



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Revista de difusión  
N° 7 Vol.1  
(2018)  
ISSN: 1390 -7395

**N° 7**



**Energía *Mecánica***  
INNOVACIÓN Y FUTURO

# UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE

## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

### - CUERPO EDITORIAL

**CORONEL CSM EDGAR RAMIRO FAZINIÑO O.**  
Rector.

**TCRH. ESP. RICARDO SÁNCHEZ C.**  
Director.

**TCRH. DE E.M. FAUSTO MAURICIO DE LA CADEÑA L.**  
Subdirector.

**ING. JOSÉ BUCHELI M.Sc.**  
Jefe Investigación, Innovación y Transferencia de  
Tecnología.

**ING. MARCO SINGARRA A. M.Sc.**  
Director General de la revista.

Director del Departamento de Ciencias de la Energía y  
Mecánica.

**ING. GERMÁN ERAZO LAVERDE M.Sc.**  
Docente Tiempo Completo, Universidad de las Fuerzas  
Armadas ESPE/ Editor General.

**ING. EDISON ARIQUELLO MAYA M.Sc.**  
Docente Tiempo Completo, Universidad de las Fuerzas  
Armadas ESPE/ Editor Académico Asociado.

**ENERGÍA MECÁNICA,  
INNOVACIÓN Y FUTURO**  
Revista de Difusión No.7  
ISSN: 1390 - 7395  
Publicación Anual  
500 EJEMPLARES

### - RESPONSABLE LEGAL

Universidad de Fuerzas Armadas ESPE Extensión  
Lataquunga  
Bujarr y Oroñez y Hnos. Páez.  
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica  
emecanica@espe.edu.ec  
elinnovacionei@espe.edu.ec  
mgerazo@espe.edu.ec  
032810200 Ext. 4605  
Diciembre 2018  
500 ejemplares.

### - EQUIPO TÉCNICO

Diseño de la revista:  
Ing. Ruth Pullopaqui Quiñero c.  
Ing. Cristian Molina  
Impreso en:  
Gráficas Lataquunga



### - COMITÉ CIENTÍFICO EDITORIAL

**PHD. MÓNICA KAREL HUERTA**  
Universidad Politécnica Salesiana  
Universidad Simón Bolívar  
Caracas - Venezuela  
Grupo de Redes y Telemática aplicada

**PHD. ENDER GARRASQUERO C.**  
Director Académico del Centro Venezolano de estudios  
del trabajo y Ergonomía

**PHD. MARÍA ELENA VILLA POLO  
CYA.**  
Docente Asistente  
University of Technology

**PHD. GUSTAVO RODRIGUEZ  
CYA - UTC**  
Universidad Técnica de Cotacachi.

**PHD. VÍCTOR HUGO ANDALUZ**  
Universidad de Fuerzas Armadas ESPE Extensión  
Lataquunga  
Grupo de Investigación A R C I.

**ING. GERMÁN ERAZO LAVERDE M.Sc.**  
Universidad de Fuerzas Armadas ESPE Extensión  
Lataquunga  
Grupo de Investigación SAEN R&D



# ÍNDICE

EL DISEÑO INDUSTRIAL COMO FACTOR DE INNOVACIÓN EN LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ.

INDUSTRIAL DESIGN AS AN INNOVATION FACTOR IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY.

**09 - 18 ■**

Flavio Roberto Arroyo Morocho<sup>1</sup> , Dely Nathalia Bravo Donoso<sup>2</sup>, Carlos Andrés Pinto Guerrero<sup>3</sup>

---

ANÁLISIS DE LOS MÉTODOS DE MEDICIÓN DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE VEHÍCULOS AUTOMÓVILES EN EL DINAMÓMETRO DE CHASIS.

ANALYSIS OF THE METHODS OF MEASUREMENT OF FUEL CONSUMPTION OF VEHICLES IN THE CHASSIS DYNAMOMETER.

**19 - 27 ■**

Álvarez Gustavo<sup>1</sup>, Baquero Andrés<sup>2</sup>, Coello Mateo<sup>3</sup>, Cordero Moreno Daniel<sup>4</sup>, López Andrés<sup>5</sup>, Rockwood Robert<sup>6</sup>, Torres Francisco<sup>7</sup>

---

EVALUACIÓN DE UN ATENUADOR DE PUENTE DURANTE EL IMPACTO FRONTAL DE UN AUTOBÚS MEDIANTE SOFTWARE DE SIMULACIÓN DE ELEMENTOS FINITOS.

EVALUATION OF A BRIDGE ATTENUATOR DURING FRONTAL BUS IMPACT USING FINITE ELEMENT SIMULATION SOFTWARE.

**28 - 32 ■**

Brito Palma Milton Mario<sup>1</sup> , Gordón Garcés Andrés Marcelo<sup>2</sup>, Constante Prócel Patricia Nataly<sup>3</sup>

---

ANÁLISIS DE LAS OSCILACIONES EN UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN.

ANALYSIS OF OSCILLATIONS IN AN AMORTIGATION SYSTEM.

**33 - 42 ■**

Reyes Campaña Gorky Guillermo<sup>1</sup>, Granja Paredes Miguel Estuardo<sup>2</sup>, Buendía da Silva Juan Leonardo<sup>3</sup>, Niño Garcés Daniel Ricardo<sup>4</sup>

---

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS PARABRISAS DE FABRICACIÓN NACIONAL.

MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE WINDSCREES OF NATIONAL MANUFACTURING.

**43 - 50 ■**

Guillermo Gorky Reyes Campaña<sup>1</sup>, José Andrés Castillo Reyes<sup>2</sup>, Alejandro Antonio Estévez Jiménez<sup>3</sup>, Patricio Andrés Montañó Arce<sup>4</sup>

---

IDENTIFICACIÓN Y ANÁLISIS DE EVENTOS TRANSITORIOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA MEDIANTE LA POSICIÓN DE CIGÜEÑAL Y ÁRBOL DE LEVAS, UTILIZANDO PROCESAMIENTO DE SEÑALES

■ 51 - 59

IDENTIFICATION AND ANALYSIS OF TRANSITIONAL EVENTS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES THROUGH THE POSITION OF CRANKSHAFT AND CAMSHAFT, USING SIGNAL PROCESSING.

Néstor Diego Rivera Campoverde<sup>1</sup>, Cristian Leonardo García García<sup>2</sup>, Paúl Andrés Molina Campoverde<sup>3</sup>, Ángel Geovanny Paucar Urdiales<sup>4</sup>, Cristian Paúl Calle Jara<sup>5</sup>, Darwin Gonzalo Vicuña Pacheco<sup>6</sup>

---

DETERMINACIÓN DEL TORQUE Y POTENCIA DEL MOTOR DAEWOO SOHC 1.5 LT UTILIZANDO MATERIALES TERMOPLÁSTICOS EN EL COLECTOR DE ADMISIÓN.

■ 60 - 68

DETERMINATION OF THE TORQUE AND POWER OF THE DAEWOO SOHC ENGINE 1.5 LT USING THERMOPLASTIC MATERIALS IN THE ADMISSION COLLECTOR.

Juan Ortiz<sup>1</sup>, Carlos Calderón<sup>2</sup>, Víctor Zambrano<sup>3</sup>, José Quiroz<sup>4</sup>

---

AERODINÁMICA DE LA CARROCERÍA DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA - FÓRMULA SAE ELÉCTRICO.

■ 69 - 77

AERODYNAMICS OF THE BODY OF THE COMPETITION VEHICLE - FORMULA SAE ELECTRIC

Luis Darío Granda Morocho<sup>1</sup>.

---

MODIFICACIÓN DE LOS MAPAS TRIDIMENSIONALES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE, AVANCE AL ENCENDIDO PARA AJUSTAR LA POTENCIA Y TORQUE EN UN MCI.

■ 78 - 84

MODIFICATION OF THREE-DIMENSIONAL FUEL INJECTION MAPS, FEED FORWARD TO ADJUST POWER AND TORQUE IN AN MCI.

Stefania Amaya Sandoval<sup>1</sup>, Alex Villarreal Prado<sup>2</sup>, Alexandra Corral Díaz<sup>3</sup>

---

ANÁLISIS DE LAS MODIFICACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA Y DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA APLICANDO UN MODELO MATEMÁTICO.

■ 85 - 93

ANALYSIS OF MODIFICATIONS OF AN INTERNAL GASOLINE COMBUSTION ENGINE AND DETERMINATION OF TORQUE AND POWER CURVES APPLYING A MATHEMATICAL MODEL.

Vicente Rojas Reinoso<sup>1</sup>, Jorge Martinez Coral<sup>2</sup>, Johnny Pancha Ramos<sup>3</sup>, Vicente Romero Hidalgo<sup>4</sup>

---

PROGRAMACIÓN DE LLAVES E INMOVLIZADORES DE VEHÍCULO S.

PROGRAMMING OF KEYS AVEHICLE IMMOBILIZING.

94 - 98 ■

*Luis Melina Melina<sup>1</sup>, Rivaldo Carrera Tapia<sup>2</sup>, Leonidas Guirao<sup>2</sup>, David Escobar<sup>3</sup>*

---

TUBERÍA FORZADA (PENSTOCK) PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA  
HIDROELECTRICA EN EL ECUADOR Y ANÁLISIS DE PROPAGACIÓN DE  
FISURAS.

DESIGN OF A FORCED PIPE (PENSTOCK) FOR POWER GENERATION  
HYDROELECTRIC IN ECUADOR AND CRACK PROPAGATION ANALYSIS.

99 - 111 ■

*José Guillermo Trujillo Jaramilla<sup>1</sup>, Herbert Humberto Vtachi Bermeo<sup>2</sup>*

---

MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR TRIFÁSICO JAULA DE ARDILLA  
EN SIMULINK PARA ANALIZAR FALLAS UTILIZANDO TRANSFORMADA DE  
FOURIER.

MODELING AND SIMULATION OF A THREE-PHASE MOTOR SQUIRREL CAGE  
IN SIMULINK TO ANALYZE FAULTS USING TRANSFORMED FOURIER.

112 - 120 ■

*Wilson Ronda<sup>1</sup>, Norma Barrera<sup>2</sup>, Jorge Escobar<sup>3</sup>, Abelardo Méndez<sup>4</sup>*

---

EVALUACIÓN DEL MULTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR G13B SUZUKI.  
METODOLOGÍA DIGITAL Y EXPERIMENTAL.

EVALUATION OF THE EXHAUST MANIFOLD FOR THE G13B SUZUKI ENGINE.  
DIGITAL AND EXPERIMENTAL METHODOLOGY.

121 - 129 ■

*Edwin Arroyo<sup>1</sup>, Juan Rocha-Hoyos<sup>2</sup>, Gilberto Uanes Cordero<sup>3</sup>, Luis María Novales<sup>4</sup>*

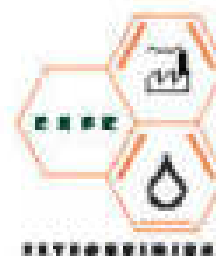
---



# PRESENTACIÓN

## *REVISTA ENERGÍA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO*

Es una publicación de difusión científica de periodicidad anual con ISSN 1390 - 7395, que relaciona el área de Ciencias de la Ingeniería y Profesiones afines. Pertenace a la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, El Grupo de Investigación SAEM R&D, que permite difundir trabajos de investigación de profesionales internos y externos con temáticas relacionadas a: Diseño y mecánica computacional, procesos de manufactura, mecánica de sólidos, energía y termofluidos, sistemas automotrices, petroquímica y mecatrónica a través de temas de interés, relevancia y actualidad tecnológica. Dispone de un comité editorial conformado por personal interno y externo, así como de un amplio grupo de profesionales que realizan la función de revisores que permiten seleccionar la información a ser difundida a través de la revisión por pares.





*La tecnología no es nada. Lo importante es que tengas fe en la gente, que sean básicamente buenas e inteligentes, y si les das herramientas, harán cosas maravillosas con ellas. -Steve Jobs.*

Los avances tecnológicos y científicos cada vez son más notorios en el ámbito de la ciencia, por lo que a través de la séptima edición de la revista de difusión científica **ENERGÍA MECÁNICA, INNOVACIÓN Y FUTURO**, del Departamento de Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas -ES PE- y al Equipo de Investigación SAEM R&D se presenta a la comunidad universitaria y científica la difusión de avances tecnológicos.

Es notorio la participación activa de investigadores, docentes y articulistas tanto internos como externos que contribuyen a fortalecer esta publicación, la cual comparte trabajos de investigación en diversas áreas del conocimiento relacionados con la ciencias de la ingeniería y profesiones afines que busca permanentemente la mejora continua en este interesante proceso de investigación y docencia.

Me congratula presentar este ejemplar, ya que es el producto de trabajo y dedicación de un grupo profesionales que aportan con su conocimiento a las presentes y futuras generaciones, lo que da cumplimiento a la misión fundamental de la Universidad.

**ING. RICARDO SÁNCHEZ CABRERA**  
**TCRM ESP**  
**DIRECTOR**



La VII edición de la Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, realiza la difusión de trabajos de investigación con el aporte de profesionales de la academia con temas relevantes a las áreas de ciencias de la ingeniería y profesiones afines.

Las publicaciones son seleccionadas en base al procedimiento establecido los mismos que tienen calidad científica y tecnológica generada en la comunidad académica y el Grupo de Investigaciones AEM R&D, lo que da como resultado la producción de material de interés y consulta para profesionales, estudiantes de las carreras de ingeniería automotriz, mecánica, mecatrónica, petroquímica y relacionadas a estos campos del saber.

A través de un proceso riguroso de revisión y selección se han considerado temas relevantes con procesos de fabricación, energías alternativas, análisis mecánico computacional, materiales en la industria automotriz, sistemas automotrices, procesos mecatrónicos así como trabajos de investigación de innovación en las áreas de ingeniería y profesiones afines.

La motivación permanente a la colectividad y a la comunidad académica nacional e internacional para contribuir con publicaciones y su difusión a través de esta publicación de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, al Grupo de Investigaciones AEM R&D para continuar innovando con excelencia.

*ING. GERMÁN ERAZO LAVERDE MSc.*  
*MIEMBRO DEL GRUPO DE INVESTIGACIÓN Y EDITOR SAEM R&D Y EDITOR*





**NÓMINA DE PROFESIONALES QUE COLABORARON COMO PARES DE REVISIÓN  
EN LA VEDICIÓN DE ENERGÍA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO**

Ing. Fabián Salazar Coronales Mgs.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Alex Cevallos Carvajal Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Mario Lara Nájera MBA	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
PhD. Laura Aurora Saenz Palencia	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Hernán Morales Mgs.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Hector Teran Herrera Mgs	Universidad de Pinaras Armadas ESPE (SAEM R&D)
Ing. Adolfo Deña Pinargote Mgs	Universidad Internacional del Ecuador – Guayaquil
Ing. Edwin Puente Morones Mgs	Universidad Internacional del Ecuador – Guayaquil
Ing. Marcelo Gonzalez Torres Mgs	Universidad Internacional del Ecuador – Guayaquil
Ing. Fabio Obando M.sc.	Universidad Politécnica Salesiana
Ing. Alejandro Rojas	Ces Electronics.
Ing. Diego Lopez Guzman M.sc.	Ces Electronics.
Ing. Ramiro Rosero Añazco Msc.	Universidad Técnica del Norte
Ing. Ceim Padilla Abad Msc.	Escuela Politécnica de Chimborazo
Ing. Fausto Vinicio Acuña Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
PhD. Julio Pino	Universidad Laica Eloy Alfaro.
Msc. Gabriel Hernandez	Instituto Superior Metalúrgico MOA Cuba
Ing. Guillermo Mauricio Cruz Arcos Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Mgs. Andres Concepción Cordova Cransty	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Antonio Mogro Zambrano MSc.	Instituto Tecnológico Superior de Monterrey
Ing. Oscar Blasimir Arteaga López Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE (SAEM R&D)
Ing. Jorge Stalin Mora Palacios Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Francisco Adler Enriquez Guerra Msc.	Universidad Politécnica Salesiana
Ing. Ernesto Ramirez Santillán Marfío Msc.	Universidad de Pinaras Armadas ESPE
Ing. Marco Vinicio Noroña Merchán Msc.	Universidad Internacional del Ecuador
Ing. Fernando Gómez Betremasta Msc.	Universidad Internacional del Ecuador
PhD. Héctor Laurencio	Universidad Técnica de Cotacachi - CTVA
Ing. Carlos Iván Maldonado Msc.	Universidad Politécnica Salesiana



Fecha: \_\_\_\_\_  
Señores

Ing. \_\_\_\_\_

Director de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE

Ing. \_\_\_\_\_

Editor

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro ISSN 1990 – 7995  
Universidad de Fuerzas Armadas ESPE Latacunga

\*\*\*Nombre\*\*\*, titular del documento de identidad número \*\*\*\*\*, postuló el artículo titulado \_\_\_\_\_, para su publicación en la revista *Energía Mecánica Innovación y Futuro* ISSN 1990 – 7995.

Con respecto a dicho artículo, declaro que es original e inédito, de la exclusiva autoría de los firmantes, y que no está en proceso de publicación por ningún otro medio; asimismo, me comprometo a no presentarlo para tales fines mientras dure el proceso de evaluación de la revista y previo a su publicación si fuera aceptado.

Dicho artículo se ajusta tanto a las **POLÍTICAS EDITORIALES**, como a la **DECLARACIÓN DE ÉTICA** de la publicación, las cuales conozco y acepto. A su vez, la totalidad de las citas, transcripciones y paráfrasis se encuentran referenciadas de conformidad con las exigencias que al respecto establece la **GUÍA PARA AUTORES**. En relación con el contenido, asumo la responsabilidad de todas las opiniones y los resultados.

