escape, mejorando la inducción en el proceso de escape, disminuyendo la presión en el cilindro y disminuyendo el trabajo de bombeo (Benajes y colaboradores, 1998).

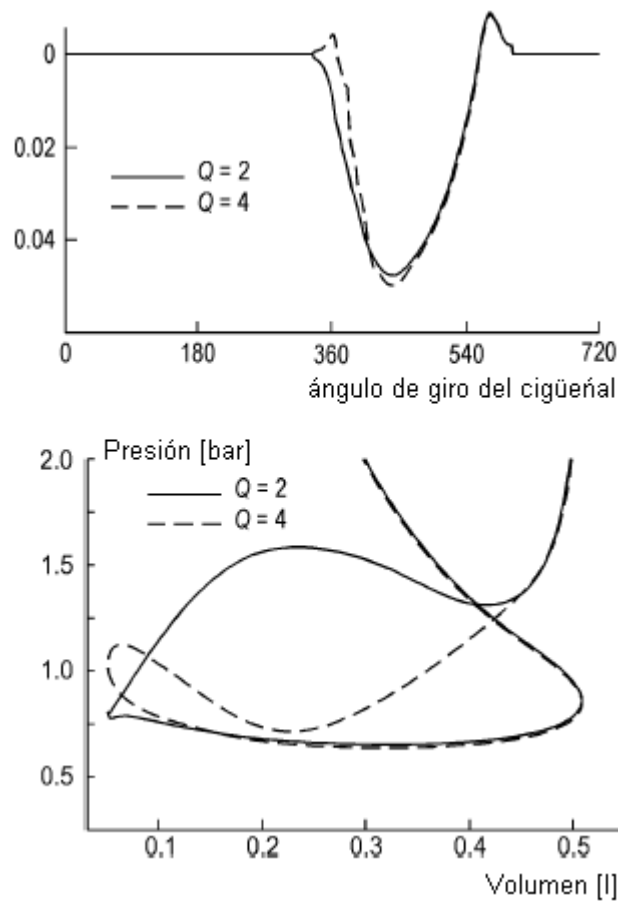


Figura 11. Efecto del parámetro de frecuencia en el proceso de admisión y trabajo de bombeo.

i. Influencia de la extremidad de los sistemas de escape

La suposición de que la junta entre los tubos y la extremidad de los conductos se comportan como un extremo enteramente abierto, no es totalmente válida en ciertos casos. En la extremidad de los conductos la condición puramente abierta se mantiene estricta en los conductos sin convertidor catalítico, silenciador o turbo cargador. Este no es el caso actual exceptuando quizás en algunas aplicaciones de motores de competición. Sin embargo, la condición de un extremo abierto todavía se mantiene en el caso cuando el convertidor catalítico o el silenciador son las condiciones de borde en la extremidad de los conductos. En ambos casos, la

capacidad relativamente larga de la cámara, junto con las restricciones de bajo flujo, cuenta para ese tipo de condición (Benajes & colaboradores, 1998).

2.2.4 Estandarización de Resultados

El trabajo o la potencia producida por el motor de encendido por chispa completamente acelerado queda referida a las condiciones atmosféricas; si el motor trabaja en una región con presión barométrica baja, habrá una reducción correspondiente en la potencia producida; análogamente si la temperatura del aire que entra al motor es elevada, la potencia producida será correspondientemente reducida. Como la atmósfera no puede ser influenciada realmente por el hombre es necesario algún recurso para corregir el rendimiento del motor llevándolo a algunas condiciones normales. La SAE (Society of Automotive Engineers) ha convenido en que el aire seco a 15,6 °C (60 °F) y 76 cm de Hg (29,92 pulg Hg) representa las condiciones normales habiendo un factor de corrección empírico en la forma:

$$CF = \frac{760 \text{ mmHg}}{p_a} \times \sqrt{\frac{t_a}{288,6 \text{ K}}} \quad \text{Ecuación 4}$$

Este factor de corrección, puede usarse como factor de multiplicación con el acelerador completamente abierto para la potencia al freno y para el par torsional.

Si la precisión de las pruebas garantizan mayor acuosidad o si las condiciones atmosféricas son extraordinariamente desusuales puede corregirse la presión barométrica observada por lo que respecta a la presión de vapor de agua. La presión del vapor de agua en el aire puede obtenerse con la ecuación modificada de Ferrel:

$$p_v = p_w - 0,006606 \times p_a' \times (t_d - t_w) \times \left(1 - \frac{t_w}{873,77 \text{ } ^\circ\text{C}} \right)$$

Ecuación 5

La presión atmosférica corregida del aire seco puede ser $p_a = (p'_a - p_v)$ pero esta corrección es pequeña, excepto si la humedad del aire o su temperatura es elevada (Obert, 1999).

2.2.5 Definiciones básicas

2.3.1 Cilindro: es el espacio físico en el cual el pistón se mueve con movimiento rectilíneo alternativo.

2.3.2 Punto muerto superior (P.M.S.): Posición del pistón más cercana a la cabeza del cilindro.

2.3.3 Punto muerto inferior (P.M.I.): Posición del pistón más lejana a la cabeza del cilindro.

2.3.4 Diámetro: Diámetro interior del cilindro. Medido generalmente en mm.

2.3.5 Carrera: Distancia entre el P.M.S. y el P.M.I., igual, salvo en raras ocasiones, al doble del radio de manivela del cigüeñal. Medida generalmente en mm.

2.3.6 Volumen total del cilindro (V1): Volumen comprendido entre la cabeza o culata y el pistón cuando éste está en el P.M.I.. Medido generalmente en cc o en litros.

2.3.7 Volumen de la cámara de combustión (V2): Volumen comprendido entre la cabeza y el pistón cuando éste está en el P.M.S.. Medido generalmente en cc.

2.3.8 Relación volumétrica de compresión (γ): relación entre el volumen total del cilindro V_1 y el volumen de la cámara de combustión V_2 . Generalmente se le llama simplemente relación de compresión:

$$\gamma = \frac{V_1}{V_2}$$

2.3.9 Volumen desplazado por el pistón (V_c): Volumen generado por el pistón con su movimiento desde el P.M.S. al P.M.I.

2.3.10 Par motor: representa la capacidad del motor para producir trabajo. Es la resultante de los momentos que actúan sobre el eje del cigüeñal.

2.3.11 Potencia: es la medida de la cantidad de trabajo realizado por el gas en los cilindros en un tiempo determinado.

2.3.12 Potencia Indicada: es la potencia desarrollada en los cilindros y se define como la suma de la potencia de fricción.

$$N_i = N_e + N_f$$

2.3.13 Potencia de fricción: es la que se emplea para vencer la fricción en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor además en la inducción de la carga de aire-combustible y en la expulsión de los gases de escape.

2.3.14 Potencia en el eje (al freno): es la potencia disponible en la salida del eje del motor, que se aprovecha para realizar trabajo.

2.3.15 Potencia observada: Es la potencia desarrollada por el motor bajo las condiciones atmosféricas existentes durante las pruebas.

2.3.16 Potencia corregida: es la potencia observada, corregida, para las condiciones atmosféricas standard.

2.3.17 Potencia máxima al freno: es la potencia máxima desarrollada a un régimen dado en una prueba a plena carga.

2.3.18 Potencia pico al freno: es la potencia más alta, dentro de un rango de velocidad del motor.

2.3.19 Índice de elasticidad dinámica: nos da un indicio del comportamiento autorregulador de un motor dentro de la zona comprendida entre los regímenes de potencia máxima y par máximo debido a cambios de carga.

CAPÍTULO III

MÉTODO

En este capítulo se presenta una descripción del método utilizado, en donde se describen los pasos desarrollados durante la investigación para lograr los objetivos. Se presentan los equipos e instrumentos del banco de prueba, el diseño y fabricación de cada configuración de conductos de escape y el procedimiento para la realización de las pruebas.

Para estudiar el efecto de los conductos de escape sobre el comportamiento del motor seleccionado, se planteó un análisis de dos configuraciones de conductos de escape diseñadas según modelos basados en la teoría “wave action” y la configuración de conductos de escape original del motor. Se realizó un estudio experimental donde se compararon los resultados de par, potencia, rendimiento volumétrico y elasticidad dinámica en función de la velocidad de funcionamiento del motor, arrojados por cada una de las configuraciones. En este orden de ideas, a continuación se presentan los pasos del método utilizado en esta investigación:

- Reacondicionamiento del motor seleccionado.
- Montaje del motor en el banco de pruebas.
- Instrumentación del motor en el banco de pruebas.
- Diseño de los conductos de escape.
- Construcción de los conductos de escape.

- Pruebas del motor con los conductos de escape.

3.1 Reacondicionamiento del motor seleccionado

En esta etapa se procedió a realizar un chequeo completo de las partes del motor modelo Toyota 4 A para asegurar su correcto funcionamiento. Este chequeo consistió en las siguientes actividades:

- Limpieza profunda de la cámara, bloque motor, pistones y cárter.
- Rectificación de las válvulas y sus asientos.
- Bruñido de los cilindros.
- Instalación de juego de anillos nuevos.
- Instalación de empaquetaduras nuevas en el ensamblaje del motor.
- Calibración de bujías según recomendación del fabricante.
- Instalación de mangueras nuevas del agua de retorno y suministro del motor.
- Instalación del sistema de cableado nuevo.

Por último para el encendido del motor se surtió de aceite PDV 20-50W y se le colocó el filtro de aceite y filtro de gasolina original.

3.2 Montaje del motor en el banco de prueba

Para los ensayos es necesario la instalación del motor en el banco de pruebas, en el anexo A se puede observar el utilizado en esta investigación, esta instalación comprende la sujeción del motor en la bancada y el acople con el freno dinamométrico hidráulico. A continuación se presenta una lista de los pasos seguidos en el montaje del motor en el banco de prueba:

1. Construcción de las bases del motor para la sujeción en la bancada del banco de prueba (ilustración 1). La bancada diseñada para soportar el motor permite el alineamiento de éste con el freno mediante sus apoyos móviles en las 3 coordenadas espaciales.

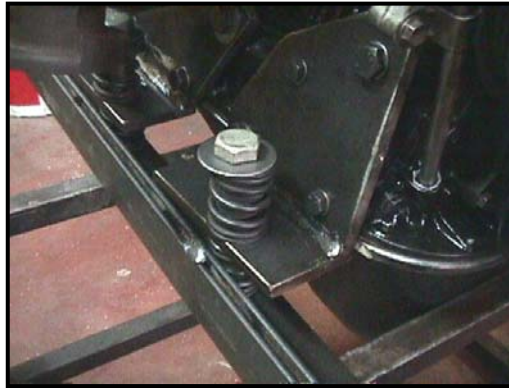


Ilustración 1. Bases del motor para sujeción en la bancada.

2. Se acopló el motor al freno dinamométrico hidráulico mediante un árbol tipo cardán (ilustración 2), para ello se seleccionó cumpliendo con los requerimientos técnicos demandados por el fabricante del freno para el motor utilizado (anexo B). Una vez acoplado el motor al freno se procedió a alinearlo mediante la variación de altura y desplazamiento dado por los apoyos de la bancada.



Ilustración 2. Cardán de acople.

3. Se procedió a realizar la instalación del sistema de alimentación de combustible el cual consta de un filtro de gasolina entre el tanque y la bomba, una manguera de alimentación de combustible desde la bomba hasta el carburador y por último una manguera de retorno de combustible desde la bomba hasta el tanque. Ver ilustración 3.



Ilustración 3. Sistema de alimentación de combustible.

4. Se realizó la instalación del sistema de refrigeración (ilustración 4), que consiste en las mangueras de alimentación y retorno de agua, el radiador y el electroventilador.



Ilustración 4. Sistema de refrigeración.

5. Se colocó el tanque de agua de alimentación al freno, este tanque se ubicó manteniendo una altura estática entre el nivel del líquido y la entrada de agua al freno que no sobrepasara de 1 m para así garantizar una presión de máximo 1,1 bar, presión recomendada por el fabricante para ensayos de motores pequeños.

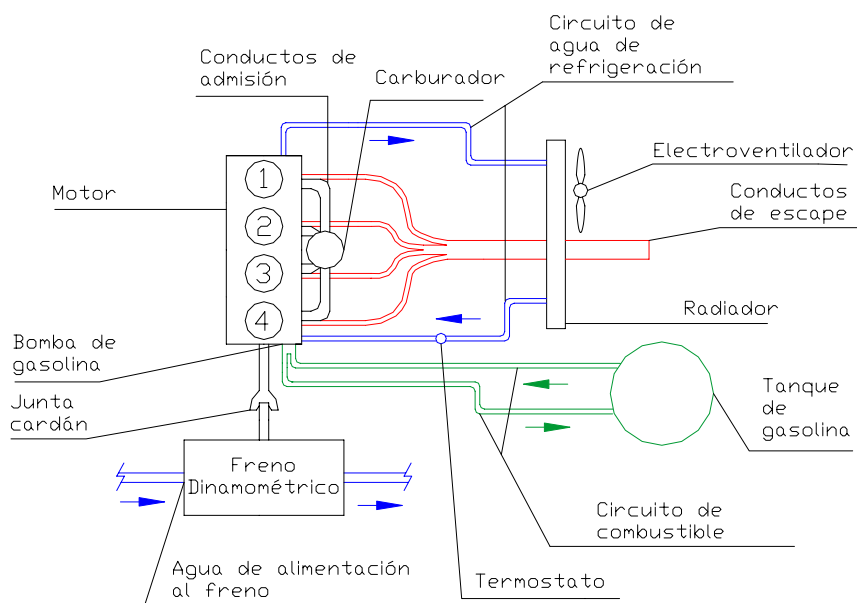


Figura 12. Montaje del motor en el banco de pruebas.

En la figura 12 y en el anexo C se presentan dos ilustraciones del montaje realizado.

A continuación se presenta una descripción de los equipos e instrumentos utilizados en esta investigación:

3.2.1 Equipos

i. Freno dinamométrico hidráulico

El par de frenado del freno dinamométrico depende de la cantidad de agua presente en el freno en cada momento. Esta cantidad de agua se regula por medio de la válvula mariposa de descarga.

Al estar el freno suspendido en montajes basculante y giratorio sobre su propio eje, por medio de los rodamientos del basculamiento, se transmite el par frenante a la célula por un captador magnético, generados por una rueda dentada solidaria al eje del rotor. A continuación se presentan las características técnicas de freno:

Marca:	TECNER DE INGENIERÍA Modelo V-700.
Potencia Máxima:	700 Kw.
Velocidad Máxima:	6000 rpm
Mínima Presión de agua:	0,1 bar.



Ilustración 5. Freno dinamométrico hidráulico.

En el anexo D se muestra la curva de potencia del freno, la cual representa el rango de funcionamiento de éste. En la ilustración 5 se puede observar el freno utilizado.

ii. Motor

Consta de un motor modelo TOYOTA 4 A, cuatro tiempos, refrigerado por agua, de aspiración natural y encendido por chispa, el cual utiliza como combustible gasolina (ilustración 6).

A continuación se presentan las especificaciones técnicas según el fabricante.

Fabricante	TOYOTA
Nº de cilindros	4
Disposición	En línea
Orden de Encendido	1-3-4-2
Desplazamiento (cc)	1.587
Diámetro del pistón (mm)	81,0
Carrera (mm)	77,0
Relación de Compresión	9,0:1
Tipo de cámara de combustión	Cuña
Mecanismo de distribución	OHC
Avance de encendido	10° A.P.M.S.
Velocidad de ralentí (rpm)	800
Calibre de bujías (mm)	0,8
Compresión standard (psi)	179

Tabla 1. Especificaciones técnicas.



Ilustración 6. Motor modelo Toyota 4 A.

iii. Panel de control

La sala está dotada de una unidad de control dispuesta en un armario donde se maneja el hardware y software que permite controlar todo el ensayo realizado sobre el conjunto motor-freno, como se muestra en la ilustración 7. Este armario esta compuesto por los siguientes elementos:

- Sinóptico “Banco de Ensayo de Motores” con interruptor general que habilita tensión a todo el armario y visualizador de la tensión de red.
- Relojes de visualización de 4 temperaturas y dos presiones.
- Unidad de lectura de par y régimen.
- Monitor de 17”.
- Unidad de relés compuesta de central de alarmas, mando motor y mando acelerador.
- Pentium III 500 MHz con tarjeta de adquisición de datos PcLab812PG.
- Impresora de inyección de tinta Canon BJC-400.
- Software Pdmwin.