Confeccioné,

\*\*\*Firma\*\*\*

Autor 1

<título académico>  
<número del documento de identificación>  
<institución oficial>  
<e-mail>  
<telfónico>

\*\*\*Firma\*\*\*

Autor 2

<título académico>  
<número del documento de identificación>  
<institución oficial>  
<e-mail>  
<telfónico>

## EL DISEÑO INDUSTRIAL COMO FACTOR DE INNOVACIÓN EN LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ.

### INDUSTRIAL DESIGN AS AN INNOVATION FACTOR IN THE AUTOMOTIVE INDUSTRY.

Florencia Roberto Arroyo Novales<sup>1</sup>, Dalys Beatriz Bravo Dávalos<sup>2</sup>, Carlos Andrés Páez Dávalos<sup>3</sup>  
<sup>1</sup>Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería Av. América, <sup>2</sup>Universidad Central del Ecuador,  
 Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería Av. América  
 e-mail: Farroyo@unice.edu.ec, Bbravo@unice.edu.ec, Cpaez@unice.edu.ec

Revista Ecuatiana de Mecánica, Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 1 (14)

#### RESUMEN

El presente artículo busca transmitir la importancia del diseño industrial dentro de la industria automotriz, describiendo esta herramienta como pilar fundamental para su surgimiento y surge a lo largo de la historia en países líderes productores de automóviles. Se analiza como el diseño industrial permite incrementar las ventas gracias a la innovación que surge como resultado del proceso del diseño. El diseño industrial ha influenciado a la industria automotriz en Norte América, Asia y Europa, siendo de gran ayuda en los momentos difíciles para algunas empresas, mismas que a través de la creatividad y la innovación salieron a flote, logrando un mayor desarrollo, aportando al desarrollo económico de su localidad. Finalmente se analiza la situación actual de la industria automotriz en el Ecuador, que factores han afectado la producción nacional de vehículos y como el diseño industrial puede contribuir al crecimiento de esta industria que durante los últimos tres años ha tenido una caída importante afectando a todos los sectores involucrados.

#### Palabras clave:

Diseño industrial, industria automotriz, innovación, producción, vehículos.

#### ABSTRACT

The present article shows the importance of industrial design within the automotive industry. It describes the industrial design as a fundamental pillar for the emergence and growth of the automotive industry throughout history in leading countries producing cars. In addition, it analyzes how industrial design allows increasing sales thanks to the innovation that emerges because of the design process. Industrial design has influenced the automotive industry in North America, Asia and Europe, being a great help in the difficult moments for some companies, which through creativity and innovation came to fruition, achieving greater development and thus contributing to the economic development of your locality. Finally, the current situation of the automotive industry in Ecuador is analyzed, factors that have affected the national production of vehicles and how the industrial design can contribute to the growth of this industry that during the last three years has had a major fall affecting all the sectors involved.

#### Keywords:

Automotive industry, industrial design, innovation, production, vehicles.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los orígenes de la industria del automóvil están ligados al desarrollo del motor de gasolina entre los años 1860 y 70, principalmente en Francia y Alemania. A comienzos del siglo XX, fabricantes británicos, italianos y estadounidenses se habían unido a fabricantes alemanes y franceses [1]. La historia de la industria automotriz no es tan larga en comparación con la de muchas otras industrias. Aunque el automóvil se originó en Europa a fines del siglo XIX, Estados Unidos dominó por completo la industria mundial durante la primera mitad del siglo XX gracias a la invención de técnicas de producción en masa [1]. Este panorama ha ido cambiando a medida que los países de Europa occidental y Asia se han convertido en grandes productores y exportadores de vehículos.

Las primeras compañías de automóviles eran en su mayoría pequeñas tiendas, que producían pocos automóviles hechos a mano, motivo por el que casi todas abandonaron el negocio poco después de ingresar a él, sin embargo existen dos excepciones notables al patrón general, Rolls-Royce en Gran Bretaña y Ford en los Estados Unidos, ambas fundadas como fabricantes de automóviles por socios que combinaban talento de ingeniería y habilidad comercial [1].

En el año 2016, los tres principales fabricantes de automóviles fueron: Volkswagen, grupo de origen alemán que registró 10,3 millones de unidades vendidas de sus marcas Volkswagen, Skoda, Audi, Seat, Lamborghini y Bentley, entre otras; Toyota la firma japonesa, que engloba marcas como Toyota, Lexus y Daihatsu, vendió 10,17 millones, General Motors el dueño de marcas como Chevrolet, GMC, Buick, Cadillac y Opel (hasta su venta a PSA en marzo de 2017), registró 9,97 autos vendidos [2].

Tabla 1. Fabricantes y número de unidades vendidas por el año 2016

Grupo	Marcas	Unidades <sup>1</sup>
Volkswagen	Volkswagen, Skoda, Audi, Seat, Lamborghini	10,3
Toyota	Toyota, Lexus, Daihatsu	10,17

General Motors	Chevrolet, GMC, Buick, Cadillac, Opel (hasta 2017)	9,97
Renault-Nissan	Renault, Nissan, Mitsubishi, Dacia	7,96
Fiat	Fiat, Lancia	6,65
Hyundai-Kia	Hyundai, Kia	7,88
Fiat-Chrysler	Fiat, Chrysler, Lancia, Alfa Romeo, Jeep, Ram	6,7
Honda	Honda	3,74
PSA	Peugeot, Citroën	3,14
Dacia	Renault Dacia, Renault	3
BMW	BMW, Mini, Rolls-Royce	2,37
Nissan	Nissan	1,55
Tata Motors	Tata, Jaguar, Land Rover	0,6

<sup>1</sup>Millones de unidades vendidas en 2016 en todo el mundo ABC

En el Ecuador, la industria automotriz ha tenido gran avance tecnológico en los últimos 30 años, dado que contribuye al desarrollo nacional con inversiones, capacitación, tecnología y generación de divisas [3]. Según cifras de la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador (AEADE), las empresas ensambladoras produjeron 26.786 vehículos en el año 2016 [4]. El año 2016 inicia con una baja del 32% en las ventas de vehículos con respecto al 2015, disminución que se responsabiliza a la contracción económica que vivió el país y a la reducción de cerca de 140% de cupos para las unidades importadas y para los CKD (kit de montaje) de ensamblaje local en un 20%. Las ventas totales de vehículos en Ecuador en el año 2016 alcanzaron las 63.555 unidades valor inferior en un 22% en relación al año anterior [3].

En este contexto, se ha visto la importancia que tiene el innovar en la industria automotriz, razón por la que, el diseño industrial juega un papel fundamental, identifica las necesidades del cliente, logrando que el automóvil siga siendo atractivo y lo más importante brinda soluciones a diferentes problemas que surgen a la par del avance tecnológico.



## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

La industria automotriz es considerada un motor importante en la economía mundial, incluye una serie de procesos como el diseño, el desarrollo, la fabricación, ensamblaje, comercialización y venta del automóvil, en donde cada proceso genera el aumento positivo del mercado laboral y el constante ingreso e innovación de la mano de obra [5]. Las tendencias del consumo automovilístico en la actualidad son variables, aspectos como el cambio climático, la comodidad y el ahorro económico, orientan a los mercados de producción a ser más competitivos y eficientes [6].

En base a las necesidades del mercado, al cambio de paradigmas, y a las necesidades que el mundo actual exige, en la industria automotriz se incorporan nuevos materiales y se adaptan nuevos diseños que garantizan sustentabilidad, seguridad, ergonomía y eficiencia en el producto [7].

Los avances en la ingeniería dan como resultado que las ideas de diseño y las mejoras concebidas sean adoptadas con rapidez. Los nuevos procesos permiten innovar en la industria y proyectar un futuro de desarrollo y oportunidades, que mejora la calidad de vida para las personas.

Según Andrés Wharak, Vicepresidente de Diseño Industrial de Faurecia a nivel global, la industria automotriz no ha evolucionado desde hace 100 años, ya que los autos son iguales, es decir, tienen 4 ruedas, de 2 a 7 lugares, y los pasajeros tienen la vista hacia adelante. Con el cambio positivo hacia la conducción autónoma, la industria se encuentra ante la oportunidad única para innovar y mudar la forma que se ve y se interactúa con los autos. La innovación juega un papel importante en la Ingeniería automotriz y actualmente se desarrollan sistemas que brindan comodidad en el interior del auto y sistemas de conducción autónoma, lo que conlleva a que de a poco los conductores se conviertan en pasajeros; en el futuro los autos serán capaces tener el control en el manejo, lo que mejora la experiencia mientras se viaja y brinda mayor confort.

Bruno López menciona que, actualmente la industria automotriz enfrenta retos importantes desde diferentes perspectivas como la energética, el diseño y la usabilidad de las unidades en las grandes urbes [8]. La industria creada en torno al automóvil ha experimentado grandes avances, la industria

automotriz es un elemento dinamizador del desarrollo y del progreso económico y social, no sólo por su propia importancia, sino también por su capacidad de impulsar otros sectores de la economía, como son las industrias básicas o las de servicios [9]. La industria automotriz es la mayor industria de fabricación del mundo, incide en el empleo, la inversión, el comercio exterior y promueve la importancia que tiene el medio ambiente en el ámbito económico, político y social [10].

Hoy en día, los diseñadores industriales juegan un papel importante en la economía y aportan una visión creativa para abordar problemas y desafíos complejos, como indica Joan Shigekawa. El diseño industrial es una actividad intelectual, técnica, creativa y proyectual que establece requerimientos con anterioridad y mediante una metodología permite soluciones objetivas, en donde se consideran las propiedades necesarias para una adecuada fabricación seriada de cualquier tipo de objeto [11]. Por otra parte, la innovación, implica la utilización de un nuevo conocimiento o de una nueva combinación de conocimientos existentes [12]. El proceso de innovar es complejo y requiere de la intervención de varios actores en múltiples campos, ya que en esencia es la creación y transformación del conocimiento que aún no ha sido explotado, y que es plasmado en nuevas soluciones de toda índole. La innovación es la introducción de un nuevo, o significante mejorado, producto (bien o servicio), de un proceso, de un nuevo método de comercialización o de un nuevo método organizativo, en las prácticas internas de la empresa, la organización del lugar de trabajo o las relaciones exteriores [13].

En materia económica, Jerónimo Rodríguez indica que la relevancia de la industria automotriz se explica por su "efecto multiplicador" sobre el resto de las industrias, debido a su gran potencial como generador de empleo, transferencia de tecnología y atracción de inversiones. Se estima que por cada puesto de trabajo en el sector, se generan otros cinco en el resto de la economía. En este sentido, de su desempeño no solo se benefician las ramas fabriles que están asociadas directamente con el sector -la metalmecánica, el sector plástico y de neumáticos, entre otras-, sino la economía en su conjunto [14].

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Según datos publicados por la Organización Internacional de Fabricantes de Vehículos a Motor (OICA) en el Salón Internacional del Automóvil

de Ginebra 2017, la clasificación de los principales productores mundiales de automóviles estuvo encabezada un año más por China como se puede observar en la tabla 2.

Las actividades relacionadas al sector automotriz generan un importante número de plazas de empleo. De acuerdo a información del Censo Económico 2010 se tienen 90,012 personas ocupadas, de las cuales el 83% son hombres y el 17% mujeres. En los establecimientos de Comercio se encuentran ocupadas 84,155 personas, en Manufactura 5,194 y en Servicios 663 [17].

Como se puede observar en la figura 2, la caída de ventas de autos en el Ecuador ha hecho retroceder al mercado a niveles inferiores al año 2012. Es a partir del año 2014, que se ha hecho más notorio el descenso, mientras en ese año se vendieron aproximadamente 120060 unidades, en el 2016 la cifra fue de 63355, dato alarmante, que evidencia la tendencia a la baja que padece el sector.

Tabla 2. Principales productores mundiales de automóviles 2016

País	Vehículos	Producción total
Total	721.054.38	749.716.567
China	244.307.44	261.03.794
E.U.A.	39.34.267	12.196.137
Japón	1.873.886	5.204.390
Alemania	5.746.838	6.062.562
India	3.677.405	4.433.965
Corea del Sur	3.539.591	4.225.509
México	1.973.185	3.397.462
España	3.254.117	3.665.912
Canadá	803.067	2.370.271
Brazil	1.7.75.664	2.156.366
Francia	1.626.000	2.052.000
Tailandia	605.033	1.944.417
Reino Unido	1.732.498	1.816.602
Taiwán	9.500.000	1.465.917
Rep. Checa	1.244.152	1.399.696
Rusia	1.134.774	1.303.969
Italia	9.65.101	1.177.379
Irán	1.074.000	1.164.710
India	7.15.183	1.103.516
Estados Unidos	1.040.000	1.090.000

País	2015	2016
Estados Unidos	236.329	263.465
México	489.72	45.735
Argentina	241.315	231.461
Brazile	473000	0
		472.000

Los fabricantes de vehículos alcanzaron un volumen total de producción de 94,97 millones de unidades durante el año pasado, lo que se traduce en una progresión del 4,5% respecto a los 90,7 millones de unidades ensambladas al cierre del ejercicio pasado [15].

El presidente de la OICA, Matthias Wismann, resaltó que para el año actual la previsión es que los volúmenes mundiales de producción de vehículos se incrementen, aunque con un menor ritmo que en años anteriores, alcanzando los 96 millones de unidades en 2017, lo que supone un alza entre el 2% y el 3%. En la tabla 3 se puede observar la variación de producción de vehículos del año 2015 al año 2016.

Tabla 3. Variación de producción de vehículos por región 2015-2016 (%)

Región	Producción 2015	Producción 2016	% Var	Diferencia
Europa	2.116.7017	2.169.8965	3%	53.1951
América	2.096.2139	2.056.6539		
Asia	4.790.9273	5.031.3433	6%	
Oceania				
África	636.431	703.563	6%	67.147

De los datos de la tabla 3, se puede observar el importante crecimiento de los fabricantes del Asia y del África. Por otra parte, el decrecimiento en la economía de América, principalmente en América del Sur, donde el decrecimiento fue del 10,5%, en el 2016, ya que se produjeron 336,638 unidades menos que el año 2015 [16]. Esta reducción en la producción se debe principalmente a la dependencia del precio del petróleo y a la inestabilidad política que vive esta región. Asimismo, la innovación es escasa, y se mantienen los mismos modelos, pues se dedican solo al ensamblaje de modelos básicos y se está a expensas de la importación de modelos nuevos y mejorados de otras regiones.

El boom de la producción automotriz en Ecuador empezó en la década de los años 90, cuando empresas de los sectores textil, metalúrgico y textil iniciaron la fabricación



de carrocerías, asientos para buses y de algunas partes y piezas metálicas. En la actualidad, la contribución de la industria automotriz tiene un gran peso en el aparato económico nacional [17].

Según cifras de la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador (AEADE), las empresas ensambladoras produjeron 26.786 vehículos en el año 2016, como se puede ver en la figura 1.



Figura 1. Producción vehículos Ecuador (%)

Las actividades relacionadas al sector automotriz generan un importante número de plazas de empleo. De acuerdo a información del Censo Económico 2010 se tienen 90.912 personas ocupadas, de las cuales el 83% son hombres y el 17% mujeres. En los establecimientos de Comercio se encuentran ocupadas 84.153 personas, en Manufacturas 3.194 y en Servicios 663 [17].

Como se puede observar en la figura 2, la caída de ventas de autos en el Ecuador ha hecho retroceder al mercado a niveles inferiores al año 2012. Es a partir del año 2014, que se ha hecho más notorio el descenso, mientras en ese año se vendieron aproximadamente 120060 unidades, en el 2016 la cifra fue de 63555, dato alarmante, que evidencia la tendencia a la baja que padece el sector.



Figura 2. Producción vehículos Ecuador (%)

El diseño industrial juega un papel importante en la producción de vehículos, cada vez es más difícil y poco funcional conducir en las grandes ciudades, por cuestiones de tráfico vehicular, por ende los requerimientos de los clientes son más exigentes, la tecnología evoluciona a pasos agigantados, por ello,

la industria del automóvil requiere cambiar, innovar, de modo que afronte estos problemas y resuelva los conflictos a fines.

La importancia del Diseñador Industrial radica en el cambio de esta industria, el vicepresidente de Diseño Industrial de Fluencia, Wlasah destacó en el Congreso de Ingeniería Industrial, Green Wave CDMX la necesidad de un cambio paulatino en la industria automotriz, se podría llegar a la conducción autónoma, colocando a la industria frente a la innovación y cambio de interacción entre las personas y los autos [18].

El diseñador industrial debe estar en la capacidad de identificar problemas para crear soluciones, es así como se han dado importantes innovaciones debido al aumento de precios de combustible. La mayor preocupación en la actualidad es medio ambiente y la competencia en el mercado, por lo que se han tomado medidas que aportan al cambio climático, tales como la mecánica del auto y el combustible, hasta nuevas formas de abordar el tema de la propiedad intelectual. Sin duda alguna cambios que mejoran la industria y la calidad de vida de las personas.

La industria automotriz en EEUU es caracterizada por el fuerte valor agregado que proporciona el diseño industrial desde la etapa de concepción pasando por la producción hasta el uso del automotor. La evolución del diseño comenzó con Henry Ford en 1908 con su modelo T, él fue primero en crear un modelo con bases de diseño que tenían como principio la idea de brindar un producto funcional y económico al usuario. Salinas en su libro la historia del diseño industrial al referirse a Ford explica el éxito se debió al trabajo en la forma exterior del producto, que conserva en gran parte sus características estructurales, logrando cautivar al comprador gracias al atractivo de la apariencia formal [19].

El diseño de vehículos en Europa posee una gran cantidad de diseñadores que han aportado al crecimiento de esta industria, y han aportado con características específicas para cada empresa, que logra que sus diseños sean íconos de la industria y en algunos casos leyendas. En la tabla 4 se muestra algunos de los diseñadores más importantes que ha tenido Europa y han enriquecido al mundo con sus diseños innovadores.