Ilustración 7. Panel de control.

iv. Sistema analizador de gases productos de combustión

Analizador de gases marca Bosch modelo ETT 008.31/3, controlado automáticamente por un microprocesador (ilustración 8). Una vez conectado el analizador, se pone en marcha una autocomprobación y un ciclo de calentamiento, de 3 minutos, pasado este tiempo el analizador realiza un ajuste del sistema. El método de medición se basa en que cada componente de los gases de escape absorbe las radiaciones infrarrojas de una longitud de onda característica, perfectamente determinada.



Ilustración 8. Analizador de gases

3.3 Instrumentación del motor en el banco de prueba

Luego se procedió a instrumentar el motor, para así obtener información necesaria en cuanto al funcionamiento adecuado y determinar los parámetros necesarios para evaluar su comportamiento.

El funcionamiento adecuado del motor se verificó con la utilización de dos termocuplas en el circuito de refrigeración, una a la salida del agua del motor y la otra a la entrada. También se colocó un indicador de baja presión, el cual consta de un bombillo que se enciende al existir baja presión de aceite para la lubricación del motor.

Para evaluar el comportamiento del motor, se utilizó la célula de carga que determina el par y la potencia entregada por él. Con la termocupla de entrada de aire, la placa orificio con su respectivo manómetro inclinado y el barómetro, se determinó la cantidad de aire que entraba al motor y calcular así el rendimiento volumétrico. Con un tacómetro magnético se determinó la velocidad de giro del motor.

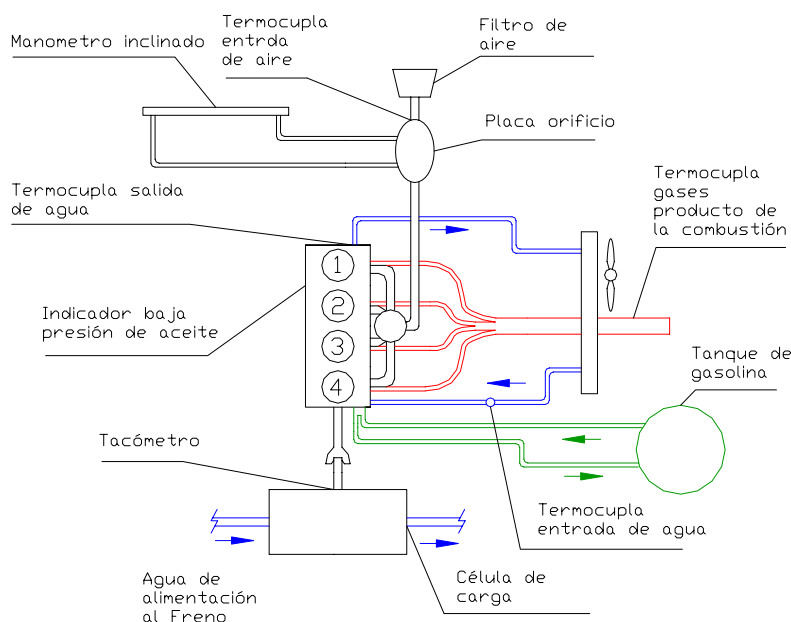


Figura 13. Instrumentación del motor en el banco de prueba.

Se colocó una termocupla en los conductos de escape, para así determinar la temperatura de los gases producto de la combustión. En la figura 13 se puede observar la instrumentación realizada.

A continuación se presenta una breve descripción de los instrumentos utilizados para medir las variables necesarias para evaluar el comportamiento del motor.

3.3.1 Instrumentos de medición

i. Sensores de temperatura

Las temperaturas son medidas por cuatro sondas tipo K (ilustración 9), de las cuales tres son para sensor temperatura del agua de refrigeración a la entrada del motor, salida de agua del motor y temperatura de aire de entrada, respectivamente y la otra sonda se destina para medir la temperatura de los gases de escape producto de la combustión.



Ilustración 9. Sonda tipo K.

Las termocuplas de agua de refrigeración a la entrada del motor (T_{wi}), salida del motor (T_{we}) y temperatura de aire de entrada (T_a), tienen un rango de 0 – 100 °C, con una apreciación del 0,01 °C. La termocupla de los gases de escape producto

de la combustión es simplemente más robusta que las anteriores, tiene una apreciación de $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un rango de $0 - 1000\text{ }^{\circ}\text{C}$.

ii. Tacómetro

Consta de un sensor medidor de frecuencia-tensión mediante el sistema de rueda fónica con captador magnético, el cual tiene un rango de $0 - 6000\text{ rpm}$. Las señales de frecuencia-tensión son registradas en un tacómetro tipo digital y con una apreciación de $\pm 1\text{ rpm}$. Ver ilustración 10.



Ilustración 10. Tacómetro.

iii. Placa orificio

Las características del medidor de flujo de aire son las siguientes:

Marca: Meriam
Modelo: 50 MC2 – 4 F
Tipo: 400 cfm a 8" H₂O
Gas: Aire
Serial: G-59431 T



Ilustración 11. Placa Orificio.

En la ilustración 11 se puede observar la placa orificio utilizada en el experimento.

iv. Barómetro

El elemento sensor de diferencia de presión tiene las siguientes características:

Marca:	Meriam
Modelo:	40 HE35
Tipo:	FF
Rango:	0-14" H ₂ O
Apreciación:	0,01" H ₂ O
Serial:	G659432

v. Célula de carga

Esta es una célula de carga extensométrica, es decir, cuando funciona el freno dinamométrico, este actúa sobre la célula de carga que a su vez genera un cambio de

potencial motivado a la deformación ejercida por el freno, esta célula tiene un rango de 0 – 320 DNm. Ver ilustración 12.



Ilustración 12. Célula de carga.

3.4 Diseño de los conductos de escape

El método de diseño utilizado en esta investigación fue una combinación de los métodos de diseño de conductos de escape planteadas por Bush & colaboradores (2000) y Benajes & colaboradores (1998). Este método de diseño permite determinar un rango de longitud para el aprovechamiento de la onda de expansión a una velocidad de operación del motor, utilizando las ecuaciones señaladas anteriormente en el capítulo II.

En un motor cuatro cilindros en línea y orden de encendido 1-3-4-2 pueden existir distintas configuraciones de los conductos de escape, las investigaciones en este campo han utilizado la configuración 4-1 (cuatro conductos primarios y un conducto secundario) y la configuración 4-2-1 (cuatro conductos primarios, dos conductos secundarios y un conducto terciario) con el fin de obtener el aprovechamiento de la onda de expansión (Bush & colaboradores, 2000; Benajes &

colaboradores, 1998; Winterbone & Pearson, 1999). En la figura 14 se puede observar un esquema de estas configuraciones para un motor con orden de encendido 1-3-4-2.

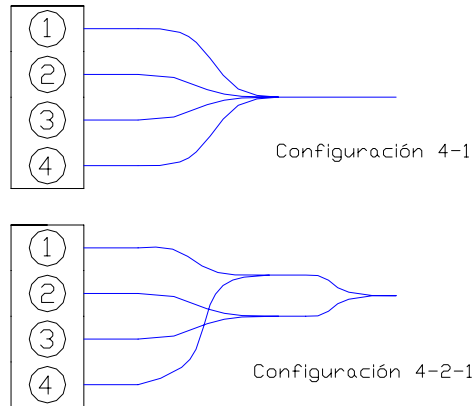


Figura 14. Configuración de conductos de escape

En el diseño, una de las variables que influye en la longitud de los conductos de escape es la velocidad del sonido en el gas, ésta a su vez depende de la temperatura y de la relación de calores específicos, en este trabajo se supuso esta velocidad como: $a = \sqrt{k \times R \times T}$, es decir, que el fluido obedece a las leyes de los gases ideales. La suposición de que el fluido se comporta como un gas ideal es válida en motores de combustión interna cuando éstos funcionan bajo condiciones estables (Winterbone y Pearson, 1999). Para conocer el valor de esta velocidad se realizó un análisis de los gases producto de la combustión, tal y como se muestra más adelante en el cálculo tipo del diseño de los conductos de escape.

Una vez conocido el valor de la velocidad del sonido en el gas, se determinó la longitud de los conductos para la configuración 4-1, con la utilización de las inecuaciones 1 y 2 y las ecuaciones 1 y 3 de la siguiente manera:

1. En la ecuación 3 se introduce el valor de la velocidad del sonido en el gas y la velocidad de funcionamiento del motor a la cual se desea el diseño, que son parámetros constantes. Después se introducen valores de longitud de tubo primario que cumplan con la condición de que Q se encuentre entre 5 y 7.
2. Para poder resolver la ecuación de Helmholtz modificada se calculan los valores de A_p , A_c y V_{cl} , se estima el valor de θ_1 y se definen los valores de S y L_r .
3. Para cada valor de longitud de tubo primario que cumpla con la condición de Q , se resuelve la ecuación implícita de Helmholtz modificada (ecuación 1), y se consigue la ubicación del segundo pico de compresión (θ_2).
4. Con el valor de θ_1 y θ_2 se resuelven las inecuaciones 1 y 2 respectivamente, en donde se consiguen rangos de cumplimiento de éstas para distintos valores de longitud de tubo secundario.
5. Se construye una tabla con los resultados obtenidos, se selecciona un valor de longitud de tubo primario tal que Q esté cercano a seis (6), ya que es el valor medio de la condición impuesta y se selecciona una longitud de tubo secundario tal que cumpla con la inecuación de θ_{e1} , ya que ésta toma en cuenta el primer pulso de expansión, que es el de mayor amplitud y por consiguiente el más influyente en el proceso de barrido de los gases producto de la combustión.

Para el diseño de la configuración 4-2-1, se utilizó el siguiente procedimiento:

1. En la ecuación 3  introduce el valor de la velocidad del sonido en el gas y la velocidad de funcionamiento del motor a la cual se desea el diseño,

que son parámetros constantes. Después se introducen valores de longitud de tubo primario que cumplan con la condición de que Q se encuentre entre 5 y 7.

2. Para poder resolver la ecuación de Helmholtz modificada se calculan los valores de A_p , A_c y V_{cl} , se estima el valor de θ_1 y se definen los valores de S y L_r .
3. Para cada valor de longitud de tubo primario que cumpla con la restricción de Q , se resuelve la ecuación implícita de Helmholtz modificada (ecuación 1), y se consigue la ubicación del segundo pico de compresión (θ_2).
4. Con el valor de θ_1 y θ_2 se resuelven las inecuaciones 1 y 2 respectivamente, con la diferencia que se sustituye el término $\left(\frac{L_p + L_s}{a}\right)$ por $\left(\frac{L_p + L_s + L_t}{a}\right)$. Como el valor de longitud de tubo primario es fijado por Q , las inecuaciones se cumplen con una combinación entre longitudes secundarias y terciarias.
5. Se construye una tabla con los resultados obtenidos, se selecciona un valor de longitud de tubo primario tal que Q esté cercano a seis (6), ya que es el valor medio de la condición impuesta y se selecciona una longitud de tubo secundario y terciario tal que cumplan con la inecuación de θ_{e1} , ya que ésta toma en cuenta el primer pulso de expansión, que es el de mayor amplitud y por consiguiente el más influyente en el proceso de barrido de los gases producto de la combustión.

Los diámetros de los conductos primarios fueron calculados con el fin de mantener la misma área efectiva de paso existente entre la válvula de escape y su

asiento. Para los conductos secundarios y terciarios se escogieron diámetros un poco mayores que los seleccionados en los conductos primarios según recomendación de Benajes & colaboradores (1998).

3.4.1 Cálculos tipo para el diseño de los conductos de escape

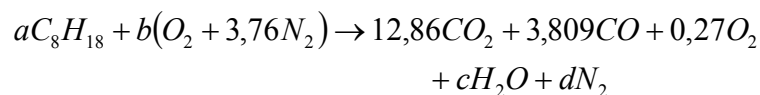
El resultado del análisis de gases realizado a 3500 rpm para el motor estudiado se presenta a continuación en la tabla 2.

Temperatura [°C]	657
CO ₂ [%Vol]	12,86
CO [%Vol]	3,809
O ₂ [%Vol]	0,27

Tabla 2. Resultado del análisis de gases a 3500 rpm.

Entonces, para calcular la velocidad del sonido en el gas se utilizó el siguiente procedimiento:

1. Se planteó la ecuación de combustión suponiendo octano como combustible, con los productos resultado del análisis de gases e incluyendo el agua y el nitrógeno.



2. Aplicando la ley de la conservación de la masa, se calculan los coeficientes no conocidos.

$$\mathbf{C:} \quad 8 \times a = 12,86 + 3,809$$

$$\Rightarrow \quad a = 2,0836$$

$$\mathbf{H:} \quad 18 \times a = 2 \times d$$

$$\Rightarrow \quad d = 18,7526$$

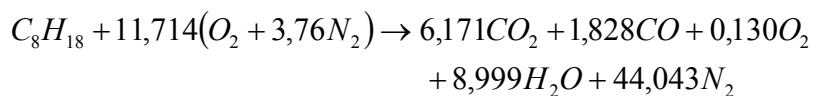
$$\mathbf{O:} \quad 2 \times b = 2 \times 12,86 + 3,809 + 2 \times 0,27 + d$$

$$\Rightarrow \quad b = 24,4108$$

$$\mathbf{N_2:} \quad 3,76 \times b = e$$

$$\Rightarrow \quad e = 91,7847$$

3. Se volvió a plantear la ecuación de combustión para un mol de combustible.



4. Con los coeficientes obtenidos de la ecuación, se calcula la fracción molar de cada uno de los productos de la combustión.

$$x_{N_2} = \frac{44,043}{61,171} = 0,720 \quad x_{CO_2} = \frac{6,171}{61,171} = 0,101$$

$$x_{CO} = \frac{1,828}{61,171} = 0,030 \quad x_{O_2} = \frac{0,130}{61,171} = 0,002$$

$$x_{H_2O} = \frac{8,999}{61,171} = 0,147$$

5. Se determinó el $\overline{C_p}$ de cada uno de los elementos producto de la reacción química a la temperatura de la combustión. Con las siguientes expresiones se pueden aproximar valores de calor específico a presión constante para temperaturas entre 300 K y 3500 K, con un porcentaje de error menor al 1% (Van Wylen, 1999).

$$\overline{C_p}_{N_2} = 39,06 - 512,79\theta^{-1,5} + 1072,7\theta^{-2} - 820,4\theta^{-3}$$

$$\overline{C_p}_{CO_2} = -3,7357 + 30,529\theta^{0,5} - 4,1034\theta + 0,024\theta^2$$

$$\overline{C_p}_{CO} = 69,145 + -0,70463\theta^{0,75} - 200,77\theta^{-0,5} + 176,76\theta^{-0,75}$$

$$\overline{C_p}_{O_2} = 37,432 + 0,020102\theta^{1,5} - 178,57\theta^{-1,5} + 236,88\theta^{-2}$$

$$\overline{C_p}_{H_2O} = 143,05 - 183,54\theta^{0,25} + 82,751\theta^{0,5} - 3,6989\theta$$

Donde $\theta = \frac{T(Kelvin)}{100}$; entonces los valores de calor específico a presión constante para cada producto resultan de sustituir la temperatura de 930 K.

$$\overline{C_p}_{N_2} = 32,3620 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

$$\overline{C_p}_{H_2O} = 40,4896 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

$$\overline{C_p}_{CO_2} = 53,2965 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

$$\overline{C_p}_{CO} = 32,7485 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

$$\overline{C_p}_{O_2} = 34,4446 \text{ kJ} / \text{kmol K}$$

6. Se calculó el $\overline{Cp}$ de la mezcla resultado de la combustión como:

$$\overline{Cp}_{Mezcla} = (0,720 \times 32,3620) + (0,147 \times 40,4896) + (0,002 \times 34,4446) \\ + (0,030 \times 32,7485) + (0,101 \times 53,2965)$$

$$\overline{Cp}_{Mezcla} = 35,6855 \text{ kJ / kmol K}$$

7. La relación de calores específicos se calculó como:

$$k = \frac{35,6855}{35,6855 - 8,31451} \\ k = 1,3038$$

Para el cálculo del diámetro de los conductos primarios se utilizó la ecuación 6 con los datos de la tabla 3, que corresponde a la geometría de la válvula, con el fin de conocer el área efectiva de paso que existe entre la válvula y su asiento. En la figura 15 se pueden observar los parámetros utilizados de la geometría de la válvula.

$$A_v = \pi \left(d_2 + \frac{h_v}{2} \sin(2\alpha_v) \right) h_v \cos(\alpha_v)$$

Ecuación 6

Dv (mm)	31
d2 (mm)	25
h _v (mm)	9
α _v (°)	45

Tabla 3. Datos de la válvula de escape.