Tabla 6. Diseño de autos japoneses

Nombre	Lugar de Nacionalidad	Principales Proyectos
Soichiro Okamoto	Japón	Proyecto - Volkswagen
		Ford como Proyecto
Sergio Pininfarina	Italia	Ford F-50
		575 Nissan
		Ford FI 1
		Nissan
		Quinto parte
		Nissan 500
		Nissan 2000L
Paul Bracy	Francia	BMW 520
		BMW 300GT auto
		BMW 520
		BMW Coupé 520
		BMW Serie 7
		BMW Turbo Concept
		BMW 28
		Audi Merida D89
		Audi Merida V8
		Yacoppe
Heard Fisher	Alemania	Fisher Karman
		Geple Fisher
		Nissan
		VLF Serie 1 V10
		VLF Diseño V8
		Audi Serie 147
Walter Nobile de Silva	Italia	Audi TT
		Audi Q7
		Audi A8
		Audi A8
		Audi A8

Por otra parte, la industria automotriz apuesta por el desarrollo tecnológico, a través de la creación de los autos híbridos, posteriormente serán los autos eléctricos. Mucha de la tecnología que necesitan para la fabricación de vehículos se basa en robótica, e inteligencia artificial, como por ejemplo la parte mecánica de acumulación de energía. Estos vehículos son capaces de entender el entorno, la conducción del usuario y optimizar sus funciones [20].

Toyota indica que el dilema de cualquier diseñador empieza con un folio en blanco. Sin embargo, no siempre se parte totalmente de cero, hay dos conceptos que marcan el rumbo a la hora de crear un

nuevo modelo. Uno de ellos es el llamado "Factor J", que hace referencia al gen japonés de sus vehículos, y que se concreta en la idea de conectar lo ancestral con lo innovador, lo estructural con la naturaleza, asumiendo ciertas responsabilidades como el respeto por el medio ambiente o la seguridad de las personas. El otro concepto de base se denomina Vibrant Clarity y alude a la dicotomía emocional-racional. El término vibrant (vibrante) quiere evidenciar tanto el flujo incesante de ideas que supone realizar nuevos diseños, como la energía que desprende cada modelo en sí mismo. Por su parte, clarity (claridad, nitidez) se refiere al reto de ser creativos y prácticos al mismo tiempo: hacer coches atractivos, pero sencillos de usar. Esta idea debió comercializarse con la primera generación de AYGO, y hoy apunta al diseño de todos los modelos de la marca, incluido el más reciente y revolucionario Toyota C-HR [21].



Figura 3. Diseño Toyota [21]

La industria automovilística es una de las más grandes de Japón, 8.7% de la población trabajadora del país se encuentra en este sector. Uno de los puntos más importantes que ayudaron a desarrollar este sector ha sido la cooperación entre el gobierno y las industrias, otro aspecto importante es la costumbre japonesa del trabajo duro y el dominio de la tecnología, que hizo resurgir la economía del país en menos de tres décadas tras el final de la Segunda Guerra Mundial.

Por otra parte, el gigante asiático de China, que tiene la mayor producción de autos a nivel mundial, con un poco más de 10 años en el negocio, los autos chinos han sabido evolucionar y mantener su camino. Atrás quedaron los días en que la mayoría de los modelos eran clones de marcas consolidadas, tal como se lo muestra en la figura 4, la similitud entre Mini vs. Lifan 330, o entre Range Rover Evoque vs. Land Wind X7, entre otros tantos ejemplos.







Figura 4. Comparación de cuatro diseños con sus respectivas

Peter Schreyer, jefe de diseño de Kia, es quien sigue un nuevo camino para crear diseños más dinámicos e innovadores. Es una de las autoridades más respetadas en la industria automovilística en diseño de producto. Como diseñador jefe en Audi entre los años 1994 y 2001. Desde 2002 hasta 2005 fue diseñador jefe en el Grupo Volkswagen ganándose «tre como cimiento de la crítica por varios cruciales lanzamientos de producto, con una variedad de conceptos únicos en diseño. También ha ganado el Premio Nacional Alemán de Diseño varias veces por ayudar a impulsar la industria del automóvil alemana en nuevas direcciones con sus diseños deportivos e innovadores.

La industria automotriz alemana es reconocida por ser la más competitiva e innovadora del mundo. Alemania es el líder automotriz en Europa desde los años sesenta. La industria alemana del automóvil es una de las más innovadoras tanto a nivel nacional como a nivel europeo. Las inversiones en actividades de I+D realizadas por las empresas del sector de la automoción alemán representaron un tercio de las inversiones en este ámbito realizadas por la industria alemana en su conjunto [12].

La empresa BMW en su página web tiene una sección dedicada a los trabajadores que con su creatividad y un toque de innovación le han dado los mejores modelos a esta marca, es una larga y única lista que incluye a nombres famosos como Albrecht Graf von Goertz, Raymond Loewy, Wilhelm Hofmeister, Nuccio Bertone, Giorgetto Giugiaro y Chris Bangle, así como nombres menos conocidos, incluyendo algunos diseñadores contratados recientemente por el fabricante de automóviles alemán.

Existen recopilaciones de fotos antiguas de cómo los diseñadores trabajaban en sus modelos y además de los bocetos que realizaban, como a continuación se

muestra en la figura 5.



Figura 5. Diseñadores y bocetos de BMW

Además también esta página de internet se puede apreciar bocetos más futuristas como se muestra en la figura 6.



Figura 6. Bocetos de los conceptos BMW

En la página oficial de Mercedes Benz se aprecia cómo trabajan su equipo de innovación y creatividad para obtener los mejores modelos de automóviles, proceso que inicia cuando el diseñador industrial boceta y presenta su idea como se observa en la figura 6.



Figura 8. Diseñador de Mercedes Benz y sus bochales

La mayoría de las empresas fabricantes de vehículos ligeros han escalado a actividades de mayor valor agregado, estableciendo centros de diseño e ingeniería en México, lo que les ha permitido contar con algunos de los complejos industriales que actualmente son referentes a nivel mundial [22]. La industria automotriz ha representado un sector estratégico para el desarrollo. Su participación en las exportaciones la coloca como la industria más importante, superando incluso al sector petrolero. En 2011, la industria automotriz mexicana exportó el 22.5% del valor de las exportaciones totales. En el mismo año, cuatro de cada cinco vehículos producidos en México se exportaron, lo que la posiciona entre los más importantes a nivel mundial, ocupando el lugar número 8 en manufactura y el 6 entre los principales países exportadores de vehículos automotores. México ha podido incrementar su productividad al convertirse en un importante centro de diseño e innovación tecnológica.

Hacer de los automóviles la experiencia de un segundo hogar, con características de seguridad, bienestar, moda, y dinamismo ha sido un sello distintivo para atraer a los consumidores [23]. La aseguradora Auto Allianz, ha especificado que en la actualidad las mujeres representan en la industria un poder de compra de 85%, lo que equivale a un ingreso de 80 mil millones de dólares para los fabricantes.

#### 4. CONCLUSIONES

El diseño industrial permite a la industria automotriz dar una oportunidad única de innovar y cambiar la forma en que se ve e interactúa con los automóviles, es decir busca mejorar la relación entre el producto y el usuario, manteniendo y mejorando aspectos de calidad, estética y tecnología.

Frente a la compleja situación económica que ha experimentado la industria automotriz en los

últimos tres años, donde la venta de automóviles ha disminuido y con proyecciones no muy alentadoras de crecimiento, la innovación en los diseños de los automóviles y autopartes abre una oportunidad de mejora para el sector, fomentando la creación de nuevas fuentes de empleo.

El diseño industrial es el factor que impulsa el desarrollo en la industria automotriz sirviendo como herramienta estratégica para lograr la innovación del producto, proporcionando características únicas al automotor, de esta manera actúa como eje para el cumplimiento de los objetivos de esta industria dentro de un mercado en el cual la innovación es clave para su crecimiento en mercados cada vez más globalizados. La industria automotriz asiática ha incrementado su participación en el mercado mundial, debido principalmente al fuerte valor agregado que proporciona el diseño industrial en sus nuevos modelos, desde la etapa de concepción, producción, comercialización y uso de sus automóviles.

El diseño industrial ha sido fundamental en el desarrollo de la industria automotriz a nivel mundial, más aún en sus momentos de crisis, ya que, por medio de la creatividad e innovación ha permitido plasmar los requerimientos del cliente y las necesidades del mercado en nuevos modelos de autos, mejorando así sus características funcionales y estéticas.

La industria automotriz alemana se ha mantenido desde sus inicios en base fundamental al diseño industrial, que les ha permitido ofrecer diseños modernos y tecnológicos, y ha logrado que sus modelos sean íconos y referentes mundiales en esta industria. Asimismo ha representado la mayor fuente de ingresos económicos del país por su inversión en I+D+I, que ha tenido incidencia en el campo social y laboral.

#### 5. REFERENCIAS

- [1] Binder, A. K., & Bell Rae, J. (s.f). Encyclopædia Britannica. Obtenido de Automotive industry: <https://global.britannica.com/topic/automotive-industry>
- [2] Diario ABC. (9 de Marzo de 2017). ABC Economía. Obtenido de <http://www.abc.es/>



economia/abc-ci-mapas-grandes-fabricantes-automoviles-mas-de-2017/03/08/1816\_noticia.html

- [3] Arroyo, F., & Buenaño, S. (2017). Calidad en el Servicio: Oportunidad para el Sector Automotor en el Ecuador. *INNOVA Research Journal*, 42-52.
- [4] AEAD E. (2017). Anuario 2016. Quito: Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador.
- [5] Ochoa, P. (2016). Plan de marketing para la empresa comercializadora de vehículos usados automotores calle, en la ciudad de Loja (Tesis Ingeniería). Loja: Universidad de Loja.
- [6] Barcia Ruiz, W. (10 de Junio de 2013). *Reduccionismo en el Ambito Economico*. Obtenido de <http://ambitoeconomico.blogspot.com/h?query=Las+tendencias+del+consumo+en+automovil%C3%ADstico+en+la+actualidad+con+cambiantes,+aspectos+como+el+cambio+clim%C3%ADtico,+la+comodidad+y+e+los+mercados+de+producci%C3%B3n+er>
- [7] Rodríguez, A. (24 de Mayo de 2016). Paradero. Obtenido de Diseño industrial: 4 tendencias que marcarán a la industria automotriz: <https://www.paradero.com/diseño-industrial-4-tendencias-que-marcarán-a-la-industria-automotriz/>
- [8] López, B. (10 de Febrero de 2017). Designia. Obtenido de Diseñadores industriales y la industria automotriz: <http://analisismayabmas/designia/?p=2223>
- [9] Galán, J. (2014). Análisis del sector automovilístico italiano. Sevilla.
- [10] INTEC. (Enero de 2012). Centro de Diseño Industrial del Instituto Tecnológico de Santo Domingo. Obtenido de <http://www.cndi-diseñadorindustrial-q0b.es/index.php?/rd/68-de-funk-ion-de-diseño-industria/>
- [11] INEC. (2016). Encuesta Nacional de actividades de innovación (AI): 2013-2014. Quito: INEC.
- [12] OCDE & EUROSTAT. (2006). *Mannual de Ocio*. Guía para la recogida e interpretación de datos sobre innovación. México: OCDE.
- [13] Rodríguez, J. (14 de Junio de 2013). Obtenido de La importancia de la Industria automotriz: <https://www.minustorino.com/notas/290478-la-importancia-la-industria-automotriz>
- [14] Periódico El Mundo. (10 de Marzo de 2017). España, octavo fabricante mundial de automóviles en 2016. Obtenido de <http://www.elmundo.es/motor/2017/03/08/58b6df05468aeb22588b45e3.html>
- [15] OICA. (2017). *World Motor Vehicle Production by country*. París: OICA.
- [16] Pro Ecuador. (2017). Análisis sectorial Automotriz 2017. Quito: Instituto de Promoción de Exportaciones e Inversiones.
- [17] Salinas, O. (2012). Historia del Diseño Industrial. México: Trillas.
- [18] Sáez, C. (2011). El avance del Asia. Historia y Vida, 72-79.
- [19] Toyota. (2017). Papel, lápiz y arcilla: así se diseña un coche Toyota. Obtenido de <https://www.toyota.es/ver?id-of-toyota/articulos-nuevo-evento/2017/como-diseña-coche-toyota-jean>
- [20] Dirección General de Industrias Pesadas y de Alta Tecnología. (2012). *Industria Automotriz*. México: Secretaría de Economía.
- [21] Resnik, J. (Año de 21 de 2016). La industria automotriz y la creatividad femenina. Obtenido de <https://www.forbes.com.mx/forbes-life/mujeres-industria-automotriz/>

## 6. BIOGRAFÍA



\*Flavio Roberto Arroyo Morocho, Ingeniero de Ejecución en Mecánica Automotriz, Ingeniero Industrial, Magister en Gestión de la Calidad y Productividad. Director de la carrera de Ingeniería en Diseño Industrial de la Universidad Central del Ecuador.

Candidato a Ph.D por la Universidad de Valladolid. Consultor de Sistemas de Gestión y cuidado medioambiental.



\*Dely Nathalia Bravo Donoso, Ingéniera en Diseño Industrial, Magister en Diseño. Docente Tiempo Completo de la Universidad Central del Ecuador, Facultad de Ingeniería, Ciencias Físicas y Matemática, Carrera de Ingeniería en Diseño Industrial.

Docente Tiempo Parcial de la PUCE, Facultad de Arquitectura, Diseño y Artes, Carrera Diseño de Producto. Candidato a Ph.D por la Universidad Politécnica de Valencia. Asesora en proyectos de Diseño Industrial.



\*Carlos Andrés Pinto Guerrero, estudiante de la Carrera de Ingeniería en Diseño Industrial de la Universidad Central del Ecuador, colaborador en varios proyectos de diseño industrial e investigación, habilidades en el manejo de herramientas de modelación y simulación.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	30 septiembre 2018
Fecha aceptación	20 noviembre 2018



## ANÁLISIS DE LOS MÉTODOS DE MEDICIÓN DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE DE VEHÍCULOS EN EL DINAMÓMETRO DE CHASIS.

### ANALYSIS OF THE METHODS OF MEASUREMENT OF FUEL CONSUMPTION OF VEHICLES IN THE CHASSIS DYNAMOMETER.

Alvaro Ochoa<sup>1</sup>, Baquero Andrés<sup>2</sup>, Coello Mateo<sup>3</sup>, Cordero Marcos Darío F., López Andrés<sup>4</sup>, Rockwood Robert<sup>5</sup>, Torres Francisco<sup>6</sup>  
<sup>1</sup>Universidad del Azuay, Facultad de Ciencias y Tecnología, Escuela de Ingeniería, Escuela de Ingeniería en Mecánica Automotriz, Centro de Investigación y Desarrollo Automotriz, "Bogotá" Av. 14 de Mayo 7-77 y Heredia Méndez, Guano - Ecuador

e-mail: <sup>1</sup>galvaroa@unaza.edu.ec, <sup>2</sup>baqueroa@unaza.edu.ec, <sup>3</sup>coellom@unaza.edu.ec, <sup>4</sup>alopez@unaza.edu.ec, <sup>5</sup>rockwood@unaza.edu.ec, <sup>6</sup>torresf@unaza.edu.ec

Revista Ecuatiana de Ingeniería y Tecnología, VII Edición 2018, No. 2 (14)

#### RESUMEN

En el presente artículo se analizan los métodos para estimar el consumo de combustible de los vehículos automóviles en pruebas de conducción simuladas en el banco dinamométrico de chasis, con el fin de estandarizar la prueba, con ello los vehículos evaluados experimentarán las mismas condiciones de operación. Así factores como la topografía de la ruta, el estilo de conducción, y las condiciones del tráfico no influirán sobre los resultados; esto hace que estos métodos puedan ser utilizados para la comparación objetiva del consumo de combustible entre vehículos de características similares, identificándose su rendimiento y eficiencia.

El presente estudio analiza las técnicas y los equipos que se utilizan en este tipo de pruebas considerando las recomendaciones de las normas SAE J1263, y SAE J2263, así también las prácticas recomendadas por la agencia de protección del medio ambiente estadounidense EPA; así en primer lugar se analizan ciclos de conducción estandarizados y su importancia en este tipo de pruebas, luego se describen los métodos más relevantes para la obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera, las cuales son imprescindibles para simular en el dinamómetro de chasis la carga que enfrenta un vehículo al desplazarse, finalmente se describen y analizan los métodos de medición de consumo de combustible que se emplean hoy en día en este tipo de pruebas.

#### Palabras clave:

Consumo de combustible, medición de fuerzas de

carretera, prueba de desaceleración libre, ciclos de conducción, coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera.

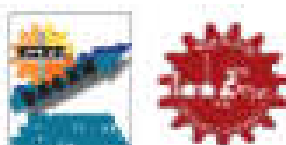
#### ABSTRACT

This article analyzes the method for estimating the fuel consumption of motor vehicles in simulated driving tests on the chassis dynamometer in order to standardize the test, so that the evaluated vehicles will experience the same operating conditions. Thus factors such as the topography of the route, driving style, and traffic conditions will not influence the results; this makes these methods to be used for the objective comparison of the fuel consumption between vehicles of similar characteristics, identifying their performance and efficiency.

The present study analyzes the techniques and equipment used in this type of test considering the recommendations of SAE J1263, and SAE J2263, as well as the practices recommended by the US Environmental Protection Agency EPA; so firstly we analyze standardized driving cycles and their importance in this type of tests, then describes the most relevant methods to obtain the coefficients of adjustment of road forces, which are essential to simulate in the chassis dynamometer the load faced by a vehicle when moving, finally it is described and analyze the method of measurement of fuel consumption that are used today in this type of tests.

#### Keywords:

Fuel consumption, road load measurement, coast down test, driving cycle, road load coefficients.



## INTRODUCCIÓN

Actualmente en nuestro país carece de una base de datos con el consumo de combustible de los vehículos de mayor circulación, si bien algunos fabricantes proveen de esta información, no se sabe con certeza si estos datos se ajustan a las condiciones en las que los vehículos operan en nuestro medio; a saber, ciudades en la zona entre 2000 y 3000mmam, topografía de las vías con altas pendientes, condiciones de tráfico y movilidad, combustible con octanaje menor con respecto a países industrializados, entre otros.

Contar con una base de datos con el consumo de combustible y el rendimiento de los vehículos que circulan en las ciudades ecuatorianas permitirá identificar los modelos más eficientes, los propietarios entenderán conocimiento de los costos de operación de su vehículo y la cantidad de emisiones contaminantes que su uso genera; por otro lado, los entes gubernamentales dispondrán de datos que facilitarían la implementación de estímulos o sanciones fiscales, estimación de costos de operación para vehículos de transporte público, o flotas vehiculares, etc. Algunos países de la región llevan a cabo interesantes programas a partir de la medición del consumo de combustible de los vehículos, como es el caso de Chile, en donde se implementó en el año 2013 un sistema de etiquetado para vehículos de menos de 2700kg, en el cual se muestra tanto el rendimiento del vehículo, como la cantidad de emisiones de CO<sub>2</sub> que este genera, los vehículos eléctricos muestran en cambio el rendimiento eléctrico, expresado en km/kWh; las pruebas se realizan en el laboratorio del Centro de Control y Certificación vehicular del Ministerio de transporte y telecomunicaciones [6]. Así también, en Brasil se implementó el programa de etiquetado de vehículos (PEEV), en el año 2008 comenzó a medirse mediante pruebas de laboratorio la autonomía de los vehículos de ciclo Otto vendidos en el mercado nacional, y se estudió el ciclo de conducción en ciudad y en carretera, así como la clase de combustible utilizado (gasolina, etanol o gas natural). El programa contó al inicio con cinco marcas (afiliadas voluntariamente) y 54 modelos de vehículos. Cuando se publicó la sexta edición en el año 2014, se habían adherido al programa 36 marcas y 496 modelos y versiones, incluidos vehículos con motores Diesel, este incremento de participantes se logró gracias al impulso dado por el programa "Inovar-Auto", un programa que el Gobierno Federal del Brasil instauró en el año 2012, y en virtud del cual, se establecen incentivos fiscales para incrementar la

eficiencia energética de los vehículos adheridos al programa. [7], las pruebas de consumo las realizan los propios fabricantes en sus laboratorios. Por otro lado, se sabe que países como México, Argentina, y Colombia actualmente desarrollan proyectos que buscan implementar un sistema de etiquetado similar.

Actualmente en nuestro país no se conocen planes para desarrollar programas de reducción de consumo de energía, o de emisiones contaminantes en el parque vehicular, no obstante es necesario; con el fin de promover el uso de vehículos eficientes y por ello amigables con el medio ambiente, además se debe considerar que el estado gasta importantes rubros en el subsidio a los combustibles, el ahorro podría promover planes de importación o ensamblaje de vehículos eficientes, con estímulos fiscales tanto para los compradores, como para los proveedores.

Por todo lo anterior expuesto, es indispensable contar con métodos de medición del consumo y rendimiento del combustible en los vehículos que circulan en nuestro país, con un método que permita la comparación objetiva de los resultados, que además tome en consideración las variables operacionales locales. El presente artículo presenta los métodos de estas características.

## 1. MATERIALES Y MÉTODOS

En resumen, la medición del consumo de combustible en ensayos de laboratorio, requiere de:

- La definición de un ciclo de conducción
- Obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas para la prueba en el dinamómetro de chasis, según la norma SAE J2363 [10] (coeficientes a, b y c).
- Configuración del dinamómetro, e instrumentación del vehículo previo al desarrollo de las pruebas de consumo de combustible.

A continuación se presentan los criterios, y los métodos que permiten realizar la prueba de consumo de combustible.

### 2.1 Definición de un ciclo de conducción.

Al revisar la literatura, se encuentran muchos métodos y normas para realizar pruebas de medición del consumo de combustible, muchas de las cuales realizan pruebas en ruta; la desventaja de este método radica en que no se pueden replicar las condiciones de la prueba por factores, como el tráfico, y los diferentes estilos de

conducción que tienen los conductores. Con el fin de comparar objetivamente el desempeño entre diferentes vehículos, es necesario desarrollar pruebas de medición del consumo de combustible en un ambiente controlado, en donde se garantiza la replicabilidad de las condiciones en las que se llevan a cabo las mediciones; para ello se requiere de un laboratorio de ensayos dinámicos para vehículos, el cual requiere de un dinamómetro de chasis (figura 1).

El dinamómetro de chasis permite por un lado la medición del torque y la potencia que desarrolla un vehículo, a través de la medición del par de rueda, y las revoluciones del motor (SAE J1349) [11]; por otro lado este dispositivo puede ser configurado para que simule las cargas que debe vencer un vehículo cuando se desplaza (resistencia a la pendiente, resistencia aerodinámica, resistencia a la rodadura y resistencia a la fuerza de desplazamiento), la resistencia que genera el banco se manifiesta como una oposición al giro del rodillo (freno), el cual está en contacto con las ruedas propuloras del vehículo.

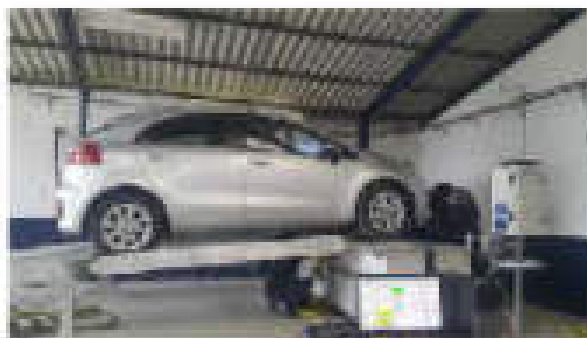


Figura 1. Chasis a la izquierda del laboratorio de ensayos dinámicos de la Universidad del Acajutla.

La resistencia que genera el dinamómetro de chasis es variable en función de las características del ciclo de conducción que se opte para la prueba y en función del comportamiento dinámico del vehículo. Al final de una prueba, este instrumento puede cuantificar la energía total desarrollada por el vehículo.

Con el fin de homologar pruebas de desempeño de vehículos, diferentes agencias gubernamentales o asociaciones automotrices han creado los denominados "ciclos de conducción", los cuales establecen un perfil de velocidad que el automóvil debe seguir durante un traslado, por ejemplo, la agencia de protección del medio ambiente estadounidense (EPA) ha desarrollado ciclos de conducción característicos para traslados dentro de un entorno urbano (EPA FTP75), figura 2a, y para traslados en carretera (HWFET), figura 2b.

Existen muchos ciclos de conducción homologados, así en Europa utilizan los ciclos ECE 15, EUDC y NEDC, en Japón emplean los ciclos denominados "Ciclo 10" y "Ciclo 15", con el mismo propósito.

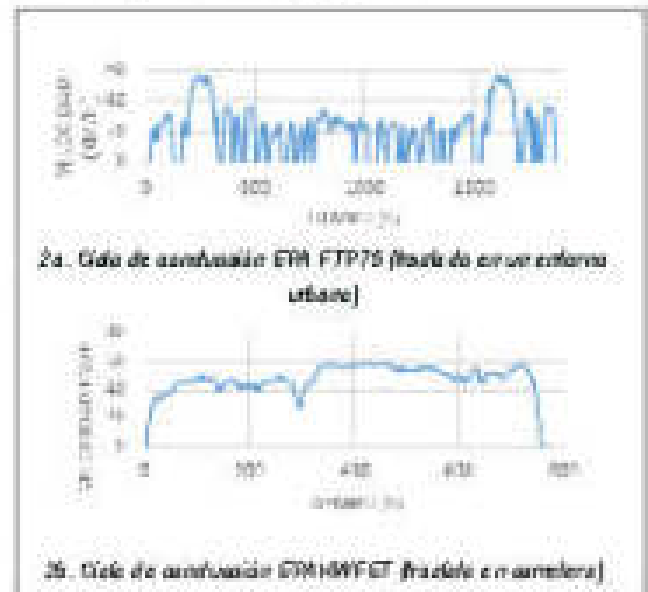


Figura 2. Ciclos de conducción desarrollados por la EPA

Al seguir un ciclo de conducción durante una prueba de consumo de combustible, todos los vehículos evaluados estarían sometidos a las mismas condiciones de operación, no solo cubriendo un recorrido similar, sino también con los mismos requerimientos de aceleración.

### 2.2 Obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas para la prueba en el dinamómetro de chasis (coeficientes a, b y c)

Ningún vehículo experimenta la misma resistencia al desplazamiento, esto radica en diferencias entre el peso, el comportamiento aerodinámico y la resistencia a la rodadura; así también el requerimiento de energía para desplazarse será diferente. Para poder llevar a cabo pruebas de consumo de combustible en un laboratorio, el dinamómetro de chasis debe ejercer resistencia (freno) de la misma forma que el vehículo lo experimentaría al desplazarse. Para lograr esto, los dinamómetros de chasis emplean un modelo matemático que relaciona la fuerza resistente en las ruedas, con la velocidad de desplazamiento, a través de una ecuación de segundo grado de la forma " $cr2+br+ca$ ", con la cual se estima la potencia de resistencia al desplazamiento.



Para obtener los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$ , se han identificado dos métodos, que son: a través de pruebas de desaceleración libre "toast-down", o a través de la medición de la fuerza de tracción en rueda.

### 3.2.1 Obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas $a$ , $b$ y $c$ , a través de pruebas de desaceleración libre.

De acuerdo a la norma SAE J1263 [9] "medición de cargas de carretera y simulación en dinamómetro utilizando técnicas de desaceleración libre". Una prueba de desaceleración libre puede ser utilizada para recabar datos del comportamiento dinámico del automóvil; comúnmente se la utiliza para estimar los coeficientes característicos de la dinámica del desplazamiento vehicular (coeficiente aerodinámico de arrastre ( $C_d$ )) y coeficiente de rodadura ( $f_r$ ), además junto con el modelo matemático de desplazamiento del vehículo, se pueden estimar los coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera para ensayos en el dinamómetro de chasis ( $a$ ,  $b$  y  $c$ ).

$$F_x = F_t + R_d + R_f + R_l \quad (1)$$

Este modelo se concibe a partir del análisis del equilibrio dinámico del sistema, por conveniencia la fuerza propulsora " $F_t$ " (o fuerza de tracción en rueda) se expresa en función de la resistencia aerodinámica de arrastre ( $F_d$ ), de la resistencia a la rodadura ( $R_r$ ), de la resistencia a la inercia ( $R_i$ ) y de la resistencia a la pendiente ( $R_g$ ). Al expandir la ecuación 1, para cada uno de sus términos, se obtiene: (ecuación 2).

$$F_x = C_d \cdot \rho_a \cdot A_f \cdot \frac{v^2}{2} + f_r \cdot m \cdot g \cdot \cos(\theta) + m \cdot a + m \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad (2)$$

En donde:

- $F_x$  - Fuerza de tracción en rueda [N]
- $C_d$  - Coeficiente de arrastre aerodinámico [-]
- $\rho_a$  - Densidad del aire [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
- $A_f$  - Área frontal del vehículo [ $\text{m}^2$ ]
- $v$  - Velocidad relativa del vehículo con respecto al aire, es la diferencia del desplazamiento [ $\text{m}/\text{s}$ ]
- $f_r$  - Coeficiente de resistencia a la rodadura [-]
- $m$  - Masa del vehículo [kg]
- $g$  - gravedad [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
- $a$  - aceleración [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]
- $\theta$  - inclinación del vehículo [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]

El coeficiente de arrastre aerodinámico puede ser estimado en pruebas en túneles de viento, a través de programas CFD, o procesando los datos de pruebas de desaceleración libre a través de métodos iterativos de ajuste automático.

Para realizar una prueba de desaceleración libre de acuerdo a SAE J1263, [9] es necesario seleccionar una carretera de preferencia plana, o con pendientes menores al 5%, cuya superficie sea asfaltada y en buen estado; por otro lado el vehículo debe estar en óptimas condiciones, con ruedas en buen estado (no rasgadas) e infladas a la presión recomendada, las condiciones meteorológicas son importantes, las pruebas no se desarrollarán en días lluviosos, o con viento cuya velocidad supere los 25 m/s. La prueba parte con el vehículo moviéndose a una velocidad mayor a los 90 km/h, se desacopla la transmisión y se registran tanto la velocidad, como el tiempo que transcurre hasta que el vehículo llega a una velocidad de 20 km/h (figura 2).

Para la instrumentación del vehículo se pueden utilizar equipos de posicionamiento geográfico (GPS) con una frecuencia de adquisición de datos mayor a 1hz, o en su defecto instrumentación específica para este fin, incluidos anemómetros para registrar la velocidad relativa del vehículo con respecto al viento, en el sentido del desplazamiento.

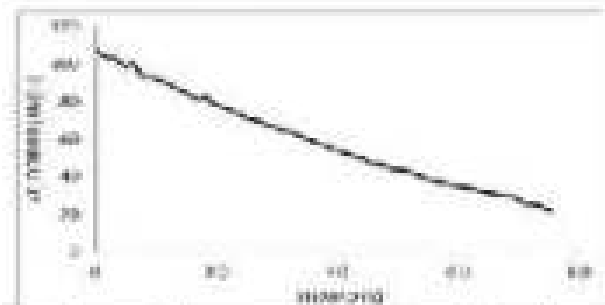


Figura 2. Diagrama velocidad - tiempo (prueba de desaceleración libre en pista) [2].

Los datos registrados en las pruebas de desaceleración libre permiten estimar la fuerza de tracción en rueda ( $F_x$ ) para cada instante de tiempo utilizando la ecuación 2, estos datos se representa en un diagrama, junto con la velocidad registrada del vehículo (figura 3). Al encontrar una curva de ajuste polinomial de segundo grado con estos datos (curva de carga en carretera), se encontrarán los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$ , si se considera que esta ecuación tiene la forma " $F_x = ax^2 + bx + c$ ".





### 2.2.2 Obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas a, b y c, a través de la medición de la fuerza de tracción en rueda.

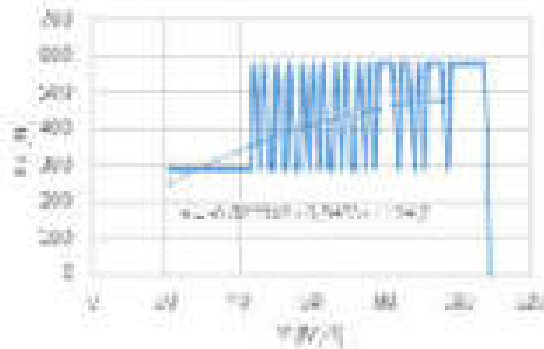


Figura 3. Diagrama  $F_x$  vs  $v$  y curva de regresión polinomial de segundo grado para la estimación de los coeficientes a, b y c.

De acuerdo a este método, para la estimación de la fuerza de tracción ( $F_x$ ) se instrumenta un vehículo con un medidor de torques angular en las ruedas, (figura 4); los datos recabados permiten obtener, tanto la fuerza de tracción, como la velocidad traslacional del vehículo, de esta forma se obtiene una curva de regresión polinomial de segundo grado con la cual se determinan los coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera (a, b y c) para pruebas de consumo de combustible en el dinamómetro de chasis, bajo los mismos criterios mostrados en el apartado anterior.



Figura 4. Vehículo instrumentado para la obtención de la fuerza de tracción en rueda ( $F_x$ ).

Los coeficientes a, b y c permiten visualizar de otra forma el modelo de desplazamiento del vehículo (ecuación 2), en la que se conoce como ecuación de carga de carretera (ecuación 3).

$$F_x = a + b \cdot v + c \cdot v^2 \quad (3)$$

Acá, el factor "a" representa los efectos de la resistencia a la rodadura y el efecto de la pendiente, el factor "b" se corresponde con las pérdidas mecánicas

en la transmisión, y el factor "c" se relaciona con la resistencia aerodinámica [4].

Cuando se mide la fuerza en rueda utilizando medidores de torque angular, el coeficiente "b=0", ya que este método permite estimar directamente la fuerza y la potencia efectiva de resistencia al desplazamiento [1].

### 2.2.3 Configuración del dinamómetro, e instrumentación del vehículo previo al desarrollo de las pruebas de consumo de combustible.

Para simular la curva de carga de un vehículo en un dinamómetro de chasis, es necesario ingresar en el programa - interfaz de control los coeficientes a, b y c que corresponden a la curva de carga de carretera para ese vehículo en particular; de esta forma el dinamómetro de chasis ejercerá una resistencia al giro del rodillo en función de la velocidad de traslación simulada.

Para verificar la curva de resistencia programada, es conveniente en todos los ensayos en el dinamómetro de chasis, realizar la verificación de los datos registrados en una prueba de desaceleración libre, tal y como se la realizó en la pista de pruebas, al comparar los datos registrados es admisible una desviación máxima del 5% [4].

Una vez validados los coeficientes a, b y c estimados (prueba de desaceleración libre en el banco dinamométrico), se debe medir el consumo de combustible durante una prueba, en esencia existen tres métodos reconocidos para ello:

- A través de flujómetros instalados en la línea de alimentación de combustible, así se calcula el volumen de combustible consumido durante la prueba. Para estimar el consumo específico de combustible (litros consumidos al recorrer una distancia de 100km), se emplea la ecuación 4. [8]

$$C_e = \frac{V_f + a(F_e - F_f)}{l} \cdot 100 \quad (4)$$

Ce Es el consumo específico de combustible (L/100km)

a Es el coeficiente b de ecuación 3 del combustible

Ff Es la temperatura estándar (30°C)

Ff Es la temperatura del combustible usada en las pruebas.