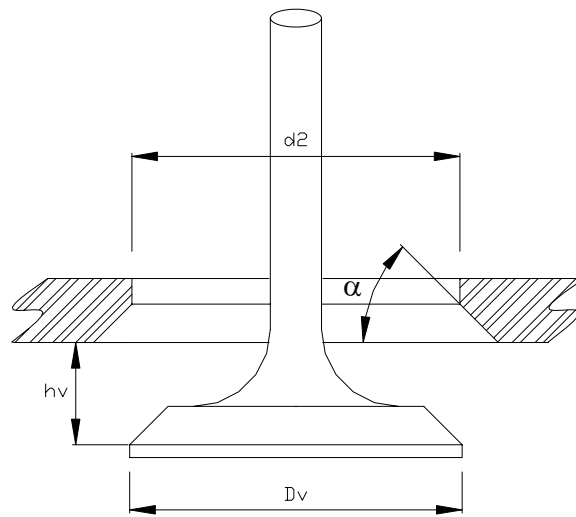


Figura 15. Esquema de la válvula.

Sustituyendo los valores de la tabla 3 en la ecuación 6, resulta:

$$A_v = \pi \left(25 \text{ mm} + \frac{9 \text{ mm}}{2} \operatorname{sen}(2 \times 45^\circ) \right) 9 \times \cos(45^\circ)$$

$$A_v = 589,79 \text{ mm}^2$$

Entonces el diámetro de los conductos principales debe ser:

$$\pi \times \left(\frac{\phi}{2} \right)^2 = 589,79 \text{ mm}^2$$

$$\Rightarrow \phi = 2 \times \sqrt{\frac{589,79 \text{ mm}^2}{\pi}}$$

$$\Rightarrow \phi = 27,40 \text{ mm}$$

Los datos del motor necesarios para el diseño de las configuraciones de conductos de escape son representados en la tabla 4:

Apertura Escape [°] *	59 A.P.M.I.
Apertura Admisión [°] *	10 A.P.M.S.
Cierre Escape [°] *	36 D.P.M.S.
Cierre Admisión [°] *	52 D.P.M.I.
Lr [mm]	91
Dp [mm]	81
Vd [cc]	1587
S [mm]	77

Tabla 4. Datos para el diseño de los conductos de escape.

* Datos medidos directamente del motor.

i. Cálculo tipo para la configuración de conductos de escape 4-1

Se mostrará el cálculo utilizado para una temperatura de 930 K, una longitud de tubo primario de 0,88 m y secundaria de 1m.

$$a = \sqrt{1,3038 \times 0,31007 \text{ kJ/kg } K \times 930 \text{ K} \times 1000}$$

$$\Rightarrow a = 613,164 \text{ m/s}$$

$$Q = \frac{30 \times 613,164 \text{ m/s}}{0,88 \text{ m} \times 3500 \text{ rpm}}$$

$$\Rightarrow Q = 5,97$$

$$\theta_{e1} \leq 150^\circ + 12 \times 3500 \text{ rpm} \times \left(\frac{0,88 \text{ m} + 1 \text{ m}}{613,164 \text{ m/s}} \right)$$

$$\Rightarrow 270^\circ \leq 278,78^\circ$$

$$150 - \theta_2 + \frac{12 \times 3500 \text{ rpm} \times 3,14159}{613,164 \text{ m/s}} \left(\frac{0,0009621128 \text{ m}^2}{0,88 \text{ m}} \right)^{-\frac{1}{2}} \times \left(\frac{0,000380210 \text{ m}^3}{2} + \right. \\ \left. \frac{1}{2} \left[\left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} + 0,091 \text{ m} \right) - \left[\left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} \cos \theta_2 \right) + \sqrt{(0,091 \text{ m})^2 - \left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} \sin \theta_2 \right)^2} \right] \right] \times \right. \\ \left. \left. - 0,005153 \text{ m}^2 + 0,000049593,75 \text{ m}^3 - \right] \right]^{\frac{1}{2}} = 0$$

$$\Rightarrow \theta_2 = 269,48^\circ$$

$$\theta_{e2} \geq 269,48^\circ + 12 \times 3500 \text{ rpm} \times \left(\frac{0,88 \text{ m} + 1 \text{ m}}{613,164 \text{ m/s}} \right)$$

$$\Rightarrow 373^\circ \geq 398,25^\circ$$

ii. Cálculo tipo para la configuración de conductos de escape 4-2-1

La temperatura y el valor de la velocidad del sonido en el gas son las mismas que en la configuración 4-1. La longitud del tubo primario es de 0,88 m, la longitud del tubo secundario es de 0,55 m y la longitud del tubo terciario es de 0,48 m.

$$Q = \frac{30 \times 613,164 \frac{m}{s}}{0,88 \text{ m} \times 3500 \text{ rpm}}$$

$$\Rightarrow Q = 5,97$$

$$\theta_{e1} \leq 150^\circ + 12 \times 3500 \text{ rpm} \times \left(\frac{0,88 \text{ m} + 0,55 \text{ m} + 0,48 \text{ m}}{613,164 \text{ m/s}} \right)$$

$$\Rightarrow 270^\circ \leq 280,83^\circ$$

$$150 - \theta_2 + \frac{12 \times 3500 \text{ rpm} \times 3,14159}{613,164 \text{ m/s}} \left(\frac{0,0009621128 \text{ m}^2}{0,88 \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} \times \left(\frac{0,000380210 \text{ m}^3}{2} + \right. \\ \left. \frac{1}{2} \left[\left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} + 0,091 \text{ m} \right) - \left[\left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} \cos \theta_2 \right) + \sqrt{(0,091 \text{ m})^2 - \left(\frac{0,077 \text{ m}}{2} \sin \theta_2 \right)^2} \right] \right] \times \right. \\ \left. \left. - 0,005153 \text{ m}^2 + 0,000049593,75 \text{ m}^3 - \right] \right]^{\frac{1}{2}} = 0$$

$$\Rightarrow \theta_2 = 269,48^\circ$$

$$\theta_{e2} \geq 269,48^\circ + 12 \times 3500 \text{ rpm} \times \left(\frac{0,88 \text{ m} + 0,55 \text{ m} + 0,48 \text{ m}}{613,164 \text{ m/s}} \right)$$

$$\Rightarrow 373^\circ \geq 400,305^\circ$$

3.4.2 Resultados del diseño de los conductos de escape

En las tablas 5 y 6 se pueden observar los resultados del diseño de las dos configuraciones de conductos de escape.

i. Resultados del diseño de la configuración 4-1

Lp (mm)	Q	θ_2 (°)	Ls (mm)	Ecuaciones que cumple
800	6,57	265,15	0-774	Θe_2
			775-951	Ninguna
			952,,,	Θe_1
840	6,26	267,35	0-702	Θe_2
			703-911	Ninguna
			912,,,	Θe_1
880	5,97	269,48	0-631	Θe_2
			632-871	Ninguna
			872,,,	Θe_1
920	5,71	271,52	0-561	Θe_2
			562-831	Ninguna
			832	Θe_1
960	5,47	273,48	0-492	Θe_2
			493-791	Ninguna
			792,,,	Θe_1

Tabla 5. Resultados del diseño de la configuración 4-1.

Según el criterio empleado, el diseño de la configuración 4-1 de los conductos de escape resultó: $L_p = 880$ mm y $L_s = 1000$ mm.

ii. Resultados del diseño de la configuración 4-2-1

Lp (mm)	Q	θ_2 (°)	Ls (mm)	Lt (mm)	Ecuaciones que cumple
840	6,26	267,35	300	0-402	Θe_2
				403-611	Ninguna
				612,,,	Θe_1
			400	0-302	Θe_2
				303-511	Ninguna
				512,,,	Θe_1
			500	0-202	Θe_2
				203-411	Ninguna
				412,,,	Θe_1
			600	0-102	Θe_2
				103-311	Ninguna
				312,,,	Θe_1
880	5,97	269,48	300	0-331	Θe_2
				332-571	Ninguna
				572,,,	Θe_1
			400	0-231	Θe_2
				232-471	Ninguna
				472,,,	Θe_1
			500	0-131	Θe_2
				132-371	Ninguna
				372,,,	Θe_1
			600	0-31	Θe_2
				32-271	Ninguna
				272,,,	Θe_1
920	5,71	271,52	300	0-261	Θe_2
				262-531	Ninguna
				532,,,	Θe_1
			400	0-161	Θe_2
				162-431	Ninguna
				432,,,	Θe_1
			500	0-61	Θe_2
				62-331	Ninguna
				332,,,	Θe_1
			600	0-231	Ninguna
				232,,,	Θe_1

Tabla 6. Resultados del diseño de la configuración 4-2-1.

Según el criterio empleado, el diseño de la configuración 4-2-1 de los conductos de escape resultó: $L_p = 880$ mm, $L_s = 550$ mm y $L_t = 480$.

3.5 Construcción de los conductos de escape

La construcción de las configuraciones de los conductos de escape, se puede realizar a través de un proceso de fundición de metales en moldes o mediante la utilización de tubos de acero. En este caso se escogió la utilización de tubos de acero comercial debido a que es el proceso más rápido y económico para la construcción de distintos prototipos.

Según el criterio de diseño, el diámetro de los conductos primarios debe ser de 27,4 mm, sin embargo, comercialmente los diámetros internos de los tubos de acero más pequeños son de 27 mm, 33 mm y 40 mm. La selección de los diámetros internos para los conductos primarios fue de 33 mm, debido a que las máquinas disponibles para doblar los tubos, sólo podían doblar éstos a partir de 1½ pulgadas de diámetro (33 mm de diámetro interno).

Para la configuración de conductos de escape 4-1, se seleccionó un diámetro del conducto secundario de 2 pulgadas (45 mm de diámetro interno). Mientras que para la configuración de conductos de escape 4-2-1, se seleccionó un diámetro de los conductos secundarios de 1¾ pulgadas (40 mm de diámetro interno) y un diámetro del conducto terciario de 2 pulgadas (45 mm de diámetro interno). Ver tabla 7.

Configuración	Diámetro primario [in]	Diámetro secundario [in]	Diámetro terciario [in]
4-1	1½	2	-
4-2-1	1½	1¾	2

Tabla 7. Diámetros de los conductos de escape.

Los calibres disponibles en tubos de acero comercial son de 12, 14 y 16, el escogido por los investigadores de este estudio fue el calibre 14, debido a que es el espesor recomendado para la aplicación en sistemas de escape.

La primera parte en el proceso de construcción, consistió en la fabricación de los elementos de sujeción de los conductos de escape al motor, para cada una de las configuraciones. Estos elementos de sujeción consisten en unas bridas de hierro soldadas a las extremidades de los tubos primarios y fijadas al motor mediante pernos. Las bridas fueron fabricadas a través de un proceso de maquinado. En la ilustración 13 se pueden observar las bridas ya maquinadas.



Ilustración 13. Bidas para la sujeción de los conductos.

La etapa siguiente consistió en el proceso de doblado de los tubos, éste se realizó uniendo los extremos de los cuatro conductos primarios de la configuración 4-1 en un mismo punto para que estos desahoguen al conducto secundario. En el caso de la configuración 4-2-1 el doblado consistió en unir los extremos de los conductos primarios que descargan los gases de los cilindros 1 y 4 en un mismo punto y de igual manera para los conductos que descargan los gases de los cilindros 2 y 3, de cada uno de estos dos puntos surgen los conductos secundarios que luego se unen en un mismo punto para dar lugar al conducto terciario.

Posteriormente se fabricaron las juntas, que sirven como elementos de unión entre los tubos primarios y secundarios y los tubos secundarios y terciarios, respectivamente. Estas juntas se fabricaron a partir de tubos los cuales son formados de tal manera que se acoplen los tubos primarios y secundarios para la configuración de conductos de escape 4-1 y se acoplen el tubo primario con el secundario, y el secundario con el terciario, respectivamente para la configuración 4-2-1.

Por último se procedió al ensamble de cada uno de los elementos fabricados para cada configuración de escape. Este ensamble consistió en unir a través del proceso de soldadura por arco eléctrico, las bridas con los conductos y estos entre sí a través de las juntas, tal como se muestra en las ilustraciones 14 y 15.



Ilustración 14. Configuración de conductos de escape 4-1.



Ilustración 15. Configuración de conductos de escape 4-2-1.

3.6 Pruebas del motor con los Conductos de Escape

Para la realización de las pruebas con los distintos conductos de escape se cumplieron cada uno de los siguientes pasos, con el fin de no poner en riesgo la salud de los operarios, la correcta operación del motor y la obtención de resultados confiables:

1. Chequear la conexión y alimentación del sistema eléctrico, tales como distribución, selenoide de mínimo del carburador y batería.
2. Chequear que no hayan objetos sobre el motor y cardán.
3. Chequear el nivel del agua de refrigeración.
4. Chequear el nivel del aceite del motor
5. Abrir la válvula de paso del agua de reposición del tanque para el suministro de agua al freno, así como también la válvula de paso de agua al freno.
6. Abrir la válvula de paso del combustible.
7. Encender el motor y dejarlo funcionar hasta que alcance su nivel de funcionamiento para la realización de las pruebas. Éste nivel se logra cuando se abre la válvula del termostato por primera vez.
8. Suministrar carga al freno por medio del servo motor hasta notar que ocurra un descenso del régimen de funcionamiento.

9. Verificar frecuentemente los valores de las temperaturas de entrada y salida del agua de enfriamiento del motor.
10. Tomar los valores de par, potencia, régimen, temperatura del aire a la entrada, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de los gases de escape, presión atmosférica y diferencia de presión en el manómetro inclinado, al estabilizarse la velocidad del motor.
11. Tomar directamente del panel de control los valores de potencia, par y velocidad de funcionamiento del motor.
12. Disminuir la carga del freno y fijar la velocidad siguiente de funcionamiento del motor.

Se repetirán los puntos hasta llegar a 5000 rpm, ya que velocidades de operación del motor mayores a éstas ponen en riesgo la integridad del operario y del motor.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados del experimento realizado a cada una de las configuraciones de conductos de escape, primero se presentarán los resultados de los conductos originales del motor, luego los resultados de la configuración de conductos de escape 4-1 y 4-2-1, y por último una comparación entre éstos.

4.1 Configuración de conductos de escape original

Ensayo a plena carga y apertura completa de la válvula de mariposa del carburador (WOT).

Condiciones del Ensayo:

Fecha: 30/01/03

Presión atmosférica: 724 mm Hg.

Temperatura bulbo seco: 38 °C.

Combustible: Gasolina PDV 95 octanos sin plomo.

Lubricante: PDV Extra Multi Grado 20W-50.

Ensayo 1

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1510	8,32	17,5	82	88	519	0,48
2017	8,06	22,8	86	89	540	0,49
2449	6,82	23,3	92	93	576	0,50
2948	6,46	26,6	95	98	632	0,51
3474	6,35	31,0	96	100	662	0,56
3974	5,99	33,2	98	102	676	0,57
4527	5,55	35,1	101	105	705	0,59
5170	5,04	36,4	106	109	728	0,68

Tabla 8. Ensayo 1, configuración original.

Ensayo 2

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1526	7,63	16,30	84	85	526	0,48
1964	7,52	20,60	91	92	550	0,49
2473	6,75	23,20	94	96	567	0,50
2887	8,21	33,10	94	96	605	0,51
3517	8,14	40,00	95	97	613	0,55
4009	7,59	42,50	97	98	646	0,57
4510	7,92	49,90	99	100	680	0,60
5154	5,55	39,90	103	104	699	0,67

Tabla 9. Ensayo 2, configuración original.

Ensayo 3

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1511	8,14	17,20	73	74	478	0,48
1975	8,06	22,20	78	79	521	0,49
2456	7,34	25,20	83	85	541	0,50
3023	8,14	34,20	89	89	594	0,51
3493	8,06	39,30	94	95	630	0,55
4002	7,74	43,20	96	98	650	0,57
4493	7,19	45,10	97	99	679	0,61
5188	5,58	40,40	99	101	702	0,69

Tabla 10. Ensayo 3, configuración original.

4.1.1 Ensayos estandarizados de par y potencia.

Par y Potencia: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1510	8,32	9,14	13,05	14,34
2017	8,06	8,86	17,00	18,68
2449	6,82	7,49	17,37	19,09
2948	6,46	7,10	19,84	21,80
3474	6,35	6,98	23,12	25,40
3974	5,99	6,58	24,76	27,21
4527	5,55	6,10	26,17	28,76
5170	5,04	5,54	27,14	29,83

Tabla 11. Ensayo 1 estandarizado, par y potencia, configuración original.

Par y Potencia: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1526	7,63	8,38	12,15	13,36
2964	7,52	8,26	15,36	16,88
2473	6,75	7,42	17,30	19,01
2887	8,21	9,02	24,68	27,13
3517	8,14	8,95	29,83	32,78
4009	7,59	8,34	31,69	34,83
4510	7,92	8,70	37,21	40,89
5154	5,55	6,10	29,75	32,70

Tabla 12. Ensayo 2 estandarizado, par y potencia, configuración original.

Par y Potencia: Ensayo 3 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1511	8,14	8,95	12,83	14,10
1975	8,06	8,86	16,55	18,19
2456	7,34	8,07	18,79	20,65
3023	8,14	8,95	25,50	28,03
3493	8,06	8,86	29,31	32,21
4002	7,74	8,51	32,21	35,40
4493	7,19	7,90	33,63	36,96
5188	5,58	6,13	30,13	33,11

Tabla 13. Ensayo 3 estandarizado, par y potencia, configuración original.

Gráfica N° 1

4.1.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1510	0,48	26,12	29,26	69,15
2017	0,49	26,66	29,87	52,85
2449	0,50	27,21	30,48	44,41
2948	0,51	27,75	31,09	37,63
3496	0,56	30,47	34,14	34,84
3974	0,57	31,01	34,75	31,20
4527	0,59	32,10	35,96	28,35
5170	0,68	37,00	41,45	28,61

Tabla 14. Ensayo 1 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración original.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1526	0,48	26,12	29,26	68,42
1964	0,49	26,66	29,87	54,27
2473	0,50	27,21	30,48	43,98
2887	0,51	27,75	31,09	38,43
3517	0,55	29,93	33,53	34,02
4009	0,57	31,01	34,75	30,93
4510	0,60	32,65	36,57	28,94
5154	0,67	36,46	40,84	28,28

Tabla 15. Ensayo 2 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración original.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 3 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1511	0,48	26,12	29,26	69,10
1975	0,49	26,66	29,87	53,97
2456	0,50	27,21	30,48	44,29
3023	0,51	27,75	31,09	36,70
3493	0,55	29,93	33,53	34,25
4002	0,57	31,01	34,75	30,98
4493	0,61	33,19	37,18	29,53
5188	069	37,54	42,06	28,93

Tabla 16. Ensayo 3 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración original.

Gráfica N° 2

4.2 Configuración de conductos de escape 4-1

Ensayo a plena carga y apertura completa de la válvula de mariposa del carburador (WOT).

Condiciones del Ensayo:

Fecha: 03/02/03

Presión atmosférica: 723 mm Hg.

Temperatura bulbo seco: 39°C.

Combustible: Gasolina PDV 95 octanos sin plomo.

Lubricante: PDV Extra Multi Grado 20W-50.

Ensayo 1

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1492	8,58	17,90	60	62	229	0,49
2002	8,65	24,20	63	65	316	0,50
2542	8,50	30,20	68	69	397	0,52
3146	8,58	37,70	68	70	412	0,54
3546	8,72	43,20	70	71	434	0,57
4023	8,61	48,40	73	73	490	0,60
4571	7,77	49,60	76	76	535	0,62
5154	4,71	33,90	80	80	583	0,69

Tabla 17. Ensayo 1, configuración 4-1.

Ensayo 2

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1517	8,65	18,3	79	82	300	0,49
2012	8,36	23,5	84	86	365	0,50
2527	8,28	29,2	89	91	432	0,52
3012	8,43	35,4	92	94	472	0,54
3504	8,54	41,8	94	95	492	0,57
4063	7,96	45,1	95	97	528	0,61
4606	7,48	48,1	96	97	554	0,64
5130	5,77	41,3	97	99	576	0,70

Tabla 18. Ensayo 2, configuración 4-1.**Ensayo 3**

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1498	8,50	17,8	82	85	312	0,49
1998	8,39	23,4	85	88	361	0,50
2454	8,32	28,5	90	91	415	0,52
3129	8,47	37,0	91	93	433	0,54
3560	8,32	41,4	92	94	447	0,58
3997	8,43	47,0	95	97	507	0,61
4581	8,14	52,1	96	99	556	0,64
5101	6,39	45,5	97	100	572	0,70

Tabla 19. Ensayo 3, configuración 4-1.

4.2.1 Ensayos estandarizados de par y potencia.

Par y Potencia: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1492	8,58	9,46	13,35	14,71
2002	8,65	9,54	18,05	19,89
2542	8,50	9,37	22,52	24,83
3146	8,58	9,46	28,11	30,99
3546	8,72	9,61	32,21	25,51
4023	8,61	9,49	36,09	39,79
4571	7,77	8,57	36,99	40,77
5154	4,71	5,19	25,28	27,87

Tabla 20. Ensayo 1 estandarizado, par y potencia, configuración 4-1.

Par y Potencia: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1517	8,65	9,54	13,65	15,04
2012	8,36	9,22	17,52	19,32
2527	8,28	9,13	21,77	24,00
3012	8,43	9,29	26,40	29,10
3504	8,54	9,41	31,17	34,36
4063	7,96	8,78	33,63	37,07
4606	7,48	8,25	35,87	39,54
5130	5,77	6,36	30,80	33,95

Tabla 21. Ensayo 2 estandarizado, par y potencia, configuración 4-1.

Par y Potencia: Ensayo 3. Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1498	8,50	9,37	13,27	14,63
1998	8,39	9,25	17,45	19,24
2454	8,32	9,17	21,25	23,43
3129	8,47	9,34	27,59	30,42
3560	8,32	9,17	30,87	34,03
3997	8,43	9,29	35,05	38,64
4581	8,14	8,97	38,85	42,83
5101	6,39	7,04	33,93	37,40

Tabla 22. Ensayo 3 estandarizado, par y potencia, configuración 4-1.

Gráfica N° 3

4.2.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1492	0,49	26,66	30,01	71,78
2002	0,50	27,21	30,62	54,59
2542	0,52	28,29	31,85	44,71
3146	0,54	29,38	33,07	37,52
3546	0,57	31,01	34,91	35,13
4023	0,60	32,65	36,75	32,60
4571	0,62	33,74	37,97	29,65
5154	0,69	37,54	42,26	29,26

Tabla 23. Ensayo 1 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-1.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1517	0,49	26,66	30,01	70,60
2012	0,50	27,21	30,62	54,32
2527	0,52	28,29	31,85	44,98
3012	0,54	29,38	33,07	39,18
3504	0,57	31,01	34,91	35,55
4063	0,61	33,19	37,36	32,81
4606	0,64	34,82	39,20	30,37
5130	0,70	38,09	42,87	29,82

Tabla 24. Ensayo 2 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-1.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 3 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1498	0,49	26,66	30,01	71,49
1998	0,50	27,21	30,62	54,70
2454	0,52	28,29	31,85	46,31
3129	0,54	29,38	33,07	37,72
3560	0,58	31,56	35,52	25,61
3997	0,61	33,19	37,36	33,36
4581	0,64	34,82	39,20	30,54
5105	0,70	38,09	42,87	29,97

Tabla 25. Ensayo 3 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-1.

Gráfica N° 4

4.3 Configuración de conductos de escape 4-2-1

Ensayo a plena carga y apertura completa de la válvula de mariposa del carburador (WOT).

Condiciones del Ensayo:

Fecha: 31/01/03

Presión atmosférica: 723 mm Hg.

Temperatura bulbo seco: 39 °C.

Combustible: Gasolina PDV 95 octanos sin plomo.

Lubricante: PDV Extra Multi Grado 20W-50.

Ensayo 1

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1570	8,54	18,70	71	73	246	0,48
1967	8,61	23,70	75	77	282	0,49
2496	8,39	29,20	80	81	228	0,50
2914	8,58	34,90	83	84	283	0,52
3542	8,54	42,20	88	89	450	0,56
4088	8,47	48,30	94	94	494	0,59
4550	8,03	51,00	96	98	515	0,61
5163	4,71	33,90	100	102	553	0,68

Tabla 26. Ensayo 1, configuración 4-2-1.

Ensayo 2

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1515	8,39	17,80	71	73	210	0,48
1942	8,47	23,00	75	77	241	0,49
2455	8,21	28,10	81	83	319	0,51
2947	8,5	35,00	85	86	371	0,52
3575	8,39	41,90	87	88	390	0,57
4031	8,21	46,20	91	92	440	0,59
4690	7,92	51,90	94	95	468	0,61
5167	5,51	39,80	97	98	491	0,68

Tabla 27. Ensayo 2, configuración 4-2-1.**Ensayo 3**

n (rpm)	Me (DNm)	Ne (Hp)	T _{wi} (°C)	T _{we} (°C)	T _{gpc} (°C)	p (in H ₂ O)
1517	8,54	18,10	61	63	173	0,48
1971	8,32	22,90	65	66	212	0,49
2496	8,14	28,40	71	72	294	0,51
2930	8,39	34,30	75	76	377	0,53
3516	8,03	39,40	81	81	418	0,56
4065	7,55	42,90	84	84	444	0,59
4445	7,23	44,80	88	88	476	0,61
5074	4,71	33,40	94	94	516	0,67

Tabla 28. Ensayo 3, configuración 4-2-1.

4.3.1 Ensayos estandarizados de par y potencia.

Par y Potencia: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1570	8,54	9,41	13,94	15,37
1967	8,61	9,49	17,67	19,48
2496	8,39	9,25	21,77	24,00
2914	8,58	9,46	26,02	28,69
3542	8,54	9,41	31,47	34,69
4088	8,47	9,34	36,02	39,71
4550	8,03	8,85	38,03	41,92
5163	4,71	5,19	25,28	27,87

Tabla 29. Ensayo 1 estandarizado, par y potencia, configuración 4-2-1.

Par y Potencia: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1515	8,39	9,25	13,27	14,63
1942	8,47	9,34	17,15	18,91
2455	8,21	9,05	20,95	23,10
2947	8,50	9,37	26,10	28,77
3575	8,39	9,25	31,24	34,44
4031	8,21	9,05	34,45	37,98
4690	7,92	8,73	38,70	42,66
5167	5,51	6,07	29,68	32,72

Tabla 30. Ensayo 2 estandarizado, par y potencia, configuración 4-2-1.

Par y Potencia: Ensayo 3 Estandarizado.

n (rpm)	Me (DNm)	Me Corregido (DNm)	Ne (kW)	Ne Corregida (kW)
1517	8,54	9,41	13,50	14,88
1971	8,32	9,17	17,08	18,83
2496	8,14	8,97	21,18	23,35
2930	8,39	9,25	25,58	28,20
3516	8,03	8,85	29,38	32,39
4065	7,55	8,32	31,99	35,27
4445	7,23	7,97	33,41	36,83
5074	4,71	5,19	24,91	27,46

Tabla 31. Ensayo 3 estandarizado, par y potencia, configuración 4-2-1.

Gráfica N° 5

4.3.2 Ensayos estandarizados de rendimiento volumétrico.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 1 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1570	0,48	26,12	29,40	66,82
1967	0,49	26,66	30,01	54,45
2496	0,50	27,21	30,62	43,78
2914	0,52	28,29	31,85	39,00
3542	0,56	30,47	34,30	34,56
4088	0,59	32,10	36,14	31,54
4550	0,61	33,19	37,36	29,30
5163	0,68	37,00	41,65	28,79

Tabla 32. Ensayo 1 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-2-1.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 2 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1515	0,48	26,12	29,40	69,25
1942	0,49	26,66	30,01	55,15
2455	0,51	27,75	31,24	45,40
2947	0,52	28,29	31,85	38,57
3575	0,57	31,01	34,91	34,85
4031	0,59	32,10	36,14	31,99
4690	0,61	33,19	37,36	28,43
5167	0,68	37,00	41,65	28,76

Tabla 33. Ensayo 2 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-2-1.

Rendimiento Volumétrico: Ensayo 3 Estandarizado.

n (rpm)	p (in H ₂ O)	Caudal (ft ³ /min)	Caudal corr (ft ³ /min)	η vol (%)
1517	0,48	26,12	29,40	69,16
1971	0,49	26,66	30,01	54,34
2496	0,51	27,75	31,24	44,66
2930	0,53	28,84	32,46	39,54
3516	0,56	30,47	34,30	34,81
4065	0,59	32,10	36,14	31,72
4445	0,61	33,19	37,36	29,99
5074	0,67	36,46	41,04	28,86

Tabla 34. Ensayo 3 estandarizado, rendimiento volumétrico, configuración 4-2-1.

Gráfica N° 6

Gráfica N° 7

Gráfica N° 8

Gráfica N° 9

Gráfica N° 10

Gráfica N° 11

Gráfica N° 12

4.4 Cálculos Tipo

Los cálculos tipo se realizaron para la configuración de conductos de escape original, a una velocidad de 1510 rpm.

- Corrección de la lectura del barómetro por latitud y temperatura:

Por latitud 10° Norte, según anexo E-1

$$p_{corr} = 724 \text{ mmHg} - 1,86 \text{ mmHg}$$

$$p_{corr} = 722,14 \text{ mmHg}$$

Por temperatura, según anexo E-2

$$p_{corr} = 722,14 \text{ mmHg} - 4,42 \text{ mmHg}$$

$$p_{corr} = 717,72 \text{ mmHg}$$

- Estandarización de Par y Potencia:

$$Me_{corr} = Me \times CF$$

$$Ne_{corr} = Ne \times CF$$

$$CF = \frac{760 \text{ mmHg}}{717,72 \text{ mmHg}} \times \sqrt{\frac{311,15 \text{ K}}{288,6 \text{ K}}}$$

$$CF = 1,099215$$

$$Ne_{corr} = 9,1454 \text{ DNm}$$

$$Me_{corr} = 19,0744 \text{ hp (14,2237 kW)}$$

- Estandarización del rendimiento volumétrico:

$$\Delta p_{leído} = 0,48 \text{ inH}_2\text{O}$$

Según la curva de la placa orificio (anexo F) para $p = 0,48 \text{ inH}_2\text{O}$ corresponde $26,66 \text{ ft}^3/\text{min}$

$$CFM_{corr} = \frac{CFM_{leido} \times p_{instrumento} \times (T_a)}{P_a}$$

$$CFM_{corr} = \frac{26,66 \text{ ft}^3/\text{min} \times 29,92 \text{ inHg} \times 561,87^\circ R}{28,4646 \text{ inHg} \times 529,67^\circ R}$$

$$CFM_{corr} = 29,8961 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Luego

$$\eta_{vol} = \frac{2 \times CFM_{corr}}{RPM \times V_d} \times 100$$

$$\eta_{vol} = \frac{2 \times 29,8961 \text{ ft}^3/\text{min} \times (12 \text{ in}/\text{ft})^3}{1492 \times 96,8447 \text{ in}^3} \times 100$$

$$\eta_{vol} = 71,51 \%$$

➤ Cálculo del índice de elasticidad:

$$I_D = \frac{8,55 \text{ DNm}}{6,44 \text{ DNm}} \times \frac{5070 \text{ rpm}}{1992 \text{ rpm}}$$

$$I_D = 3,38$$

ANÁLISIS DE RESULTADOS

El rendimiento volumétrico obtenido con las configuraciones de conductos de escape 4-1 y 4-2-1 resultó ser mayor en comparación con la configuración de conductos de escape original. Con la configuración 4-1 se obtuvo un aumento máximo del 5,59% respecto a la configuración original, este aumento se consiguió a 3700 rpm ya que con ésta configuración se obtuvo un rendimiento de 34% mientras que con la configuración original se obtuvo un rendimiento del 32,20%. El máximo aumento alcanzado por la configuración 4-2-1 se logró a 3300 rpm con un valor de 35,45% de rendimiento volumétrico para esta configuración y para la configuración original se obtuvo a esta velocidad un valor de 34,45%, esto implica un aumento del 2,9%. Esta mejora en el rendimiento volumétrico se debe al aprovechamiento de la dinámica de las ondas de presión, ya que con el diseño de las configuraciones de conductos de escape 4-1 y 4-2-1 se consigue que la onda de expansión producto de la reflexión en el extremo abierto y en las juntas lleguen al cilindro cuando la válvula de escape está abierta, facilitando así el desalojo de los gases producto de la combustión y como consecuencia mejora el llenado del cilindro.

La potencia obtenida con las configuraciones de conductos de escape 4-1 y 4-2-1 resultó mayor en comparación con la obtenida con la configuración de conductos original. Con la configuración 4-1 se registró un aumento máximo respecto a la original de 16,09% a 3600 rpm, registrándose una potencia de 34,44 kW con la configuración 4-1 y una potencia de 30,09 kW para la configuración original. Para la configuración 4-2-1 el máximo aumento resultó ser de 15,33% a 3300 rpm, ya que para ésta se consiguió un valor de potencia de 32,89 kW en comparación con los 28,47 kW obtenidos con la configuración original.