- Empleando el método gravimétrico (utilización de un depósito de combustible, conectado para el ensayo, durante la prueba se monitorea la variación del peso del combustible). Para procesar los datos y obtener el consumo específico de combustible se emplea la ecuación 5.

$$C_e = \frac{100 \cdot M}{L \cdot P} \quad (5)$$

En donde:

$C_e$  - Consumo específico de combustible ( $g/100kg$ )

$M$  - Combustible consumido durante la prueba (Kg)

$L$  - Es la distancia total recorrida durante la prueba

$P$  - Potencia del combustible ( $kg/s$ )

- A través de sistemas de recolección y análisis de gases de escape utilizando un sistema de toma de muestras a volumen constante (figura 5), la medición del consumo se la realiza a través del análisis de balance de carbono.

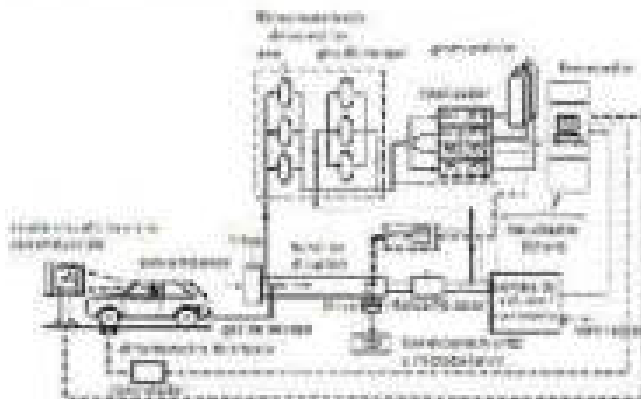


Figura 5. Esquema del sistema de recolección y análisis de gases de escape para la estimación del consumo de combustible en pruebas con fuerza de tracción a volumen constante (CVS). [3]

- Utilizando interfaces de lectura de los datos de los sensores del motor, algunas de las cuales pueden ser conectadas al puerto OBD-II, los datos de los sensores de flujo másico de aire, y sonda lambda, permiten estimar el consumo instantáneo de combustible a través de la ecuación 4.

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\tau_{stoic} \cdot A} \quad (6)$$

En donde:

$\dot{m}_f$  - Es el flujo másico instantáneo de combustible ( $kg/s$ )

$\dot{m}_a$  - Es el flujo másico instantáneo del aire ( $kg/s$ )

$\tau_{stoic}$  - Es la relación de proporción estequiométrica para un combustible e oxígeno atmosférico [1]

Para obtener el consumo total de combustible, se deberá sumar los consumos en las estaciones, tomando en cuenta la distancia total de la prueba.

$A$  - Es el factor de ajuste a de reacción estequiométrica en el interior de la cilindros del motor.

## 2. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

La obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera (a, b y c) para pruebas de consumo de combustible en dinamómetro de chasis, a través del método de desaceleración libre de acuerdo a la norma SAE J1263 [9], tiene la ventaja de requerir instrumentación simple y accesible, en esencia se requiere de un sistema de posicionamiento geográfico GPS con una alta frecuencia de adquisición de datos este método requiere conocer los coeficientes característicos de la dinámica vehicular; como lo son el coeficiente de arrastre aerodinámico ( $C_d$ ) y del coeficiente de rodadura ( $f_r$ ), además de las variables descritas en la ecuación 2. Es importante mencionar que es posible estimar estos coeficientes también a partir del desarrollo de pruebas de desaceleración libre, utilizando los datos recabados y procesados a través de métodos iterativos de ajuste automático (por ejemplo la función "solver" del programa Excel®).

Por otro lado, este método tiene la desventaja de considerar implícitamente las pérdidas de energía que se produce en en la transmisión; así también se requiere realizar varias repeticiones de una prueba para lograr intervalos de confianza aceptables en los resultados. Por otra parte, el método de medición directa del par de tracción en rueda, sin dudas estimará con mayor precisión los coeficientes de ajuste de fuerza de carretera (a,b y c), además requiere de menor cantidad de pruebas para presentar los resultados con un intervalo de confianza aceptable, así también la cantidad de datos que se requieren procesar es significativamente menor; sin embargo tiene como desventaja la dificultad para instrumentar un vehículo de serie, además de los altos costos que esto exige [1], además los sensores de par acoplados en las ruedas propulsoras interfieren con el comportamiento aerodinámico del vehículo.

Comparaciones realizadas para estimar la verosimilitud de ambos métodos han encontrado que el método SAE J1264 (obtención de coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$  a través de pruebas de desaceleración libre) difiere con las estimadas por el método de medición directa de fuerza traccionante en rueda, las cuales según [1], los valores podrían llegar a presentar diferencias porcentuales de hasta el 30%, (tabla 1). No obstante, y para referencia, la agencia de Protección del medio Ambiente estadounidense (EPA), recomienda la utilización de la norma citada para las pruebas de consumo de combustible en ensayos normalizados en dinamómetros de chasis.

Tabla 1. Comparación de los métodos de obtención de los coeficientes de ajuste de fuerzas en carretera  $a$ ,  $b$  y  $c$

	RESULTADOS MÉTODO UTILIZADO	
	Dinamómetro de chasis	Método de Fuerzas en Carretera
$n$	161.59	371
$k$	2.51	0
$r$	0.41	0.9771
$R^2$	0.9260	0.9526

Por otra parte, al analizar los métodos de medición de consumo de combustible que actualmente se utilizan durante el desarrollo de la prueba en el dinamómetro de chasis, La EPA recomienda la utilización de sistemas de medición a partir del análisis de los gases de escape recolectados (método CVS), sin embargo los costos de equipamiento del laboratorio son muy altos.

Los métodos gravimétricos tienen la ventaja de mostrar resultados muy aproximados y requieren poca instrumentación, con respecto al uso de flujómetros, estos no presentan aberraciones ocasionadas por la dilatación del combustible. Al utilizar flujómetros, los resultados serán también muy aproximados, sin embargo las variaciones de temperatura durante el desarrollo de las pruebas ocasionará variaciones en el volumen de combustible consumido, no obstante este error inducido se reduce durante el procesamiento de los datos al estimar la dilatación volumétrica del combustible con la ecuación 5.

El método de medición de consumo de combustible a partir de la recolección de datos utilizando interfaces conectadas con el sistema electrónico de control de la inyección de combustible dentro del motor, sin lugar a dudas es el más fácil de implementar, no obstante

los resultados no serán precisos y existe la posibilidad de que imperfecciones mecánicas en el sistema, ocasionen grandes errores de estimación.

### 3. CONCLUSIONES

Para el desarrollo de las pruebas de medición de consumo de combustible en laboratorio, utilizando un dinamómetro de chasis, es imprescindible; ya sea elaborar o adoptar un ciclo de conducción característico, con lo se garantiza que las condiciones de evaluación a las que se enfrentan cada uno de los vehículos, serán las mismas. En el país algunos trabajos se han realizado en pos de definir ciclos de conducción característicos; por ejemplo, (Dávalos, et al, 2017 [3]) desarrolló un ciclo de conducción para los taxis que circulan en la ciudad de Cuenca, a partir de datos recibidos del desplazamiento de estos vehículos, para ello utilizó el método de mínimas diferencias ponderadas, el ciclo propuesto podría emplearse para estimar los costos de operación de este tipo de flotas vehiculares y así facilitar el establecimiento de tarifas justas; entre otras aplicaciones. Para estimar de mejor forma el consumo aproximado de los automóviles que circulan en nuestro país bajo las condiciones de operación características de nuestro medio, es necesario el desarrollo de un ciclo de conducción representativo, tanto para la simulación de traslados típicos en entornos urbanos, como en carreteras.

Por otro lado, para llevar a cabo la medición del consumo de combustible de vehículos en laboratorio, se debe estimar los coeficientes de ajuste de fuerzas de carretera, ya que estos le permiten a este equipo generar la resistencia al desplazamiento, simulando las condiciones que enfrentaría un vehículo al desplazarse. De los métodos estudiados en este artículo, el método de medición de la fuerza traccionante directamente sobre la rueda es el que mejor correlación tiene, sin embargo es costoso, y requiere de mucha instrumentación. La EPA (agencia de protección del medio ambiente estadounidense), recomienda el uso de la norma SAE J1263 [9] para este fin, la cual describe el método de desaceleración libre, como un método válido hasta hoy para la realización de este tipo de pruebas.

De los métodos de medición de consumo de combustible durante las pruebas en el banco dinamométrico, la EPA recomienda la utilización del



método de medición en base al análisis de los gases recolectados durante la prueba de manejo en el banco dinámico de chasis (método CVS), sin embargo este tipo de instalaciones es costoso, y además de realizar mediciones de consumo de combustible permite determinar las emisiones "masivas" contaminantes generadas por el automóvil durante una prueba.

#### 4. REFERENCIAS

- [1] Ahlqvist, R., Bredenberg, J., & Ichige, T. (2013). Estimation of Road Load Parameters via On-road Vehicle Testing Energy Loss in Vehicles (pp. 1-44).
- [2] Argudo E & Cuena J, (2015). Determinación del consumo de combustible de vehículos en base a los ciclos de conducción epaftp 75 y epa hwyet, en dinamómetro de chasis (tesis de grado). Universidad del Azuay, Cuenca, Ecuador.
- [3] Dévalos Danilo, C. J. (2017). Propuesta de un ciclo de conducción para los taxis que circulan en la ciudad de Cuenca (tesis de maestría) Universidad del Azuay, Cuenca, Ecuador.
- [4] Kadiš, G., & Ligetič, N. (2012). Road load determination of passenger cars. TNO report: TNO.
- [5] Klingenberg, H. (1996). Automobile exhaust emission testing. Science of the Total Environment, Springer, 1996 2(193), 159.
- [6] Kreuzer, F. M., & Wilmsmeier, G. (2014). Eficiencia energética y movilidad en América latina y el Caribe, 305.
- [7] Maia, A. C., Oliveira, I., Machado, B. Z., Stipen, D., Marques, F., de Oliveira, L. G. S., ... Tokmacquin, M. T. (2015). Informe nacional de monitoreo de la eficiencia energética del Brasil, 108.

- [8] Wink Pfr, Žanis Jesko, J. L. - B. (2008). Determination methods of fuel consumption in laboratory conditions, 1, 154 -159.
- [9] SAE J1263 \_201003 Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques, SAE standard, 2003.
- [10] SAE J1263 \_200812 Road Load Measurement Using Onboard Anemometry and Coastdown Techniques, SAE standard, 2008.
- [11] SAE J1349 Engine Power Test Code-Spark Ignition and Compression Ignition-Net Power Rating, SAE standard, 2008.

#### 5. BIOGRAFÍAS



<sup>1</sup>Gustavo Álvarez Coello, Ingeniero Mecánico automotriz por la Universidad del Azuay (2010), Maestro en Ingeniería Automotriz (Tecnológico de Monterrey, 2014). Sus campos de investigación son: Eficiencia energética y sistemas alternativos de propulsión. Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.



<sup>2</sup>Andrés Baquero Lantiva, Ingeniero de Sistemas por la Universidad de Cuenca (2009), Magíster en Astrofísica por la Escuela Politécnica Nacional (2014). Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.



Mateo Coello Salsedo, Ingeniero Mecánico automotriz por la Universidad del Azuay (2011), Magíster en planeación y eficiencia energética por la Universidad de Cuenca (2013), Sus campos de investigación son: Eficiencia energética y sistemas

alternativos de propulsión. Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.



Robert Rockwood Iglesias, Ingeniero Mecánico automotriz por la Universidad del Azuay (2009), Maestro en Ingeniería Automotriz (Tecnológico de Monterrey, 2014), Sus campos de investigación son: diseño

mecánico asistido por computador, mecánica de fluidos computacional, ingeniería automotriz. Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.



Daniel Cordero Moreno, Ingeniero en mecánica automotriz por la universidad del Azuay (2005), Doctor en Ciencias de la Ingeniería por el Tecnológico de Monterrey (2015), sus campos de investigación son: Dinámica de vehículos, eficiencia energética,

tecnologías alternativas de propulsión de vehículos, Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.



Diego Francisco Torres: Nació en Cuenca, Ecuador en 1980. Recibió su título de Magíster en Sistemas Vehiculares de la Universidad del Azuay en 2016; de Especialista en Docencia Universitaria en 2012 de la Universidad del Azuay. Sus

campos de investigación están relacionados con el consumo de combustible en motores de gasolina, aumento de torque y potencia en vehículos, análisis energético de vehículos.



Andrés López Hidalgo, Ingeniero Mecánico automotriz por la Universidad del Azuay (2004), Máster Universitario en Motores de Combustión interna por la Universidad politécnica de Valencia (2012), Doctor en

Sistemas propulsivos de medios de transporte por la Universidad politécnica de Valencia (2014), Campos de investigación: Motores de combustión interna, eficiencia energética y tecnologías alternativas de propulsión. Docente titular de la facultad de Ciencia y tecnología de la Universidad del Azuay, investigador en el centro de investigación y desarrollo automotriz "ERGON" de la Universidad del Azuay.

#### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	17 septiembre 2018
Fecha aceptación	10 de noviembre 2018



## EVALUACIÓN DE UN ATENUADOR DE PUENTE DURANTE EL IMPACTO FRONTAL DE UN AUTOBÚS MEDIANTE SOFTWARE DE SIMULACIÓN DE ELEMENTOS FINITOS

### EVALUATION OF A BRIDGE ATTENUATOR DURING FRONTAL BUS IMPACT USING FINITE ELEMENT SIMULATION SOFTWARE

Bruto Pablo Milton Mario<sup>1</sup>, Gordón Darío Andrés Marcelo<sup>2</sup>, Constante Pablo Andrés Marcelo<sup>3</sup>  
1. CENDESIDERIA S.A., Viera s/n 02-81 y Balleza, Arboleda, Durgunhuas 2.3 Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE -  
Departamento de Estudios de la Energía y Mecánica, Q-41000 y Q-41000 y Mariposa de Mierma s/n.  
e-mail: [bruto@cenpes.com.ec](mailto:bruto@cenpes.com.ec), [mgordon@cenpes.com.ec](mailto:mgordon@cenpes.com.ec), [pconstant@cenpes.com.ec](mailto:pconstant@cenpes.com.ec)

Revista Energía Alternativa: Innovación y Futuro, VII Edición 2018, N° 3 (14)

#### RESUMEN

En el presente trabajo se realiza una evaluación del diseño de un atenuador de impacto para puentes, al ser sometido a una colisión frontal con un autobús, con el fin de comparar las lesiones sufridas por el conductor del mismo en los dos tipos de eventos: sin atenuador y con atenuador. Se aplican herramientas computacionales CAD, CAE para la generación y análisis de resultados.

#### Palabras clave:

Atenuador de impacto, Impacto de bus, Análisis por elementos finitos, LS-Dyna.

#### ABSTRACT

In the present work an evaluation of the design of an impact attenuator for bridges is carried out, when subjected to a frontal collision with a bus, in order to compare the injuries suffered by the driver of the same in the two types of events: without attenuator and attenuator. CAD, CAE computation tools are applied for the generation and analysis of results.

#### Keywords:

Impact attenuator, bus impact, finite element analysis, LS-Dyna.

## 1. INTRODUCCIÓN

Uno de los siniestros que se registran con frecuencia en Ecuador son los producidos por choque frontal con un obstáculo fijo; hasta septiembre del 2017, se han registrado 1090 siniestros por esta causa [1], provocando 271 fallecidos, el equivalente al 16,93% del total de fallecidos en sitio por tipo a nivel nacional [2].

Tomando como ejemplo el accidente de tránsito ocurrido el 4 de septiembre del 2016 a las 10h00 en el sector Las Pampas, vía a Baños; en donde un bus interprovincial impactó frontalmente con un puente de estructura metálica, produciendo 5 personas fallecidas y 22 heridas [3]; se procede a realizar una simulación de dinámica explícita del impacto del bus con el puente metálico (primer evento) y luego con el atenuador en el puente (segundo evento), para posteriormente comparar los resultados obtenidos entre los dos eventos y observar la disminución en la intensidad de las lesiones sufridas durante el siniestro por la implementación del diseño de atenuador.

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

Para la simulación, es muy importante representar las condiciones similares en las cuales se produjo el accidente; por lo cual se emplea un diseño de un autobús de modalidad interprovincial bajo normas para buses y carrocerías [4], un maniquí para pruebas de impacto recomendado por regulaciones de impacto frontal generadas por la UNECE, además de un puente de tipo Bailey, similar al diseño original construido.

Las condiciones de ensayo siguen los lineamientos tanto para la parte preprocesamiento y pos procesamiento, indicados en reglamentos nacionales INEN y regulaciones internacionales UNECE para la seguridad vial.

### Diseño asistido por computadora

Para el modelado tridimensional se utilizó el software LS-Prepost, en el cual se representa los componentes del autobús como superestructura, tanque de combustible, chasis, ruedas, motor, sistema de tracción, sistema de suspensión, gradas de acceso, estructura frontal y posterior, modelo frontal y posterior; además se modela un maniquí Híbrido III 95 percentil, según lo indicado en recomendaciones UNECE para seguridad vial. En cuanto al escenario del siniestro se refiere, se modela el puente Bailey en

estructura de perfiles tubular y la calzada.

El diseño del atenuador, es uno de los más importantes dentro de la simulación, ya que de esto dependerá el daño que se produzca en el cuerpo del maniquí.

En la figura 1, se presenta el diseño del atenuador empleado en el trabajo, el mismo que tiene una estructura interna en forma de panal de abejas (honeycomb).

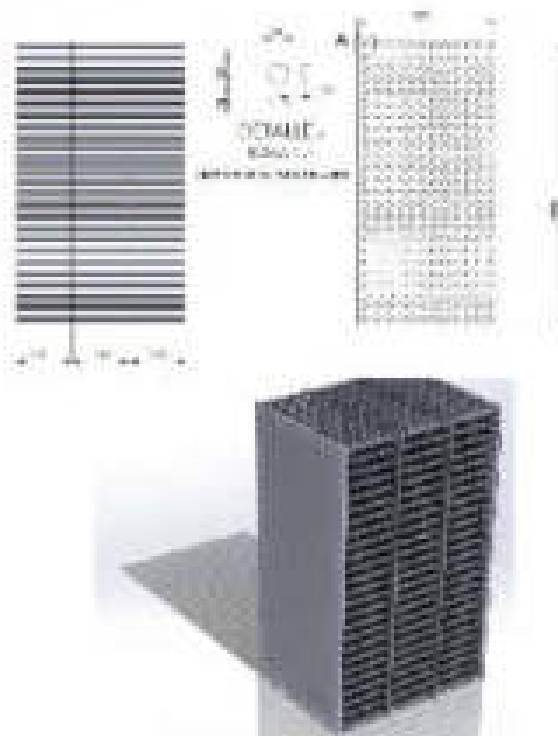


Figura 1. Detalle de diseño para atenuador

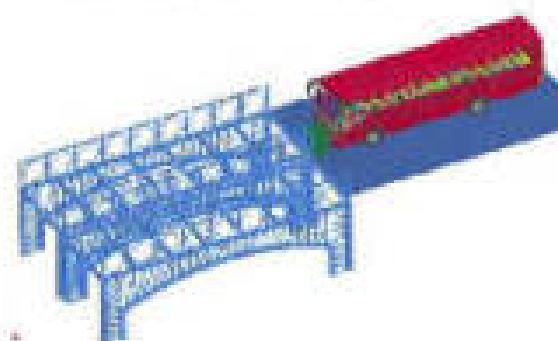


Figura 2. Detalle de diseño para atenuador

### Pre procesamiento del modelo.

Consiste en generar paso a paso el procedimiento descrito en la figura 1, con el fin de obtener un modelo matemático en el cual se pueda obtener resultados e observarlos en un tiempo computacional moderado.



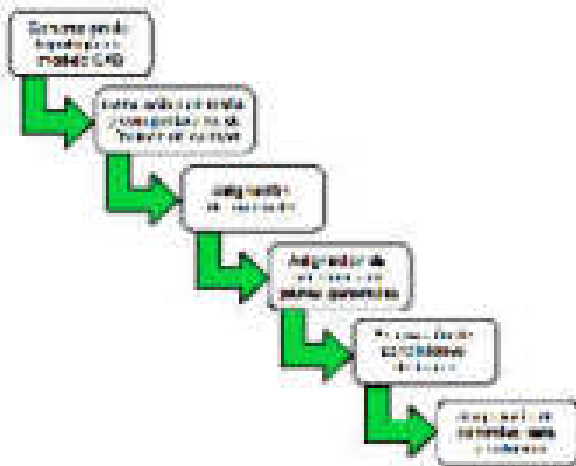


Figura 3. Proceso para el fin procesamiento del modelo

Para la asignación de materiales, se caracterizó el material estructural de la carrocería, realizando ensayos destructivos en perfiles de acero. El material asignado al atenuador de impactos es de aluminio.

Se establece las condiciones de borde o frontera, dentro de las cuales se define una velocidad de 20000 mm/s (72 km/h) según manuales de carrozado proporcionado por los fabricantes.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### Generación de la solución

El software empleado para la resolución del modelo matemático anteriormente generado, es LS-Dyna, software propietario para análisis no lineal desarrollado por la empresa Livermore Software Technology Corporation (LSTC). Los recursos computacionales para la simulación y la licencia de LS-Dyna son proporcionados por el laboratorio de análisis CENDIN GENIERÍA S.A.

El tiempo empleado para la simulación fue de 9 horas 17 minutos para el impacto sin atenuador y de 6 horas 33 minutos para el impacto con atenuador, en el mismo que se pudo evidenciar la correcta solución del modelo matemático.

#### Pos procesamiento del modelo

Después de generar la solución se procede a evaluar los resultados comparando los daños cuando no está el atenuador y para cuando se instala el atenuador. En la figura, se observa una vista lateral del impacto, los gráficos de la izquierda representan al evento sin atenuador, mientras que los de la derecha al evento

con atenuador. Se puede observar que el atenuador disminuye la intensidad del impacto, ya que el bus se deforma menos.

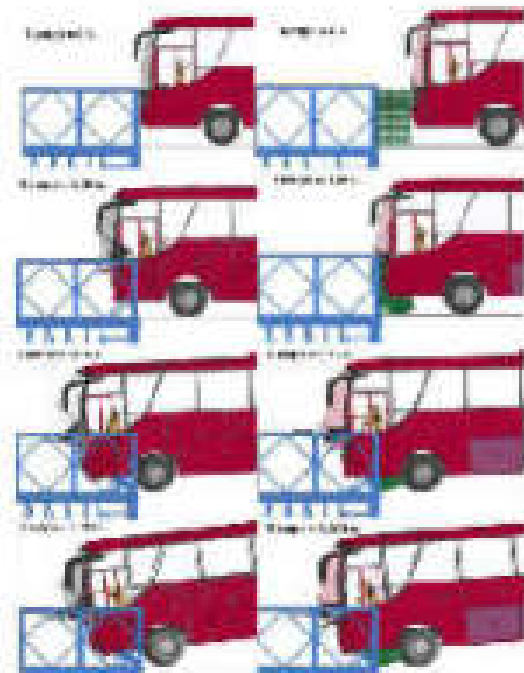
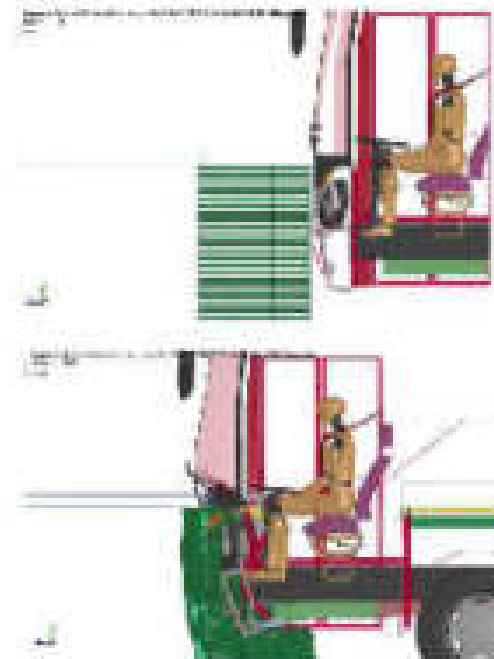


Figura 4. Vista lateral del impacto sin atenuador y con atenuador

De igual forma se puede observar en la figura, una vista lateral de sección para poder analizar el comportamiento dinámico del maniquí.





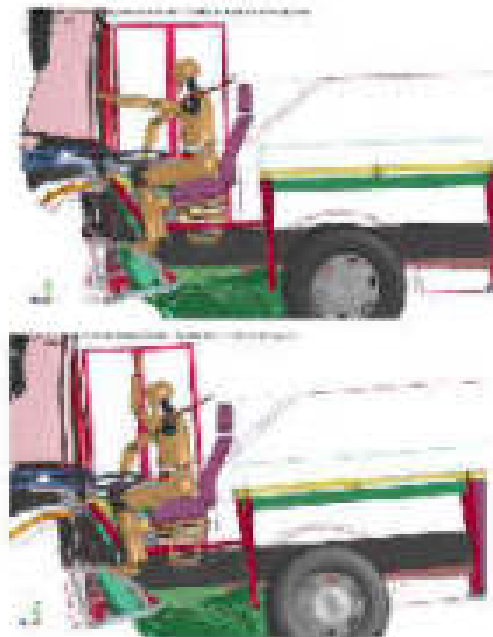


Figura 5. Vista lateral muestra de delto para sin amortiguador y con amortiguador.

Para comprobar los daños en el maniquí de pruebas de impacto, se mide la aceleración en las partes principales como se puede observar en la figura 5, en donde la curva verde pertenece al ensayo sin amortiguador y la curva azul al ensayo con amortiguador, las unidades están expresadas en  $m/s^2$ .

#### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

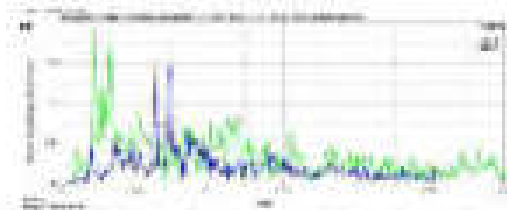
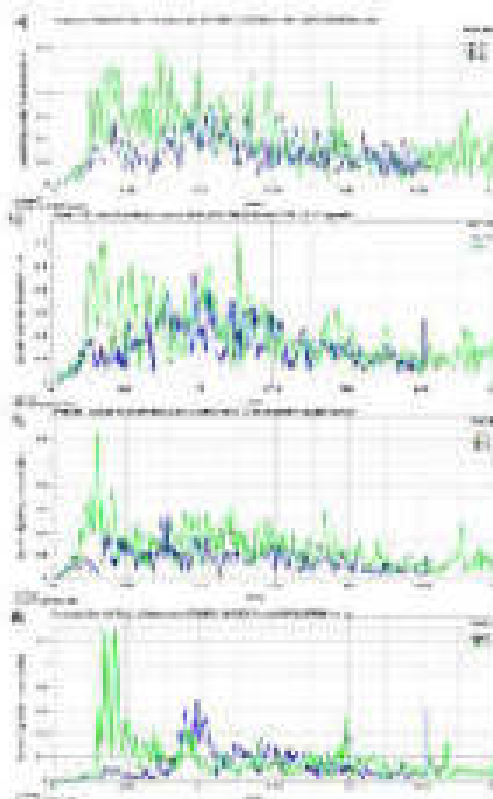


Figura 6. Gráficas de comparación de aceleración en el maniquí a) Cabeza, b) Pecho, c) Brazos, d) Piernas, e) Pies

Después que se han obtenido los datos del post procesamiento del modelo b, se procede a realizar un análisis de los mismos.

En la figura 6, para las diferentes partes del cuerpo del maniquí en las cuales se ha analizado el comportamiento de la aceleración producida por el impacto, se puede notar que existe una mayor aceleración durante el evento sin amortiguador (curva verde) que el evento con amortiguador (curva azul).

Los valores máximos de aceleraciones para los dos eventos se encuentran resumidos en la tabla 1.

Tabla 1. Valores de aceleraciones en el maniquí para evento sin amortiguador y con amortiguador (las unidades son  $m/s^2$ )

Parte maniquí	Aceleración sin amortiguador	Aceleración con amortiguador	Diferencia
Cabeza	1.22e6	7.03e5	517000
Pecho	6.44e5	4.72e5	172000
Brazos	1.29e6	6.90e5	600000
Pierns	1.28e6	5.76e5	704000
Pies	1.93e6	1.52e6	410000

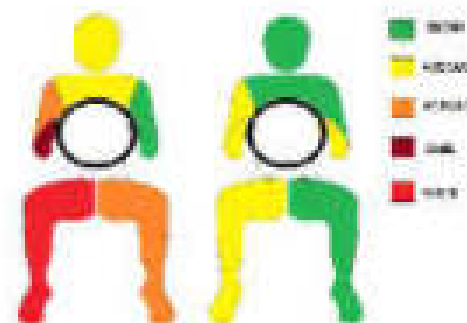


Figura 7. Comparación de daños en los maniquíes durante los dos eventos.

#### 5. CONCLUSIONES

El amortiguador de impacto reduce la deformación del habitáculo del conductor del autobús en un porcentaje



de 18,64% con respecto al impacto sin steruador.

Las aceleraciones obtenidas en el simulador Hérido III en el impacto del autobús sin steruador, son mayores que las obtenidas al impacto con el steruador.

### 6. REFERENCIAS

[1] Castro, V. "Diseño de un steruador de impactos para un vehículo Fórmula SAE." (2016).

[2] Rivera Rodríguez, Alex Fernando. Manual de verificación de conformidad de producto en buses según el Reglamento Técnico Ecuatoriano RTE INEN 034: 2010 (segunda revisión). BS thesis. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, 2016.

[3] Silva Ramírez, Jorge Luis, Brito Palma, and Milton Mario. Diseño y construcción de prototipo de moto-oruga. BS thesis. LATACUNGA/ ESPE/2013, 2013.

[4] López Pintor Gamán, A. N. G. E. L. Diseño y análisis mediante elementos finitos de un steruador de impacto para un vehículo de competición. D.iss. 2015.

[5] Santos Correa, Luis Alberto. Simulación por el método de los elementos finitos del impacto frontal de un bus interprovincial de fabricación nacional, para proponer la modificación de la Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1313: 2009. MS thesis. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Maestría en Manufactura y Diseño Asistidos por Computador., 2017.

[6] Sánchez, Emilio Velasco, Miguel Sánchez Lozano, and Ramón Peral Ortiz, eds. XCVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Libro de Artículos. Universidad Miguel Hernández, 2016.

### 7. BIOGRAFÍA



Mario Brito Palma.- Ingeniero Automotriz de la Escuela Politécnica del Ejército Sede Latacunga, Gerente General del laboratorio de ensayos computacionales CEDINGENIERÍA S.A.



Andrés Gordón.- Magíster en Diseño, Producción y Automatización Industrial, Ingeniero en Mecatrónica, Docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.



Patricia Constante.- Magíster en Diseño Producción y Automatización Industrial, Ingeniera en Mecatrónica, Docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.

REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN	
Fecha recepción	30 septiembre 2018
Fecha aceptación	20 noviembre 2018



ENERGÍA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO  
Vol. 7, No. 1, 2018, (1-9) ISSN 1880-7368 (ENL)

*ANÁLISIS DE LAS OSCILACIONES EN UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN**ANALYSIS OF OSCILLATIONS IN AN AMORTIGATION SYSTEM*

Reyes Osorio Dany Dalkamof, Granja Pardeiro Miguel Eduardo<sup>1</sup>, Buenos de Niño Juan Leonardo<sup>2</sup>, Niño Granja Daniel Eduardo<sup>3</sup>,  
Baño Chango Jairo Humberto<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Universidad Técnica del Ecuador - Facultad de Ingeniería Automática,  
Av. Simón Bolívar Km 7 y Av. Jorge Fierabrache

<sup>2</sup>reyoso@utec.edu.ec, <sup>3</sup>mggranja@utec.edu.ec, <sup>4</sup>dbuenos@utec.edu.ec, <sup>5</sup>bañoj@utec.edu.ec

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, V.6 Edición 2018, (6), 4 (74)

**RESUMEN**

El presente investigación demuestra y explica las diferencias existentes entre los diferentes tipos de amortiguadores mediante un banco de pruebas que permite visualizar las oscilaciones y frecuencia de dichos elementos. El sistema de suspensión de un vehículo turismo comprende una parte primordial en el correcto funcionamiento del mismo, tanto en prestaciones de confort así como de estabilidad y seguridad, reduciendo de manera eficiente el impacto de las irregularidades de la calzada, y al mismo tiempo manteniendo los neumáticos contra el suelo sin importar las deformaciones en este. La absorción del impacto por medio del amortiguador, genera una oscilación constante, y por lo tanto una frecuencia con amplitud y longitud de onda específicas, por lo que se puede determinar la eficiencia de los distintos tipos de amortiguadores mediante la comparación de dichas ondas.

**Palabras clave:**

Amortiguador, frecuencia, oscilación, amplitud, longitud de onda.

**ABSTRACT**

The research present demonstrates and explains the differences between the different types of dampers by means of a test bench that allows to visualize the oscillations and frequency of said elements. The suspension system of a touring vehicle comprises a fundamental part in the correct operation of the same, both in comfort features as well as stability and safety, efficiently reducing the impact of road irregularities, and at the same time maintaining the tires against the ground regardless of the deformations in this. The absorption of the impact by means of the shock absorber generates a constant oscillation, and therefore a frequency with specific amplitude and wavelength, so that the efficiency of the different types of dampers can be determined by comparing said waves.

**Keywords:**

Shock absorber, frequency, oscillation, amplitude, wavelength.



## 1. INTRODUCCIÓN

El sistema de suspensión de un vehículo turismo comprende una parte primordial en el correcto funcionamiento del mismo, tanto en prestaciones de confort, así como de estabilidad y seguridad, reduciendo de manera eficiente el impacto de las irregularidades de la calzada, y al mismo tiempo manteniendo los neumáticos contra el suelo sin importar las deformaciones en este. La absorción del impacto por medio del amortiguador, genera una oscilación constante y por lo tanto una frecuencia con amplitud y longitud de onda específicas, por lo que se puede determinar la eficiencia de los distintos tipos de amortiguadores mediante la comparación de dichas ondas.

En el mercado automotriz ecuatoriano se ofrecen dos tipos de amortiguadores; hidráulicos y de gas comprimido [1], cada uno presenta una sensación de manejo distinta al otro debido a su composición interna, en un amortiguador hidráulico el fluido se almacena en cámaras y pasa por orificios calibrados lo que permite la absorción del golpe o impacto con de bajo costo pero prestan baja eficiencia en trabajo continuo debido al aumento de la temperatura lo que afecta al fluido, por otro lado el amortiguador de gas comprimido funciona bajo un principio bastante similar con fluido [2] en su interior a diferencia que este contiene gas nitrógeno cargado a alta presión en una cámara lo que permite una variación de volumen [4] más eficaz en el amortiguador la sensación es más estable y rígida debido al nitrógeno que se encuentra en su cámara interna [3].

En Ecuador el vehículo más vendido es Chevrolet Aveo, [5] el cual tiene amortiguadores hidráulicos instalados por el fabricante, pero en cambio es anticipado debido a la mala condición de la calzada, la irregularidad de las vías que tiene el país en la mayoría de las ciudades y el uso constante que se le da a estos vehículos el amortiguador hidráulico [6] no dura lo que recomienda el fabricante. Como opciones de repuesto se encuentran amortiguadores de distintos precios y calidades, por eso es importante conocer qué tipo de amortiguador es eficaz en durabilidad, estabilidad y disipación rápida de ondas [7].

En este artículo se realizaron pruebas de oscilación en tres tipos de amortiguadores; hidráulico, a gas, y regulable en un mismo vehículo para comprobar y comparar los tres factores anteriormente mencionados basándonos en las ondas que se obtengan de cada tipo

de amortiguador.