Los resultados obtenidos en las curvas de par son semejantes a los obtenidos en las curvas de potencia. El par medido con la configuración 4-1 tuvo un aumento

máximo de 16,4% respecto a la configuración original a una velocidad del motor de 3200 rpm, a esta velocidad se obtuvo un valor de 9,58 DNm para la configuración 4-1 y de 8,23 DNm para la configuración original. En el caso de la configuración 4-2-1 el aumento máximo fue de 15,22%, ya que a 3100 rpm se obtuvo un par de 9,54 DNm para esta configuración y para la configuración original se obtuvo un par de 8,28 DNm.

También se pudo observar, un aumento a lo largo de todas las velocidades del motor de los parámetros de par, potencia y rendimiento volumétrico. En la configuración de conductos de escape 4-1 se obtuvo una potencia máxima de 37 kW @ 4500 rpm y un par máximo de 9,8 DNm @ 2700 rpm, en comparación con los resultados obtenidos con la configuración de conductos de escape 4-2-1 donde se obtuvo una potencia máxima de 36 kW @ 4300 rpm y un par máximo de 9,7 kW @ 2600 rpm, mientras que con la configuración de conductos de escape original se obtuvo una potencia máxima de 34 kW @ 5000 rpm y un par máximo de 8,6 DNm @ 2000 rpm.

Al analizar la configuración de conductos de escape original bajo los criterios de diseño utilizados para las configuraciones 4-1 y 4-2-1 se observa que el valor de Q a 3500 rpm es de 54,29 y satisface sólo la inecuación θ_{e1} , siendo $\theta_{e1} = 272,67 < 373$, este resultado indica que la configuración original no aprovecha la dinámica de la onda de expansión para ayudar al barrido de los gases producto de la combustión a velocidades de operación del motor.

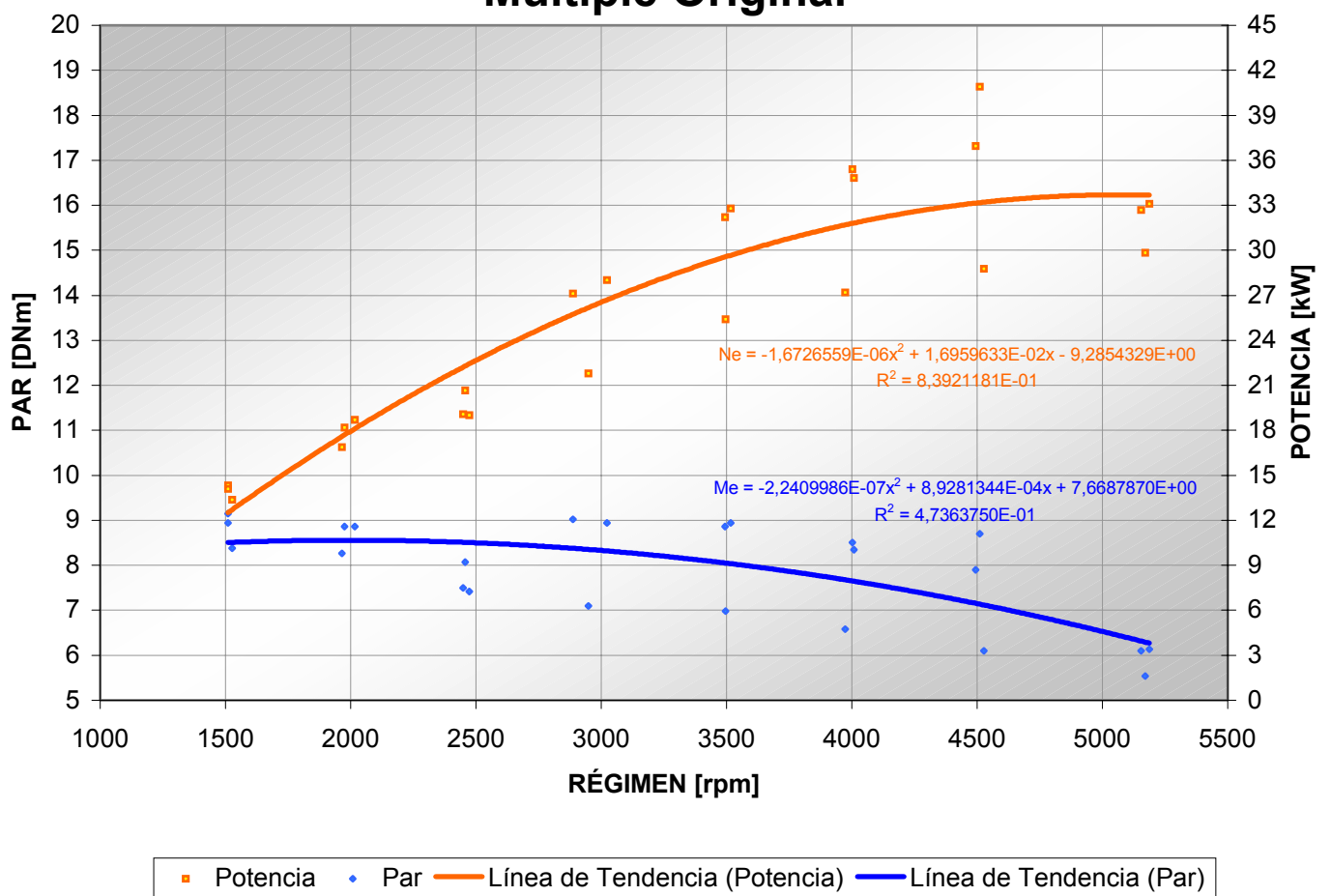
Los índices de elasticidad dinámica del motor con las configuraciones de conductos de escape 4-1 y 4-2-1 variaron respecto a la configuración original, para la configuración 4-1 se obtuvo un índice de 2,05 en comparación con el valor de 3,38 de la configuración original, es decir, sufrió una disminución del 39,35%. En el caso de la configuración 4-2-1 la disminución resultó ser de 43,79% ya que el índice de elasticidad fue de 1,90. Este resultado indica que el motor con los conductos de

escape 4-1 y 4-2-1 tiene una menor capacidad para desarrollar variaciones amplias de par a disminuciones sensibles del régimen. Sin embargo estos índices de elasticidad dinámica siguen estando dentro del rango óptimo para motores de aplicación automotriz.

El aumento máximo de los valores de par, potencia y rendimiento volumétrico fue alrededor de las 3500 rpm, velocidad a la cual se diseñaron las configuraciones de conductos de escape 4-1 y 4-2-1, comprobando así la eficiencia y confiabilidad de la metodología de diseño utilizada.

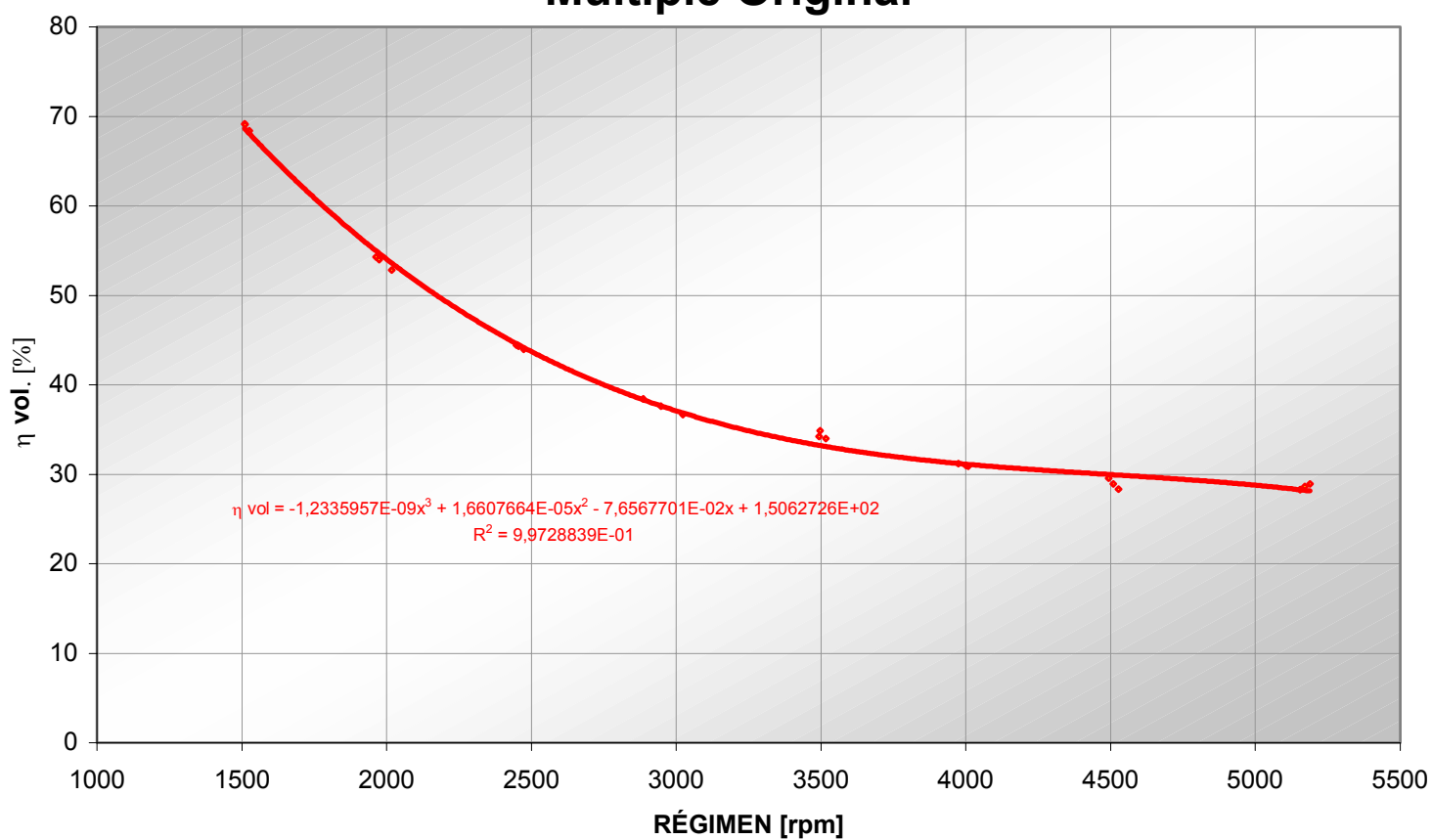
Gráfica N° 1

Par y Potencia vs Régimen Múltiple Original



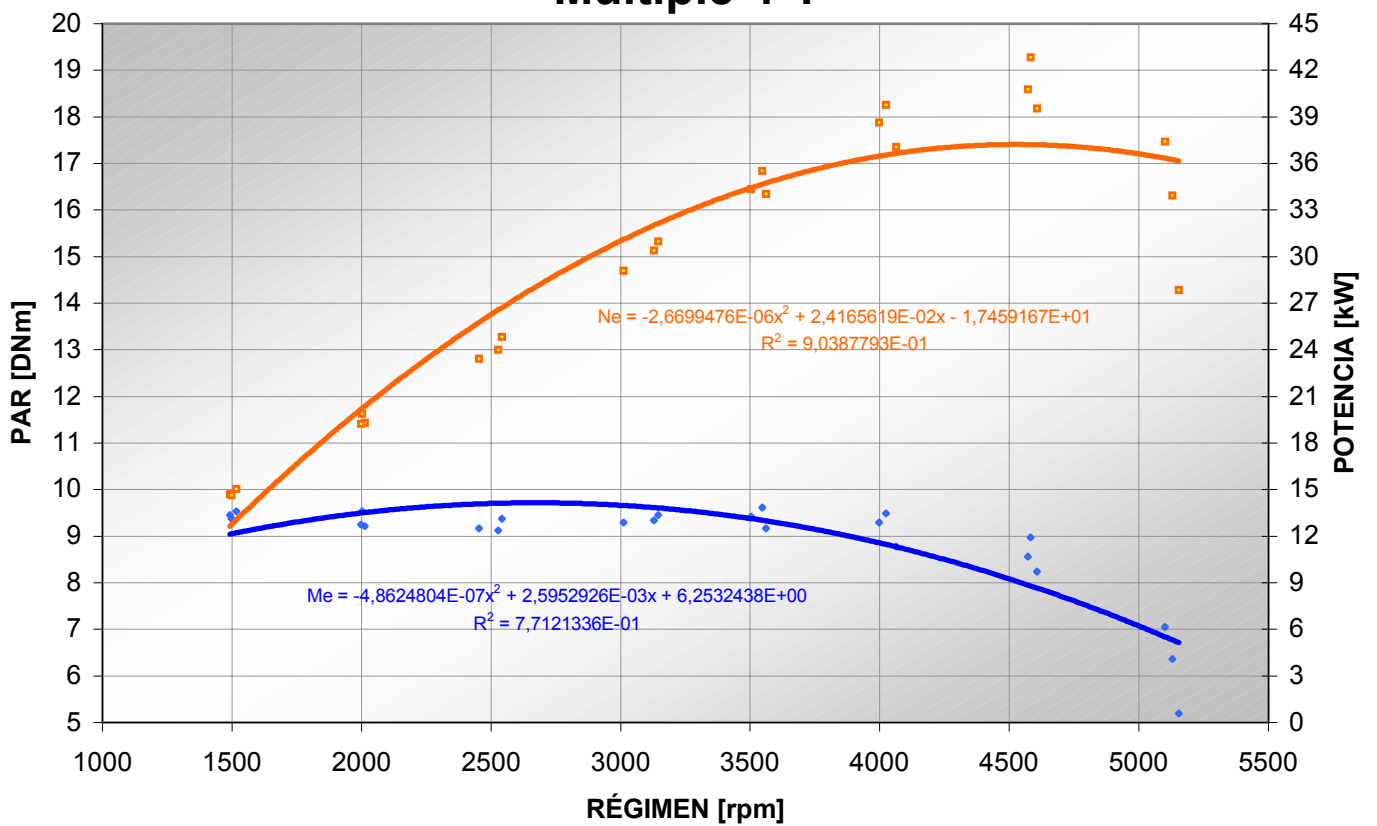
Gráfica N° 2

Rendimiento Volumétrico vs Régimen Multiple Original



Gráfica N° 3

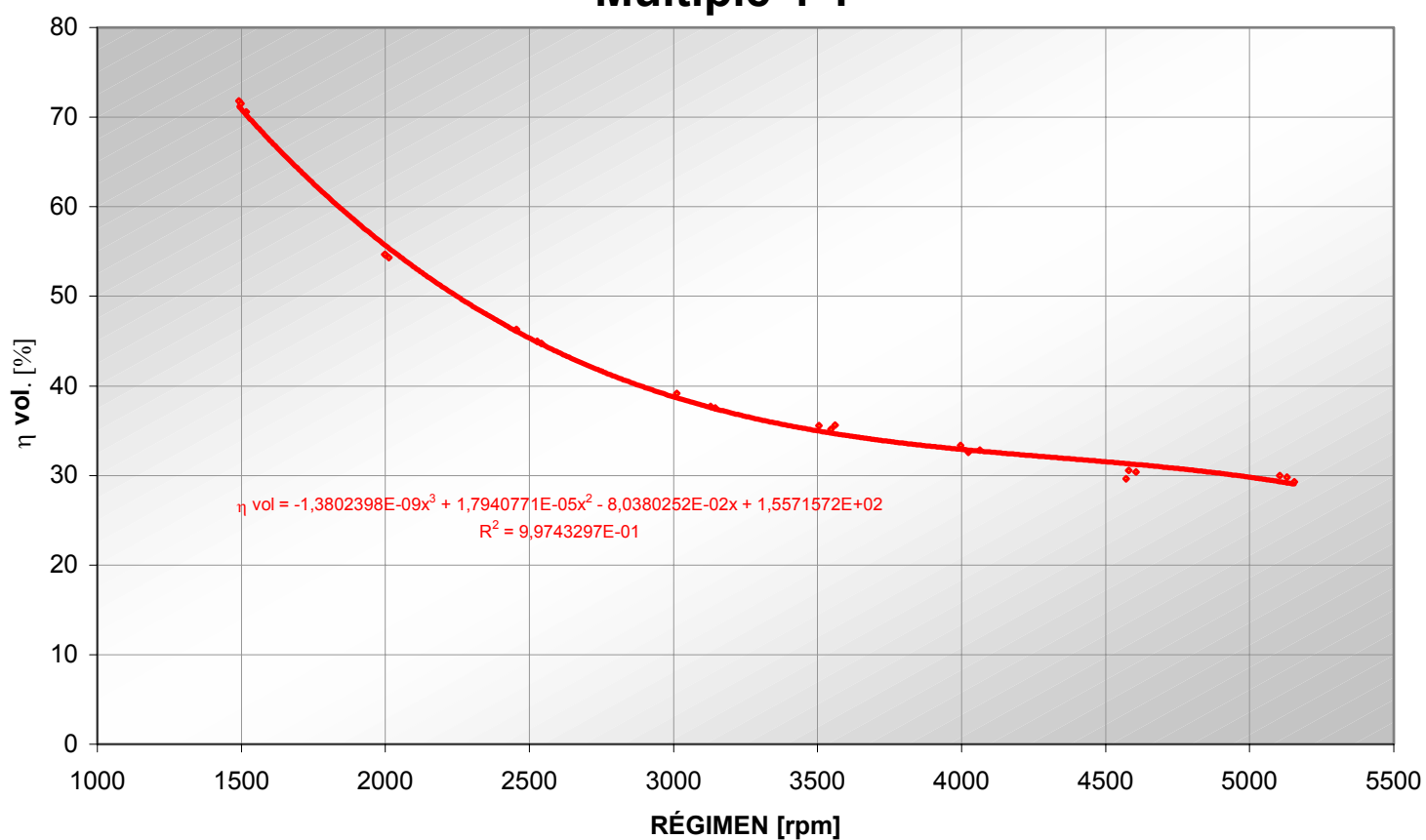
Par y Potencia vs Régimen Múltiple 4-1



■ Potencia ♦ Par — Línea de Tendencia (Par) — Línea de tendencia (Potencia)