## 2. AMORTIGUADOR

El amortiguador es un componente mecánico cuya función es absorber y neutralizar las oscilaciones generadas por las desigualdades del terreno en las masas suspendidas producto del elemento elástico. [8]

El elemento elástico como se observa en la figura 1 es aquel que sostiene el peso del vehículo sobre él, con el fin de absorber la energía que se produce por el movimiento vertical de las ruedas, para de esta forma regresarlas a su posición original, esto permite que la huella del neumático permanezca siempre sobre la calzada. [9]

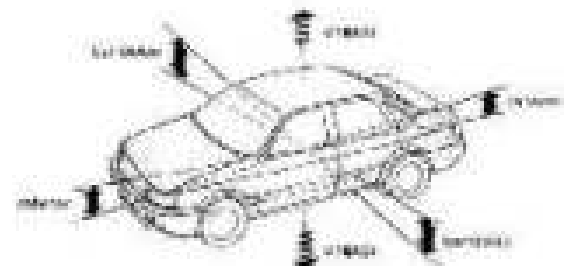


Figura 1. Componentes de un vehículo [9]

Las masas suspendidas se componen de elementos soportados por el elemento elástico, como los compactos o chasis, carrocería, tren de potencia y transmisión, pasajeros como se observa en la figura 2. [10]

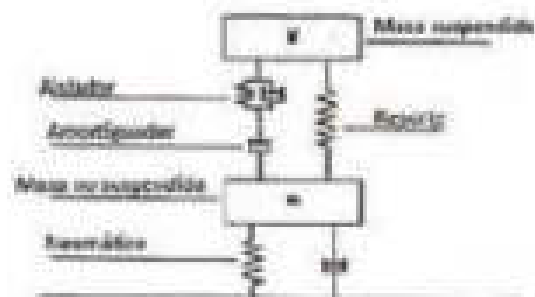


Figura 2. Componentes de un amortiguador [10]

### 2.1 Oscilaciones

Debido al peso del vehículo por el terreno irregular se genera una oscilación en las masas suspendidas, puesto que estas reposan sobre un elemento elástico. Estas oscilaciones, que varían en su frecuencia y amplitud de acuerdo a la velocidad del vehículo y la

calzada por donde circula, afectan directamente al confort, sensación de conducción y estabilidad. [8]

De acuerdo a análisis realizados a este fenómeno físico se determinó que las frecuencias bajas, entre 20 y 150 HZ son las más dañinas para el ser humano ya que éstas están próximas a las de los órganos internos del ser humano [11], frecuencias mayores y menores son más tolerables, pero no por eso dejan de ser incómodas.

La oscilación o el movimiento oscilatorio es aquel donde un cuerpo se mueve de un lugar hacia otro repetitivamente con respecto a un punto de equilibrio [12]. El movimiento oscilatorio de un cuerpo o señal genera una gráfica sinusoidal [13] donde un ciclo equivale a un movimiento de vaivén, la amplitud es la distancia del punto de equilibrio a un extremo del movimiento, el periodo es la duración de un ciclo, y la frecuencia es la cantidad de ciclos en una unidad determinada de tiempo [14] como se observa en la figura 3.

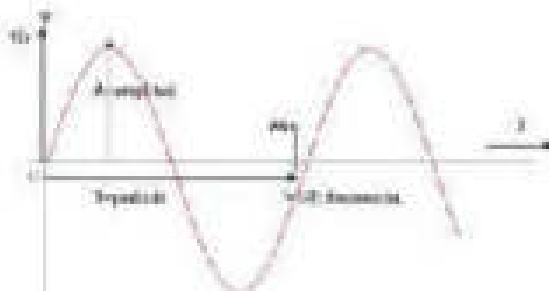


Figura 3. Onda sinusoidal y sus parámetros [14]

Sin embargo, no todas las oscilaciones son iguales, existen dos principales tipos que son: oscilación libre y oscilación amortiguada.

La oscilación libre, explicada en la figura 5, es aquella cuyo sistema recibe una fuerza y oscila libremente hasta que se detiene por la amortiguación del propio elemento. [15]



Figura 4. Gráfica de una oscilación libre [15]

En la figura 5, se observa la gráfica de una oscilación amortiguada, que es producto de fuerzas de

fricción debido al choque de partículas internas y al desprendimiento de calor, o con ayuda de un elemento externo que impida que la oscilación continúe. Este es el tipo de oscilación generada en las masas suspendidas de los vehículos. [8]

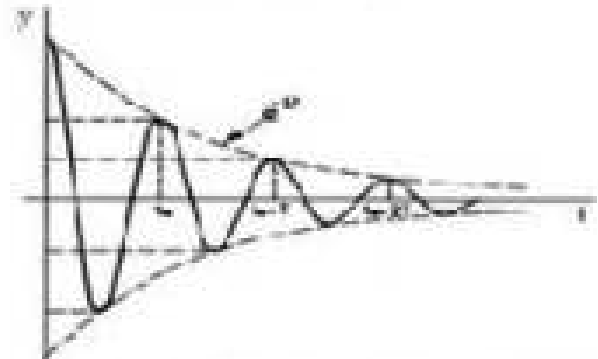


Figura 5. Gráfica de oscilación amortiguada [8]

Las oscilaciones en el vehículo son controladas por el elemento amortiguador, ya que si no fuera así, estas harían que la base del neumático pierda contacto con el suelo y provocar un accidente. Es por este motivo que los amortiguadores son un elemento fundamental en el correcto comportamiento del vehículo y es importante que se elijan repuestos de buena calidad que satisfagan las necesidades y exigencias tanto del vehículo como su peso, tamaño, entre otros, así como de los terrenos accidentados de la ciudad.

## 3. MÉTODOS Y MATERIALES

### 3.1 Metodología

El presente proyecto demostró las diferencias existentes entre los diferentes tipos de amortiguadores colocando el vehículo sobre un banco de pruebas en el que se generan vibraciones simulando de esta manera las irregularidades en el terreno.

Para el estudio se realizó una comparación de las diferentes gráficas y frecuencias producidas por las oscilaciones generadas en los elementos suspendidos del vehículo, equipado con los diferentes tipos de amortiguador que se consiguen en el mercado local en un banco de pruebas que permite controlar las diferentes variables en el proceso de generación y análisis de datos para obtener la misma situación y ambiente para los diferentes objetos de estudio con el fin de conocer cuál de éstos es el más eficiente al momento de absorber las oscilaciones generadas, y por lo tanto cual genera mayor seguridad, confort,



estabilidad y mejor sensación de manejo en las mismas condiciones de funcionamiento.

No se considera una normativa actualmente regulada para registrar una suspensión en óptimas condiciones pero se puede conocer el estado de una suspensión mediante un promedio de oscilaciones que se mantenga en un periodo de tiempo si la eficiencia de la misma supera un 70 % la suspensión en prueba está en buenas condiciones, si existe variaciones en adherencia al suelo o en la absorción de irregularidades en un tiempo diferente su estado no es el óptimo, además es una característica para la clasificación de la misma.

### 3.2. Vehículo

El vehículo escogido para la prueba en los amortiguadores es un Honda Civic Coupe Modelo 1994, este vehículo cuenta con un sistema de suspensión "Doble Wishbone" anteriormente explicado que le permitirá al vehículo tener mayor confort y mejor desempeño de la suspensión, aunque es un sistema complejo y con mayores componentes de desgaste.

El vehículo tiene un peso total al vacío de 1060kg, siendo así bastante ligero lo que beneficiará el estudio. El Civic Coupe trae incorporado en su sistema originalmente amortiguadores hidráulicos.

### 3.3. Amortiguadores

Los amortiguadores a utilizar son marca Gabriel que tienen un costo aproximado de \$95 el par de delante, siendo una marca conocida en el mercado que ofrece una garantía de un año en sus productos.

Para los amortiguadores de gas comprimido se seleccionó una de las marcas especializadas en este tipo de amortiguadores como la es Monroe con un costo aproximado de \$170.

Para el presente estudio se utilizó amortiguadores regulables de la marca D2, reconocido fabricante de partes aftermarket de carreras, hay que tomar en cuenta que la única forma de adquirirlos es en un Set completo de coilovers por lo general son más utilizados para carreras porque brindan distintos tipos de dureza, aunque la marca específica que también son para uso cotidiano en la ciudad, ofreciendo 1 año de garantía.

### 3.4. Equipo de medición

Una completa de inspección de frenos y suspensión, SDI 4300 es un equipo que está basado bajo el principio de funcionamiento EUSAMA compuesto por un motor eléctrico de 2.5 kW que por medio de un eje excéntrico mueve un brazo o biela que genera un movimiento lineal de las masas de apoyo como se observa en la figura 6, esto simula la vibración y la irregularidad del terreno y toma datos del comportamiento de la suspensión.

El equipo SDI 4300 es capaz de generar una frecuencia máxima de 25 Hz por ciclo, y una carrera de 6 mm a una capacidad máxima de carga de 2 toneladas.



Figura 6. Sistema SDI 4300 [10]

De esta forma el equipo genera una frecuencia y vibración para que el amortiguador la disipe lo mejor posible, los datos del comportamiento del amortiguador son tomados haciendo una comparación de la frecuencia generada versus la frecuencia absorbida, así se dará a conocer que tipo de amortiguador es el más eficaz.

## 4. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

En este ensayo se analizó la variación en la frecuencia absorbida y la adherencia al suelo que el amortiguador generaba de acuerdo a la calidad y dureza del amortiguador.

Para cada ensayo la máquina toma como referencia el peso del vehículo conjuntamente con el del piloto para de esta forma hacer el cálculo de la frecuencia

absorbida.

Es importante que los pesos para cada ensayo se an relativamente los mínimos de esta forma se garantiza que no va a afectar ningún resultado arrojado por la máquina.

#### 4.1 Ensayo amortiguador Hidráulico

La frecuencia de resonancia se encuentra en un rango entre de 16 Hz y 15 Hz, estos valores varían debido al aumento del peso en el lado izquierdo. El porcentaje de adherencia al suelo aumenta en el lado izquierdo que es un 66% como resultado de la diferencia de peso que existe en ese eje que es de 34kg, cuando se ejerce mayor fuerza de reacción al peso que se aplica el porcentaje de adherencia aumenta un 6%. Un factor importante es que la frecuencia resultante al ser de 16 Hz genera un porcentaje bajo de adherencia al suelo de 66%, quiere decir que solo un 66% de la prueba de laboratorio pneumatico estuvo en contacto con la superficie de tracción de la máquina. La máquina arroja los siguientes resultados que se observan en la Tabla 1.

Tabla 1. Resultados prueba de resonancia de tracción en eje Izquierdo

Frecuencia de resonancia	Eje del sistema		
	Izquierda	DM	Derecha
	6 Hz	1%	15 Hz
Adherencia al suelo	66%	6%	38%
Peso de la rueda	379 Kg	34 Kg	345 Kg
Peso del eje		701 Kg	

Si se aumentara el rango de dureza en el lado derecho para compensar la pérdida de peso la frecuencia se igualaría al igual que el porcentaje de adherencia, y de la misma forma si igualara el peso en los lados manteniendo el rango de dureza.

A su vez el tiempo y fuerza de reacción van a cambiar si factores como el peso y dureza son modificados, como se observa en la figura 14, siendo este el lado izquierdo donde el peso es mayor, el tiempo de reacción total de trabajo es de 13 segundos con una fuerza de reacción máxima de 5000 N y 2500 N como fuerza de reacción mínima donde va a oscilar la amplitud.

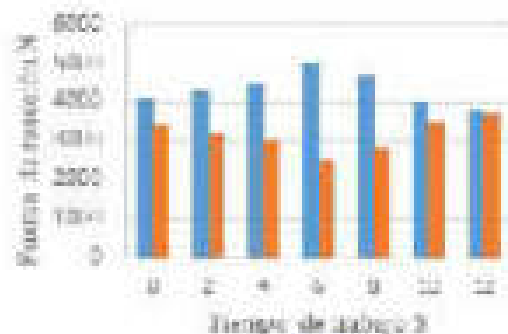


Figura 7. Prueba de resonancia de tracción lado izquierdo

En comparación con el lado derecho el tiempo de trabajo es mayor debido a la diferencia de peso e igualdad de rango de dureza como se aprecia en la figura.

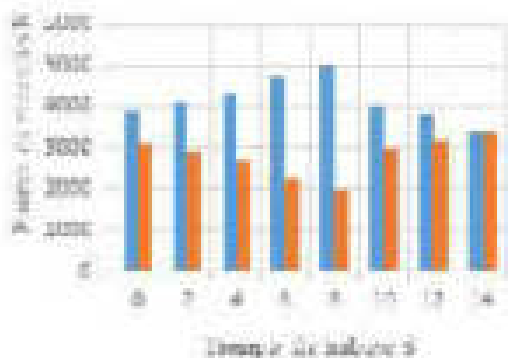


Figura 8. Prueba de resonancia de tracción lado derecho

Este lado termina más rápido segundos después ya que el peso que se ejerce es menor, y a su vez los rangos de fuerza de reacción varían en cantidad mínimas siendo 3000 N la fuerza máxima y 2000 N la fuerza mínima lo que significa que a menor peso del eje las fuerzas de reacción son menores, al igual que su tiempo de trabajo.

#### 4.1.2 Ensayo amortiguador regulable

El amortiguador regulable permite escoger distintos niveles de dureza para este ensayo se escogió un nivel intermedio para de esta forma se observa con mayor facilidad los cambios entre las curvas generadas de un amortiguador hidráulico y uno a gas.



En el nivel 12 de regulación de dureza de la amortiguador se apreció un cambio significativo con respecto a la frecuencia generada como se observa en la tabla 2.

Tabla 2. Resultados prueba de mecanismo de traslación con el eje

	EJE DELANTERO		
	Izquierda	Dif.	Derecha
Frecuencia resonancia	20 Hz	0%	21 Hz
Adherencia suelo	76%	3%	77%
Peso de la rueda	334 Kg	27 Kg	347 Kg
Peso del eje	726 Kg		

El peso de la jena varía demasiado debido a que es una siempre el mismo conductor para todas las pruebas de esta forma se obtiene valores relativamente cercanos entre sí que no alteran los resultados.

En este ensayo se apreció que el porcentaje de adherencia al suelo aumenta a un 76% debido a que la frecuencia aumento a 20 Hz, es decir que si la frecuencia aumenta en un valor significativo, el porcentaje de adherencia al suelo lo hará por igual.

En la figura 9 se observa un cambio significativo en la forma de la onda, llegando a la fuerza de reacción máxima en menor tiempo, esto se debe a que al aumentar el rango de dureza el amortiguador reacciona de forma eficaz ante una fuerza de translación.

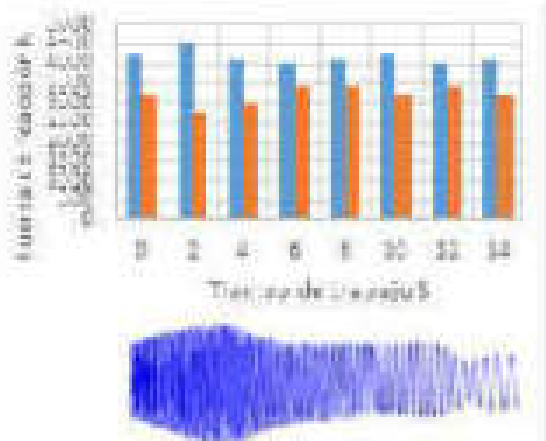


Figura 9. Prueba de mecanismo de traslación con el eje

La fuerza de reacción es reducida debido al menor desplazamiento del amortiguador, esto hace que el amortiguador controle de mejor forma las fuerzas ejercidas por la máquina en la prueba de mecanismo

de translación. Obteniendo como valor máximo de fuerza de reacción 4500 N lo que indica que el control que ejerce el amortiguador contra la fuerza ejercida por la máquina resulta mayor eficacia.

### 4.1.3 Ensayo amortiguador a Gas

En el amortiguador a gas se obtuvo la frecuencia de resonancia con el valor más alto de todos los amortiguadores con un valor de 24 Hz, esto hace que el amortiguador llegue a su fuerza de reacción máxima en menos tiempo que el resto de amortiguadores lo que beneficia a la estabilidad rápida del vehículo, y el control del peso en el freno. Con el mismo peso del eje de 726 Kg el amortiguador a gas permite al vehículo tener un porcentaje de adherencia al suelo del 80% como se observa en la tabla 3. Al tener un valor de adherencia la suela tan alto la estabilidad del vehículo aumenta por igual.

Tabla 3. Resultados prueba de mecanismo de traslación amortiguador a gas

	EJE DELANTERO		
	Izquierda	Dif.	Derecha
Frecuencia resonancia	24 Hz	2%	22 Hz
Adherencia suelo	80%	3%	78%
Peso de la rueda	379 Kg	23 Kg	347 Kg
Peso del eje	726 Kg		

En el amortiguador a gas la fuerza de reacción máxima de 4500 N se alcanza en un menor tiempo siendo este en 2 segundos lo que deja un tiempo de reacción a la fuerza aplicada por la máquina de 12 segundos como se observa en la figura 10, por otro lado a partir del segundo 8 la onda de disipa de mejor forma lo que nos da una mejor resultado en el tiempo de reacción haciendo que la amplitud de la onda aumente substancialmente esto es gracias al nitrógeno comprimido a 4 bares de presión.





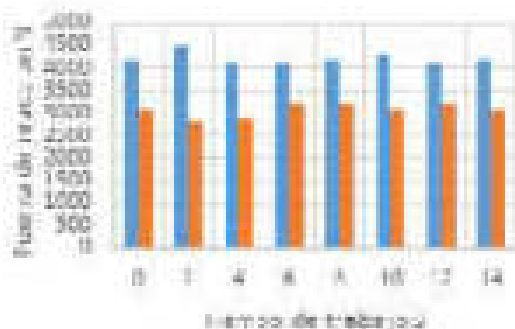


Figura 10: Prueba de Mecanismo de Transición de Choque Incremento de Amortiguador

El rango de agarre y eficacia de una suspensión en buenas condiciones debe estar por encima del 60% aun con la variable del peso con un amortiguador a gas la frecuencia es mayor y se recupera mucho más rápido con respecto a un amortiguador hidráulico.