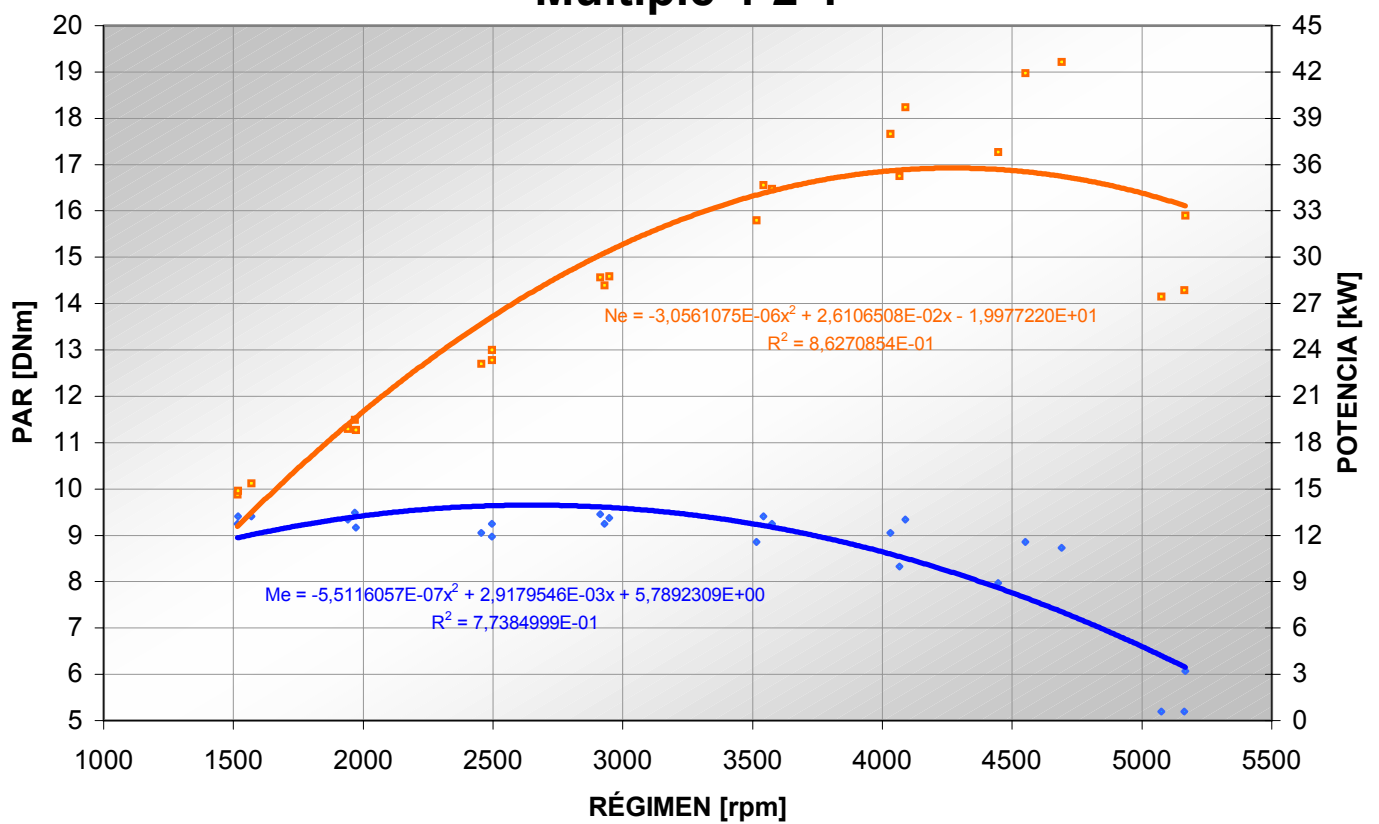
Gráfica N° 4

Rendimiento Volumétrico vs Régimen Multiple 4-1



Gráfica N° 5

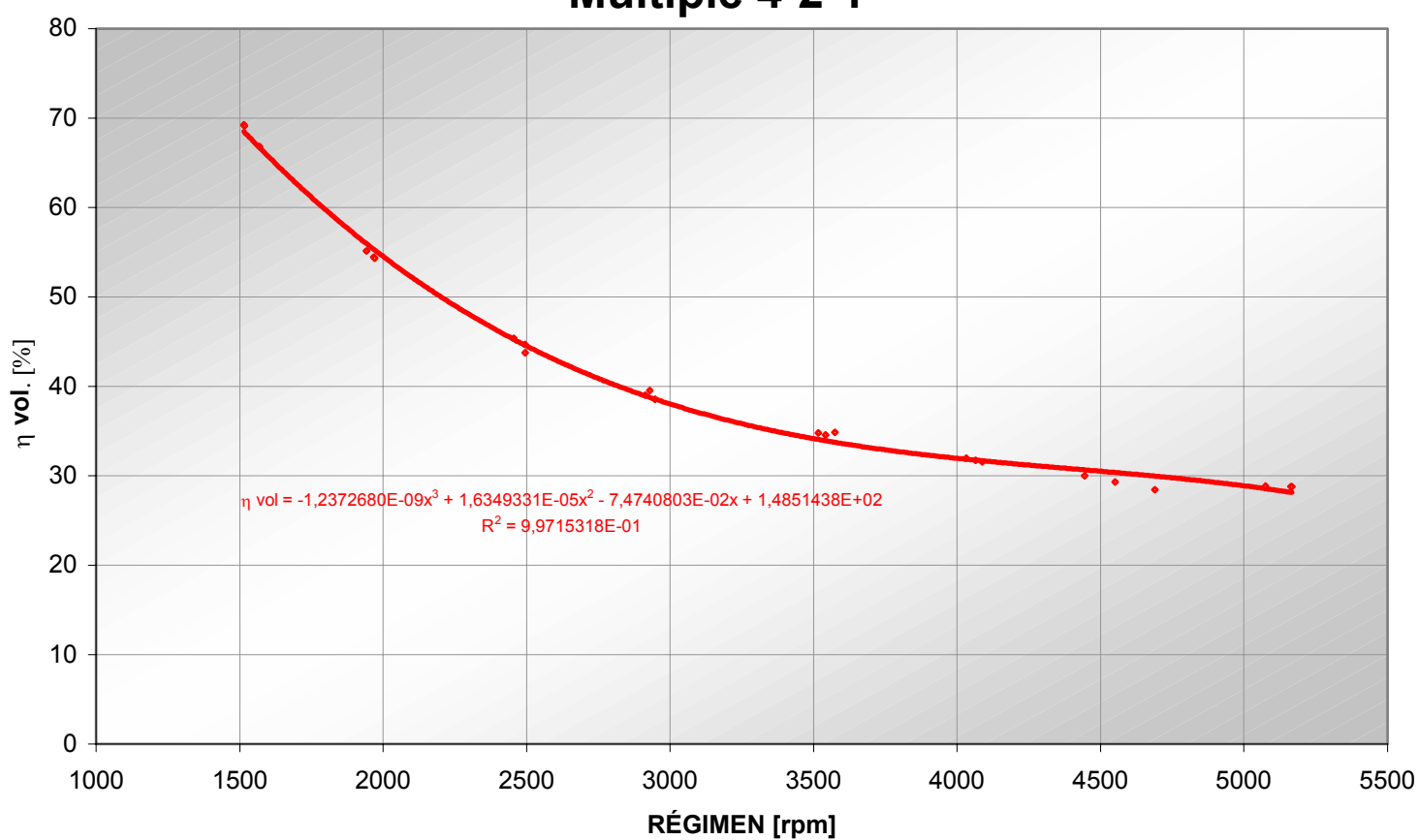
Par y Potencia vs Régimen Múltiple 4-2-1



■ Potencia ♦ Par — Línea de tendencia (Par) — Línea de tendencia (Potencia)

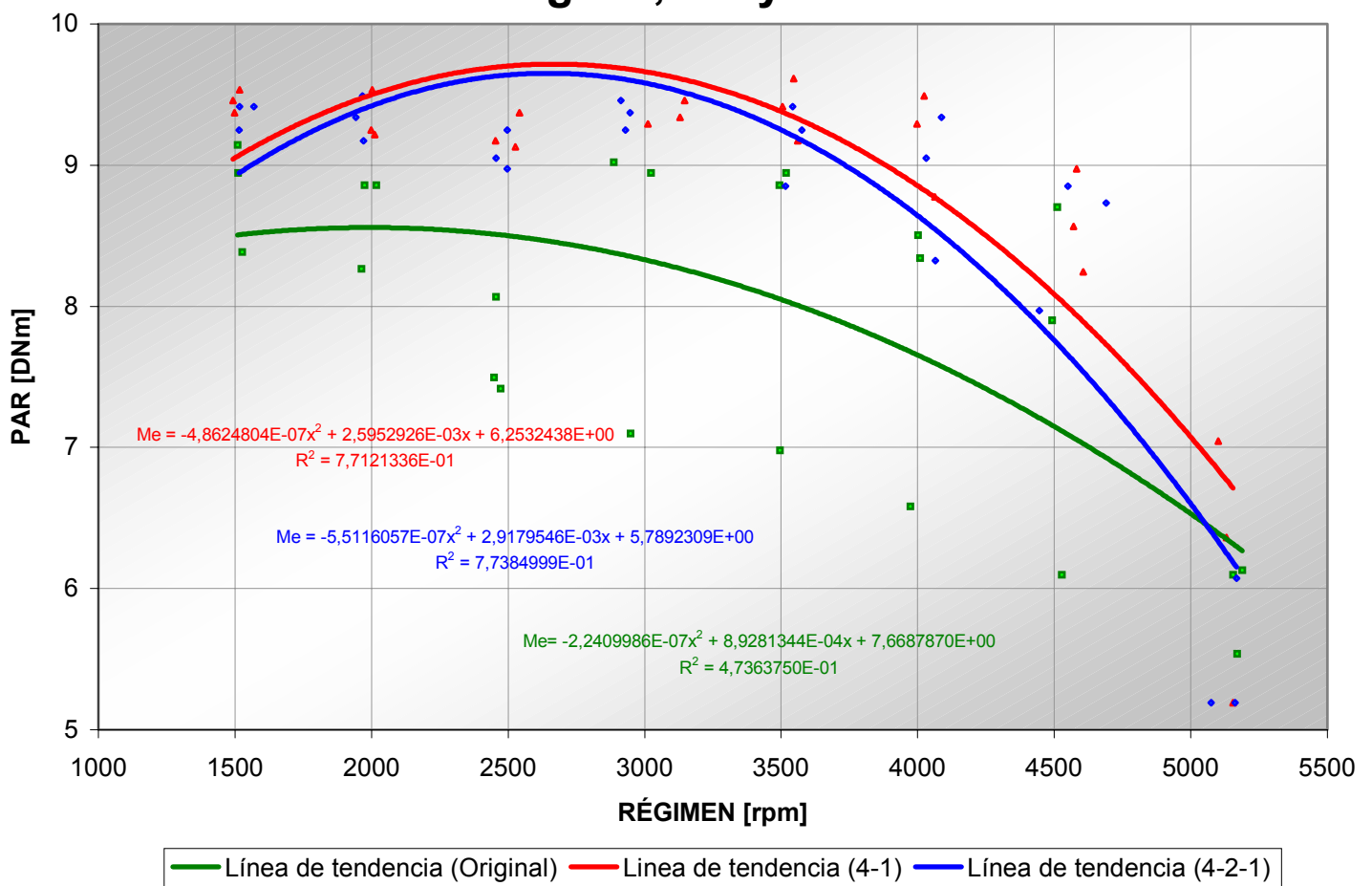
Gráfica N° 6

**Rendimiento Volumétrico vs Régimen
Multiple 4-2-1**



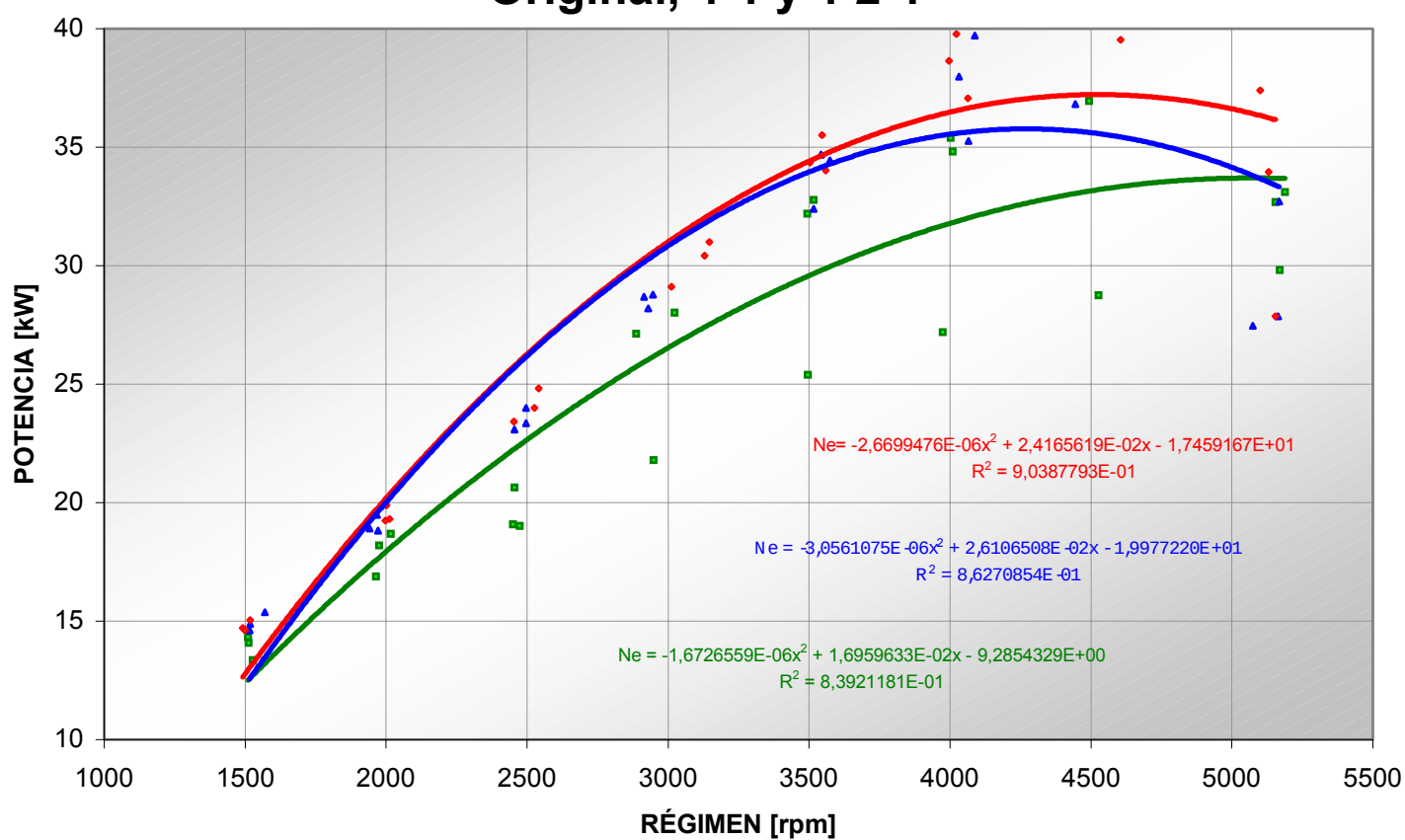
Gráfica N° 7

Par vs Régimen
Original, 4-1 y 4-2-1



Gráfica N° 8

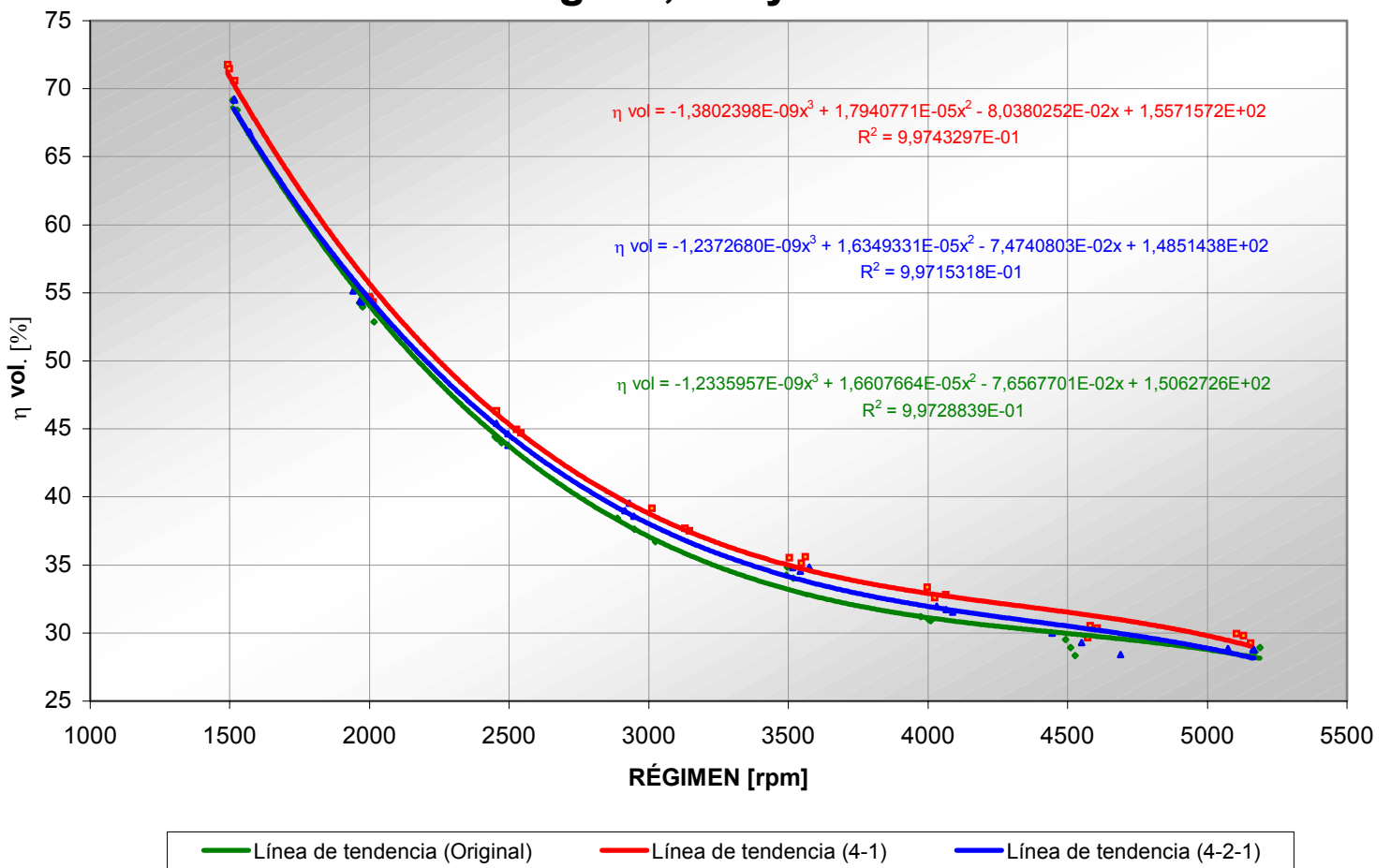
Potencia vs Régimen Original, 4-1 y 4-2-1



— Línea de tendencia (4-1) — Línea de tendencia (Original) — Línea de tendencia (4-2-1)

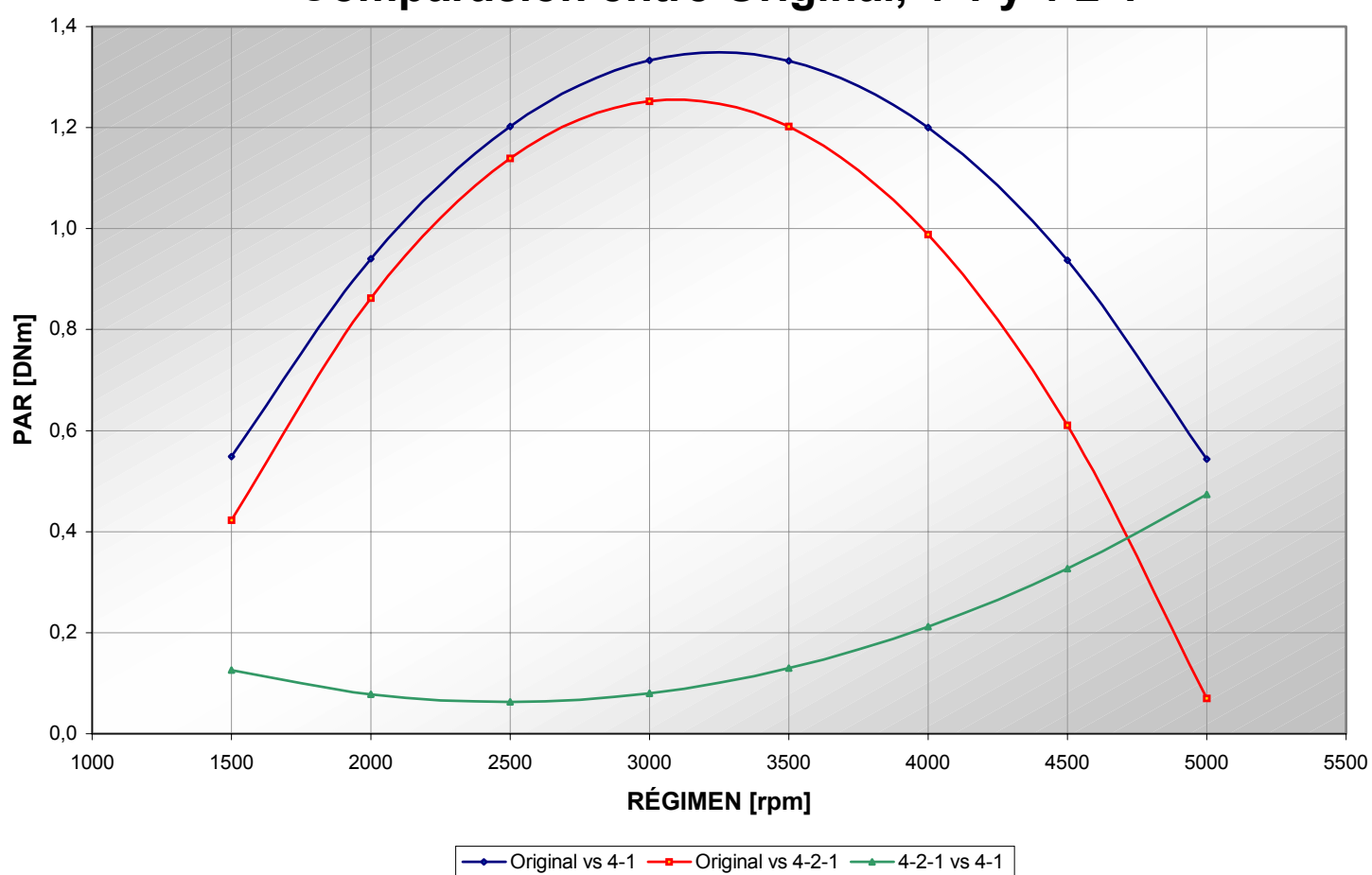
Gráfica N° 9

Rendimiento Volumétrico vs Régimen Original, 4-1 y 4-2-1



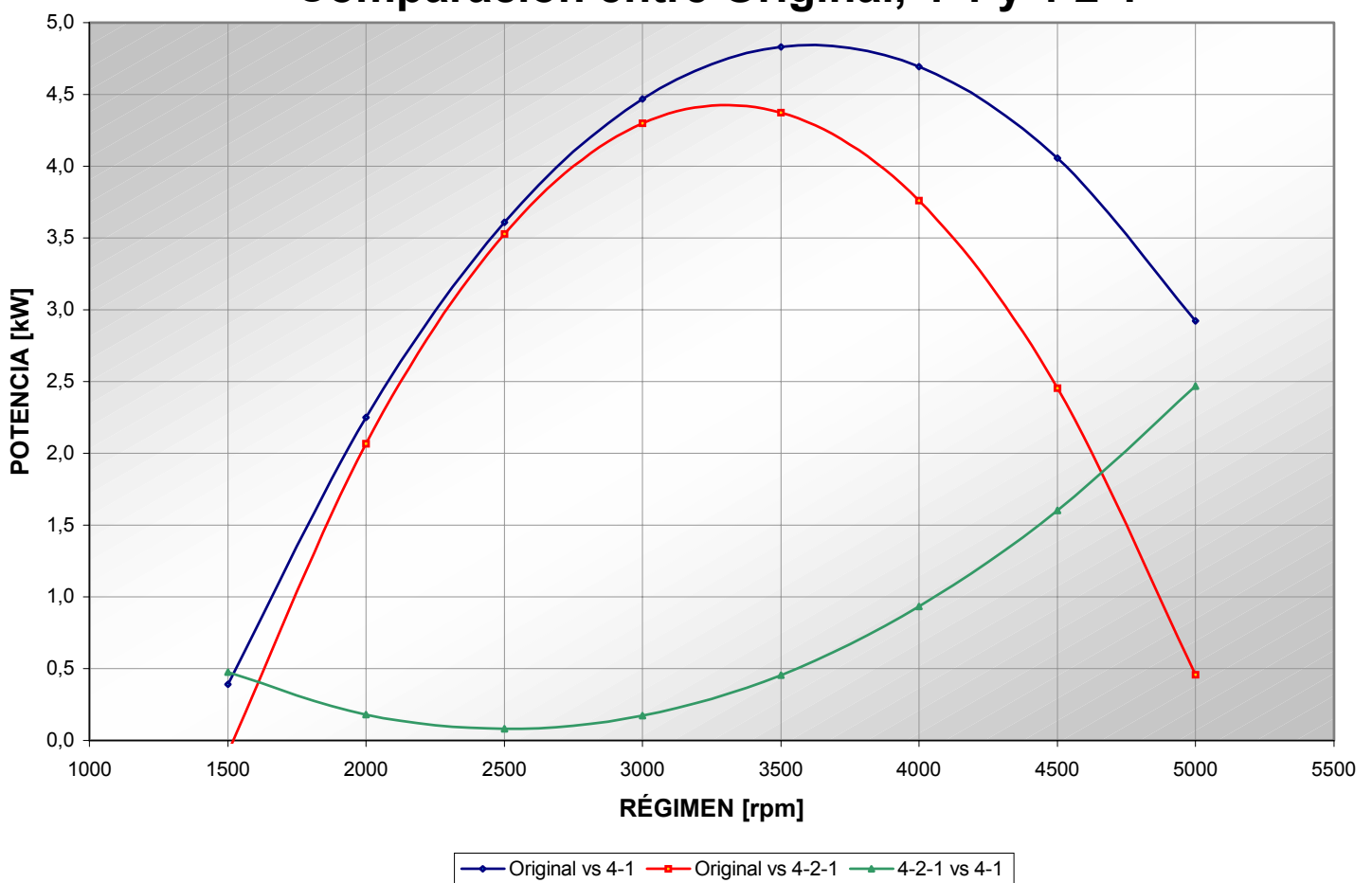
Gráfica N° 10

Par vs Régimen
Comparación entre Original, 4-1 y 4-2-1



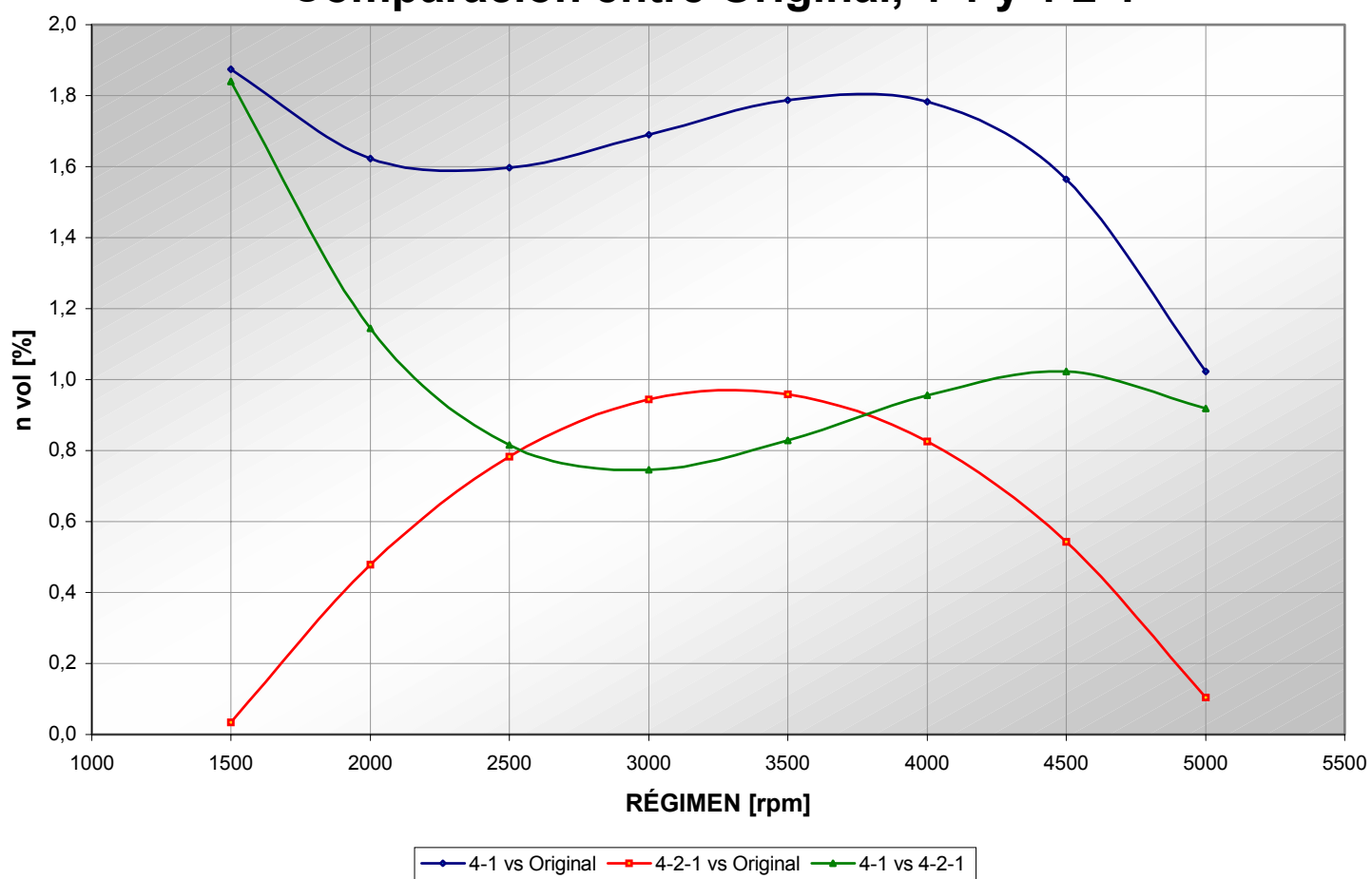
Gráfica N° 11

Potencia vs Régimen Comparación entre Original, 4-1 y 4-2-1



Gráfica N° 12

**Rendimiento Volumetrico vs Régimen
Comparación entre Original, 4-1 y 4-2-1**



CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos de los experimentos con cada una de las configuraciones de conductos de escape, permitieron llegar a las siguientes conclusiones:

1. El diseño de las configuraciones de los conductos de escape de un motor de combustión, cuatro tiempos, encendido por chispa, cuatro cilindros en línea y aspiración natural, influyen sobre su comportamiento, afectando el rendimiento volumétrico y produciendo como consecuencia variaciones en los parámetros de par, potencia e índice de elasticidad dinámico.
2. Configuraciones de conductos de escape diseñadas bajo la teoría “wave action”, permiten aumentar los parámetros de rendimiento volumétrico, par y potencia a las velocidades de funcionamiento del motor a las cuales se diseña, permitiendo un aprovechamiento de las ondas de expansión en el proceso de intercambio de gases.
3. Configuraciones de conductos de escape diseñadas bajo la teoría “wave action”, producen una disminución en el índice de elasticidad dinámico del motor, sin embargo, los valores obtenidos se encuentran dentro de rangos óptimos para aplicaciones automotrices.
4. La configuración de conductos de escape 4-1, diseñada bajo la teoría “wave action”, produce un aumento de los parámetros de rendimiento volumétrico, par y potencia, y es la más sencilla y de menor costo para su construcción, en comparación con la configuración de conductos de escape 4-2-1.

5. Métodos de diseño basados en la teoría “wave action”, son precisos al determinar la geometría de los conductos de escape a velocidades específicas de funcionamiento del motor.
6. El método de diseño utilizado en esta investigación, para las configuraciones de conductos de escape, puede ser aplicado para aumentar los parámetros de rendimiento volumétrico, par y potencia, en motores de combustión interna, cuatro tiempos, encendido por chispa, cuatro cilindros en línea y aspiración natural.

RECOMENDACIONES

- Un estudio de la influencia de los conductos de escape sobre el consumo específico de combustible y las pérdidas por bombeo se puede aplicar para agregar más parámetros de comparación para evaluar el comportamiento del motor.
- Si se quiere estudiar una mayor variedad de diseños de las configuraciones de conductos de escape según la teoría “wave action”, es recomendable la utilización de programas de simulación que permitan estimar el comportamiento del motor .
- En estudios posteriores que requieran la construcción de conductos de escape, se recomienda el uso de motores cuya admisión sea contrapuesta al escape, es decir, los conductos de escape estén en un lado del motor y los conductos de admisión del otro lado.
- Realizar un estudio sobre motores de combustión interna de dos tiempos, para comparar el comportamiento de éstos con el motor cuatro tiempos estudiado en esta investigación

BIBLIOGRAFÍA

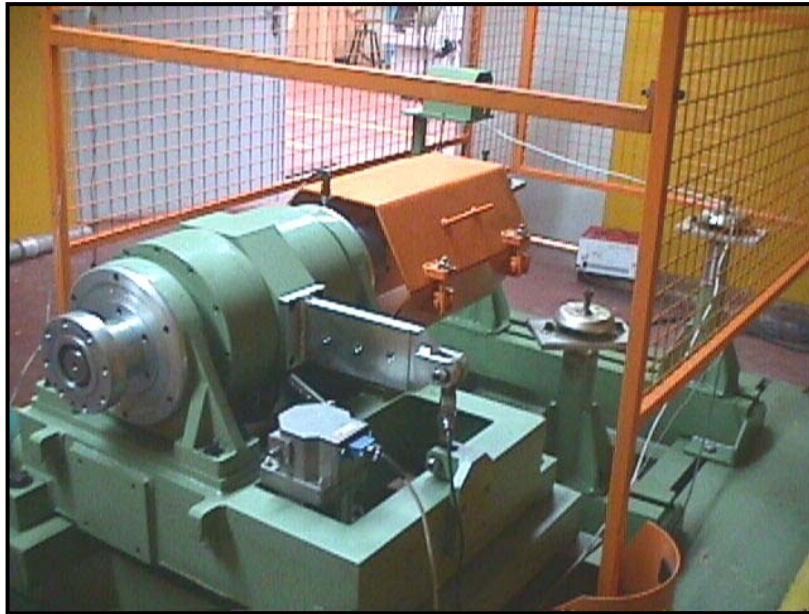
- Arias, Manuel y Guitian, Paz (1997). *Manual de Automóviles* (52^a Edición). México: Dossat 2000.
- Fayette, Charles (1985). *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*. U.S.A.: THE M.I.T. PRESS. Vol: I y II.
- Fideas G., Arias (1999). *El proyecto de Investigación* (3^{era} Edición). Caracas: Episteme.
- Giacosa, Dante (1988). *Motores Endotérmicos* (14^{ta} Edición). España: Omega.
- Obert, Edward (1999). *Motores de Combustión Interna* (2^a Edición). México: Ceca.
- Potter, M. y Wiggert, D.(1997). *Mecánica de Fluidos* (2^a Edición). México: Prentice Hall.
- SAE International. [On-line]. Disponible en: <http://www.SAE.org>.
- Society Automotive Engineers International. (1999). *Spark to Piston – A Concept for Combustion Stability Enhancement on a High-Dilution SI Engine*. U.S.A.: Reinmann, R. y Olofsson, E..

- Society Automotive Engineers International. (1999). *SI Engine Operation with Retarded Ignition : Part 2-HC Emissions and Oxidation*. U.S.A.: Russ, S., Thiel M. y Lavoie G..
- Society Automotive Engineers International. (1999). *Steady – Flow Loss – Coefficient Estimation for Exhaust Manifold Pulse – Converter Type Junctions*. U.S.A.: Bassett, M., Pearson, R., Winterbone, D. y Sierens, R..
- Society Automotive Engineers International. (1998). *Pre-Design Criteria for Exhaust Manifolds in I.C. Automotive Engines*. U.S.A.: Benajes, J., Reyes, E., Bermudez, V. y Serrano, J..
- Society Automotive Engineers International. (2000). *A Design Strategy for Four Cylinder SI Automotive Engines Exhaust Systems*. U.S.A.: Bush, P., Telford, C., Boam, D. y Bingham, J..
- Society Automotive Engineers International. (1999). *Compression Ratio and TDC Calibrations Using Temperature – Entropy Diagram*. U.S.A.: Tazerout, M., Le Corre, O. y Stouffs, P..
- Tipler, Paul. (1983). *Física*. España: Reverté. Vol II.
- Toyota. [On line]. Disponible en: <http://www.toyota.ve>.
- Universidad Central de Venezuela. F.I. / E.I.M., Consejo de Escuela.. *Instructivo para elaborar el proyecto de Trabajo Especial de Grado*.

- Universidad Pedagógica Experimental Libertador. (2001). *Manual de Trabajos de Grado de Especialización y Maestría y Tesis Doctorales*. Caracas.
- Universidad Nacional de Ingeniería. *Un Modelo Matemático para Motores Diesel de Aspiración Natural*.
- Van Wylen, Gordon (2000). *Fundamentos de Termodinámica* (2^a Edición). México: Limusa Wiley.
- Winterbone D., Pearson R. (2001). *Design Techniques for Engine Manifolds*. U.S.A.: SAE International.

ANEXO A

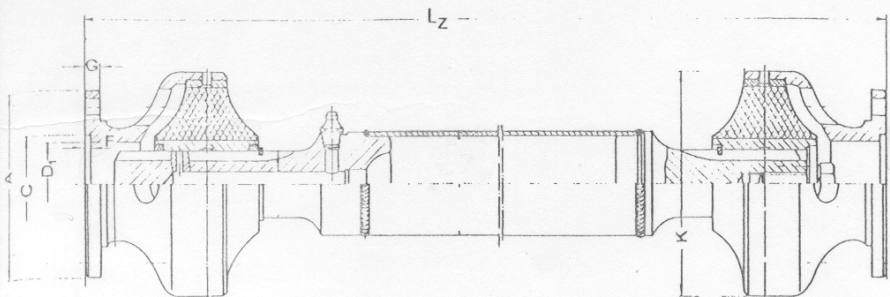
[Banco de Pruebas de Motores]



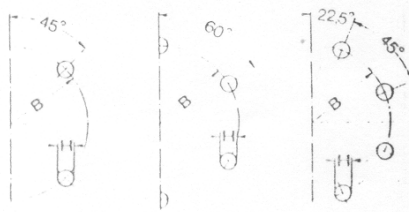
ANEXO B

[Especificaciones Técnicas de la Junta Tipo Cardán]

		DENOMINACION TRANSMISIONES TIPO XR PARA BANCOS DE ENSAYO DE MOTORES	PROYECTO MANUALES V/SV/E
		REFERENCIA HT - 111	



T A M A Ñ O		XR 22	XR 38	XR 68	XR 120	XR 180
PAR	Nm	215	380	680	1200	1800
A	mm	100	120	150	180	180
B	mm	84	101,5	130	155,5	155,5
C (1)	mm	57	75	90	110	110
D	mm	46	64	82	104	104
F	mm	2,5	2,5	2,5	2,5	3
G	mm	7,5	8	10	11	11
H	mm	8	8	10	12	12
I (2)	mm	6	8	8	8	8
K	mm	120	144	166	200	242
Lz (3)	mm	315	335	375	430	530
La (4)	mm	16	18	20	24	30
G	Kg	6,4	10,6	15,9	26,6	38,5
n.max.	min. ⁻¹	5500	5000	5000	4000	3500
Jm (5)	Kg m ²	0,00348	0,00719	0,02234	0,04706	0,192



(1) C = Tolerancia H7.5.
 (2) I = Nº. de taladros pasantes de la brida.
 (3) Lz = Longitud nominal.
 (4) La = Carrera de compensación.
 (5) Jm = Momento de inercia de la transmisión.

CARACTERISTICAS GENERALES: Transmisión homocinética de eje estrado flotante, con doble amortiguador torsional de neopreno.

DISEÑADO 	FECHA AGO. 1987	SUSTITUYE A: _____	© COPYRIGHT ES PROPIEDAD DE TECHER INGENIERIA, S. A. PROHIBIDA SU REPRODUCCION Y USO SIN PERMISO DE ESTA ENTIDAD
---	--------------------	-----------------------	---

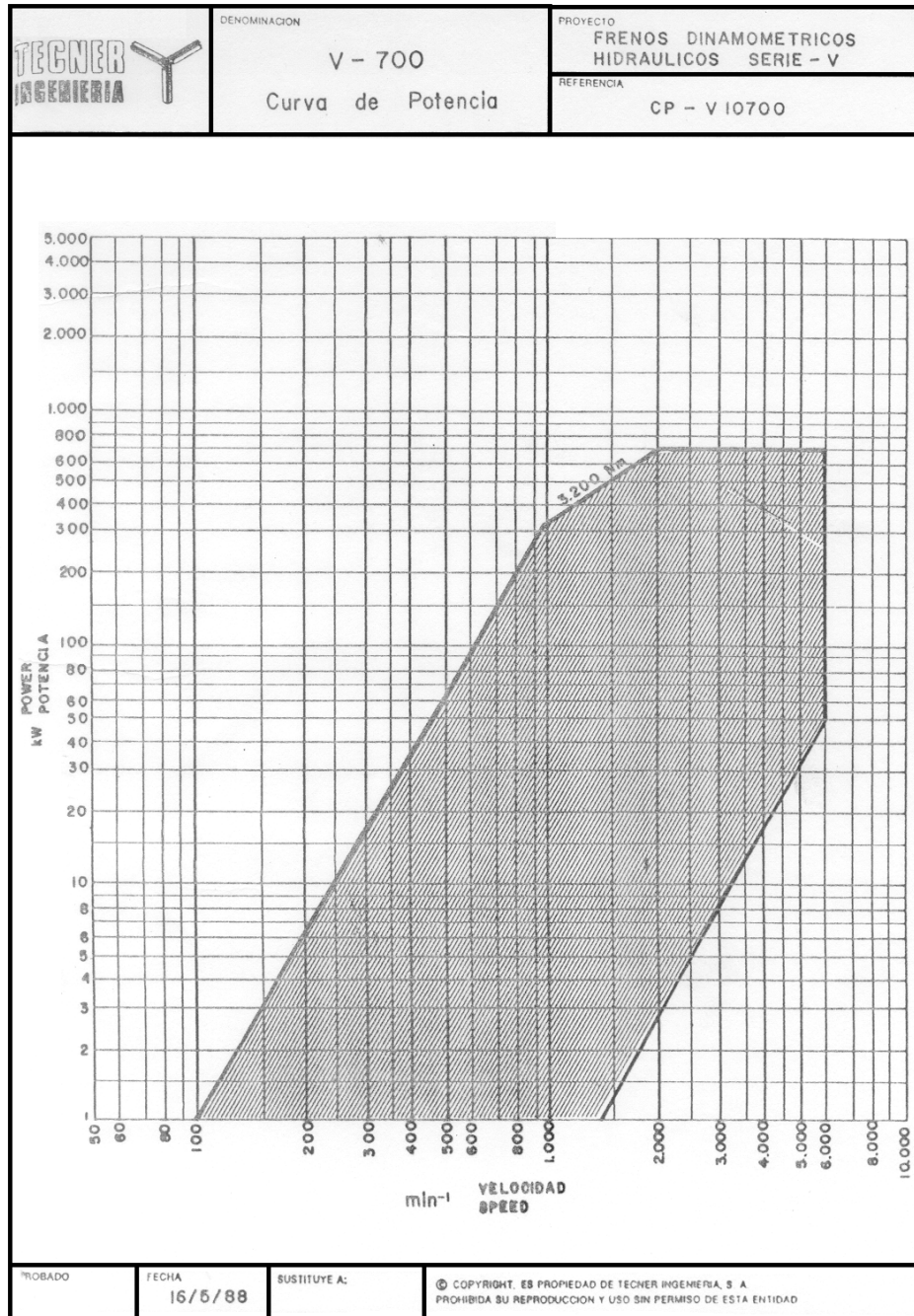
ANEXO C

[Montaje del Motor en el Banco de Pruebas]



ANEXO D

[Curva de Potencia para freno Tecner V-700]



ANEXO E

[Tablas de Corrección para la Lectura de Presión Barométrica]

E-1

[Corrección por Latitud]

Corrección por gravedad

Latitud	Lectura del barometro observada en mm Latitud de 0° a 45° la correccion se resta Latitud de 45° a 90° la correccion se suma.															
	490	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700	720	740	760	780
0°	-1.3	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0	2.0	2.1
5	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.9	1.9	2.0	2.0	2.1
10	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0
15	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8
20	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6
25	0.8	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3	1.4
30	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1
32	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	0.9
34	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8
36	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7
38	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
40	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
42	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3
44	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
46	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
48	+0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
50	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
55	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7
60	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0
65	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3
70	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6
75	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8
80	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9
85	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	2.0	2.0
90	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0	2.0

E-2

[Corrección por Temperatura]

Corrección por temperatura

Tempe- ratura en °C	Lectura observada en el barómetro en mm. Todas las correcciones se restan															
	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700	720	740	760	780
0°	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3
3	0.2	0.2	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4
4	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
5	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6
6	0.5	0.5	0.5	0.5	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8
7	0.6	0.6	0.6	0.6	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9
8	0.6	0.7	0.7	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0
9	0.7	0.7	0.8	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2
10	0.8	0.8	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3
11	0.9	0.9	0.9	1.0	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4
12	0.9	1.0	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.5
13	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7
14	1.1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8
15	1.2	1.2	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9
16	1.3	1.3	1.4	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0	2.0
17	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0	2.1	2.1	2.2
18	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6	1.7	1.8	1.8	1.9	1.9	2.0	2.1	2.1	2.2	2.2	2.3
19	1.5	1.6	1.6	1.7	1.7	1.8	1.9	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.2	2.3	2.4	2.4
20	1.6	1.6	1.7	1.8	1.8	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.2	2.3	2.3	2.4	2.5	2.5
21	1.6	1.7	1.8	1.9	1.9	2.0	2.1	2.1	2.2	2.3	2.3	2.4	2.5	2.5	2.6	2.7
22	1.7	1.8	1.9	1.9	2.0	2.1	2.2	2.2	2.3	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.8
23	1.8	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.3	2.4	2.5	2.5	2.6	2.7	2.8	2.8	2.9
24	1.9	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1
25	2.0	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	2.9	3.0	3.1	3.2
26	2.0	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.0	3.1	3.2	3.3
27	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.3	3.4
28	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
29	2.3	2.4	2.5	2.6	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7
30	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8
31	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9
32	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.9	4.0	4.1
33	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2
34	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3
35	2.7	2.8	3.0	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3	4.4

ANEXO F

[Curva de la Placa Orificio]