## 5. DESARROLLO Y COMPARATIVA

### 5.1 Amortiguador hidráulico

En el ensayo del amortiguador hidráulico se aprecia que su frecuencia de resonancia es la de menor valor a comparación de los demás amortiguadores por lo que se transmite menos las irregularidades del terreno al elemento suspendido que es la cabina, pero al mismo tiempo es el menos estable ya que la adherencia al suelo es de solamente el 62% promedio, apenas sobre el límite.

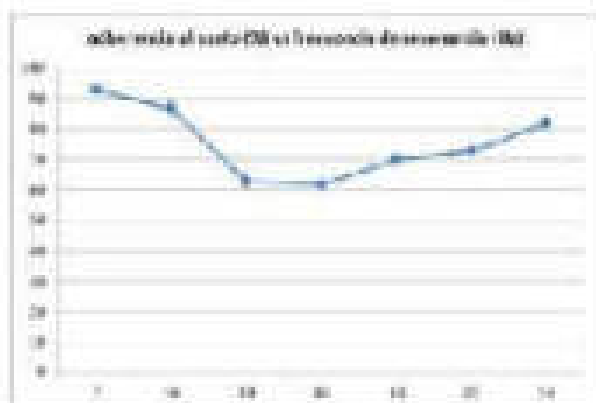


Figura 11: Adherencia al suelo vs frecuencia de amortiguador hidráulico

Como se observa en la figura 11, la curva cae rápidamente en cuanto a adherencia al suelo hasta

llegar a un 62%, pero solamente a 16 Hz; lo que lo hace ideal para ciudad y zonas rurales por su confort, pero no el más indicado para carreteras y curvas sinuosas debido a la poca adherencia al suelo.

### 5.2 Amortiguador a gas

En este sistema, debido al nitrógeno precurtido se pudo evidenciar un aumento significativo en la dureza del sistema de suspensión, reflejado en la frecuencia de resonancia del mismo que aumento en un 43% es decir a 23 Hz promedio, por lo que la conducción con este tipo de amortiguador será considerablemente menos confortable. Por otra parte la adherencia al suelo pasó a ser del 79%, 19 puntos por encima del límite establecido por las normas, y un 17% con respecto al hidráulico, lo que lo hace un sistema mucho más confiable con lo que a estabilidad se refiere.

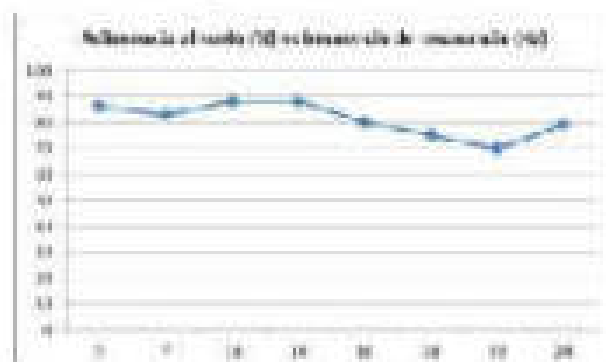


Figura 12: Adherencia al suelo vs frecuencia de amortiguador a gas

La curva de este sistema, mostrada en la figura 12 es mucho más estable, sin pendientes tan pronunciadas, descendiendo solamente hasta un 70% de adherencia en 22 Hz de frecuencia. Este tipo de amortiguador sería la mejor opción si el usuario constantemente transita por carreteras y autopistas, puesto que en estas situaciones es cuando el agarre de los neumáticos es crucial en la buena conducción y control del vehículo.

### 5.3 Amortiguador regulable

En esta prueba se seleccionó una dureza intermedia en el amortiguador, lo que nos arrojó datos de adherencia frecuencia ideales para una conducción mixta, es decir para todo tipo de situaciones, ya sea terrenos irregulares o carreteras de alta velocidad con curvas, puesto que la frecuencia es de 20 Hz el porcentaje de adherencia del 74%, brindando estabilidad y comodidad al momento de conducir bastante aceptable.



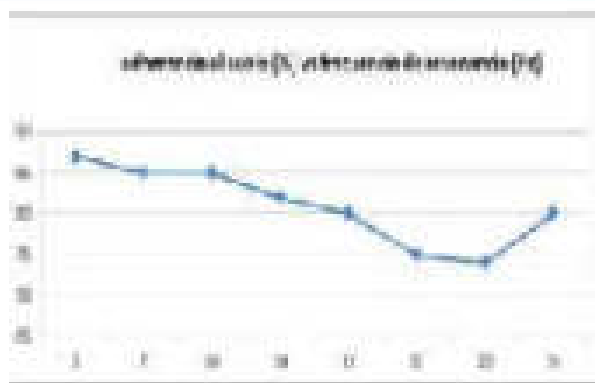


Figura 13: Línea que muestra el porcentaje de adherencia al suelo vs frecuencia de un amortiguador regulable

Como se observa en la figura 13, el descenso de la curva tiene una pendiente muy pequeña y la recuperación del agarre después de la frecuencia límite es abrupta lo que indica que la conducción es bastante equilibrada.

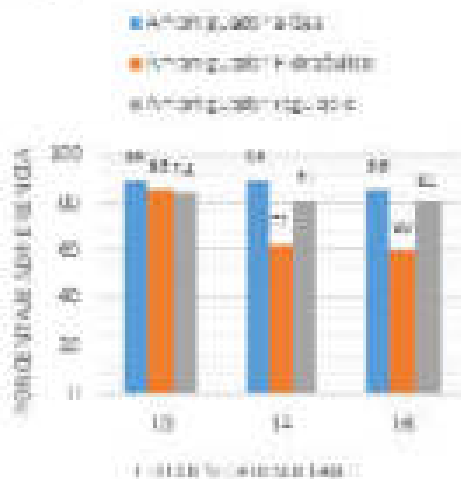


Figura 14: Gráfico comparativo del porcentaje de adherencia al suelo de los tres amortiguadores

En la figura 14, se observa la comparativa de las curvas porcentaje de adherencia al suelo vs frecuencia de resonancia de los sistemas estudiados. De esta manera se observa la diferencia del comportamiento de cada uno y como esto influye en los factores de comodidad y estabilidad.

**6. CONCLUSIONES**

Directamente proporcional a la frecuencia de resonancia absorbida por el sistema suspendido del vehículo, y por lo tanto es inversamente proporcional al confort del habitáculo, es decir que mientras más estable sea un vehículo necesariamente su comodidad será comprometida. Debido a que la dureza del sistema de suspensión aumenta y esto a su vez aumentará la

frecuencia de resonancia del automóvil.

Con esta comparativa de los tipos de amortiguadores se define que los diferentes beneficios de cada tipo de amortiguador según su fabricación, para seleccionar el que se deserviría de mejor manera según el uso y el camino por donde más se transita considerando el modelo y tipo de auto donde se va a instalar, para obtener los mejores beneficios y durabilidad de los mismos. Llegando al resultado deseado de confort o adherencia.

Para tener un mayor confort en el vehículo su primera opción es un amortiguador hidráulico puesto que tiene un menor porcentaje de adherencia es ideal para SUV's y autos que acostumbra caminos no asfaltados y necesitan más confort que adherencia.

Si se necesita mayor adherencia al suelo su primera opción con los amortiguadores a gas que tienen un gran porcentaje de adherencia, pero comprometen un poco su confort, ideal para la mayoría de autos urbanos que transitan por asfalto, puesto que pasan muy fácilmente el régimen de la normativa.

El uso de amortiguadores regulables reúne las mejores características de los dos sistemas antes mencionados llegando a un promedio, pueden ser utilizados en cualquier vehículo, pero ideales para autos de competencia donde pueden ser calibrados según las características del terreno.

**7. REFERENCIAS**

[1] Arellano, C. (s.f.). Sistemas de Dirección y Suspensión del Automóvil. Centro Educativo Salesianos Talca.

[2] Arias, M. (s.f.). Mecánica del Automóvil.

[3] Chacón, V. (2010). Diseño de una Suspensión para un Vehículo Automóvil Basada en Amortiguadores Magneto - Eléctricos. Universidad Carlos III, Madrid.

[4] Helguera, I. (2009). Un Nuevo Modelo De Simulación Para Vehículos Con 4 Ruedas Motrices Y Directrices Basado En La Dinámica



De Fricción De La Rueda Con El Pavimento.  
Universidad Pontificia Comillas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Madrid.

- [5] Revista Carburando edición 202 Pág. 12
- [6] Manual De Reparación Chevrolet para vehículo Aveo
- [7] Ocaña Ocaña, Antonio, Tratado del Automóvil. La técnica del siglo XX, EMI Cie. Año 2000.
- [8] Alberdi, J. (s.f.). Amortiguadores y Suspensión. Universidad de Navarra, Navarra.
- [9] Pichardo, Juan Manuel Tipos de suspensiones independientes (año 2009)
- [10] Dixon JC, 1999, The Shock Absorber Handbook, SAE International, Warrendale, PA, EEUU.
- [11] Milliken FW y Milliken DL, 1995, Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, EEUU.
- [12] Penske Shocks, Adjustable Tech Manual Penske, EEUU, Recuperado «107-09-2004 en el sitio web
- [13] Gervilina e Endera, Camilo Análisis e Importancia de Sistema de Suspensión de Vehículos Litrinos Mediante Modelo Digital
- [14] Mendona Duñaz, Jorge: Oscilaciones y ondas mecánicas.
- [15] Lloret Sebastián, José: Fundamentos de electricidad y magnetismo.

## B. BIOGRAFÍAS



<sup>1</sup>Guillermo Gorly Reyes Campaña - Ingeniero Mecánico Automotriz, Coordinador Investigación - Docente TC Universidad Internacional del Ecuador, Director de artículos y proyectos de investigación, MSc, Maestría en Sistemas Automotrices, Phd(c) Doctorado en Humanidades y Artes con mención en Educación.



<sup>2</sup>Miguel Eduardo Granja Paredes - Ingeniero Mecánico Automotriz, docente TC en la Universidad Internacional del Ecuador, Director de artículos y proyectos de investigación, Phd(c) Doctorado en Humanidades y Artes con mención en Educación.



<sup>3</sup>Juan Leonardo Esuarda de Silva, Ingeniero Automotriz, Universidad Internacional del Ecuador.



<sup>4</sup>Daniel Ricardo Niffo García, Ingeniero Automotriz, Universidad Internacional del Ecuador.





Jaime Homero Baño Chango,  
Ingeniero Automotriz  
Universidad Internacional del  
Ecuador

**REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN**

Fecha recepción 24 septiembre 2018

Fecha aceptación 17 noviembre 2018



## CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS DE LOS PARABRISAS DE FABRICACIÓN NACIONAL

### MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE WINDSCREES OF NATIONAL MANUFACTURING.

Dulhamo Dolly Reyes Campaña<sup>1</sup>, José Andrés Castillo Reyes<sup>1</sup>, Alejandro Antonio Estévez Jiménez<sup>1</sup>, Esteban Andrés Montaña Acea<sup>1</sup>  
Universidad Internacional del Ecuador - UIE, Facultad de Ingeniería Automotriz, Av. Jorge Parroquia y Eloy Alfaro  
jrcampa@uiel.edu.ec, jcastillo@uiel.edu.ec, aestev@uiel.edu.ec, emontana@uiel.edu.ec

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, Vol. 1 Edición 2018, No. 1 (14)

#### RESUMEN

Debido al papel esencial que el parabrisas desempeña en el vehículo, y las distintas calidades que se comercializan en el Ecuador se analizaron diferentes tipos de parabrisas que se ofertan en el territorio ecuatoriano cumpliendo con la norma INEN 1669. Para esto se realizó ensayos destructivos para obtener una valoración y validación de dichos parabrisas, y comprobar si cumplen con la normativa, la cual detalla las especificaciones técnicas que tendrá los vidrios de seguridad automotrices. Los ensayos mostraron que en el país se realizan productos de calidad que logran cumplir los estándares nacionales e internacionales, los mínimos que velan por la seguridad de los ocupantes. A partir de los análisis realizados se determinó que los parabrisas nacionales e importados cumplen la normativa ecuatoriana.

#### Palabras clave:

Normativas, parabrisas, ensayos destructivos.

#### ABSTRACT

Due to the essential role that the windshield plays in the vehicle, and the different qualities that are commercialized in Ecuador, different types of windshields that are offered in the Ecuadorian territory were analyzed, complying with the INEN 1669 norm. For this, destructive tests were carried out, for obtain a valuation and validation of said windshields, and check if they comply with the regulations, which detail the technical specifications that the automotive safety glasses will have. The tests showed that in the country quality products are made that meet national and international standards, the ones that ensure the safety of the occupants. Based on the analyses carried out it was determined that national and imported windshields comply with Ecuadorian regulations.

#### Keywords:

Regulations, windshields, destructive tests.



## 1. INTRODUCCIÓN

En vista a la actual situación del país, las altas tasas arancelarias y las restricciones a las importaciones impuestas de parte del gobierno hacia la industria ecuatoriana, ha dado como resultado el crecimiento de los productos importados, por tal razón la industria ecuatoriana con el afán de reducir costos se ha visto en la necesidad fabricar algunos elementos y piezas automotrices para cubrir con la demanda que presenta el país, las mismas que se rigen a las normas y estándares internacionales que garantizan la seguridad e integridad del consumidor.

La norma INEN 1669 detalla los requisitos de seguridad para todos los vidrios automotrices que se comercializan dentro del territorio Ecuatoriano, mediante ensayos destructivos se logró comparar y determinar las características mecánicas de los parabrisas, concluyendo que los parabrisas que se comercializan en Ecuador cumplen con las exigencias locales de fabricación y garantizan la seguridad de sus ocupantes [1].

Para esta comparación se eligió tres tipos de modelos de parabrisas en estas incluyó dos muestras locales y una regional.

Para asegurar el cumplimiento de la norma INEN 1669 se realizó ensayos destructivos, permitiendo así comparar en las diferentes muestras de parabrisas, determinando que los parabrisas que se comercializan en el Ecuador si cumplen con todos los requisitos y normativas internacionales sin excepción alguna.

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

El parabrisas es una pantalla transparente que protege a los ocupantes de un vehículo, es un elemento de suma importancia ya que aporta al automóvil seguridad tanto activa como pasiva. [2] Este elemento aísla el habitáculo del vehículo con el medio ambiente (lluvia, viento, polvo, etc).

Según el reglamento 43 de la Comisión Europea el parabrisas será de fabricación laminada, dicho elemento consta de 3 piezas: dos láminas de cristal de un grosor aproximado de 2,1 mm cada una, y una lámina de PVB, con un grosor aproximado de 0,76mm. [3]. El Polivinil Butiral (PVB) es una película plástica de alta resistencia elástica. En caso de rotura los trozos de vidrio quedan adheridos a la lámina de PVB impidiendo

su desprendimiento y caída, manteniendo el conjunto dentro del marco y sin interrumpir la visión. También, en caso de impacto de personas u objetos, actúa como barrera de protección y retención, evitando su traspaso y caída al vacío [4]. La composición del conjunto del parabrisas va como se observa en la figura 1.



Figura 1: Composición del parabrisas [3]

La presencia de PVB mejora las propiedades acústicas y aporta con protección contra la radiación ultravioleta. [5]

### 2.1 Impacto de Parabrisas

Impacto se refiere a todo choque violento de una cosa en movimiento contra otra, especialmente de un proyectil contra un blanco [6]. Según un estudio realizado por una empresa regional en el 2009 el cristal más susceptible a roturas de todo el vehículo es el parabrisas, como se observa en el siguiente gráfico. [7]



Figura 2: Porcentaje de rotura de vidrio [7]

De igual manera un estudio realizado por la misma empresa en el 2004 en Francia, determinaron cuales son las principales causas de roturas en los parabrisas, como se observa en el gráfico a continuación. [7]

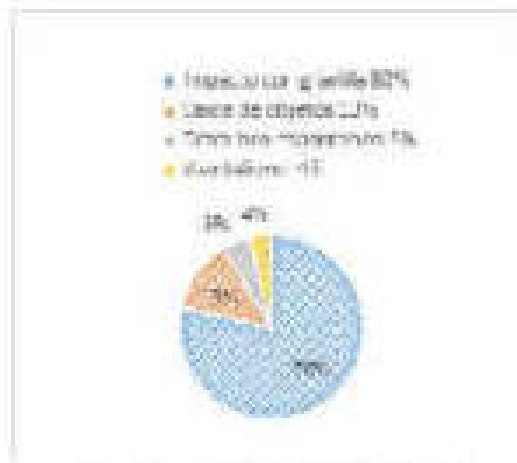


Figura 3: Principales causas de rotura [7]

## 2.2 Daños en Parabrisas

Existen varios tipos de daños que afectan al parabrisas, como el desgaste superficial, no presenta ningún tipo de impacto que perjudique o empore su estado. [7]

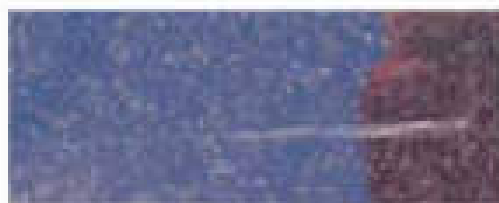


Figura 4: Desgaste superficial [7]

El ojo de buey se considera como un pequeño hoyo en la zona de impacto que se prolonga con una fisura circular, misma que llega hasta la capa interna del PVB [8]



Figura 5: Ojo de buey [8]

Otro daño es considerado a la rotura en estrella, es la más común entre los golpes, suele producirse cuando existen tensiones locales en el vidrio.



Figura 6: Rotura en estrella [8]

Otro factor como el clima, la variación de temperatura y la humedad provocan un comportamiento diferente en parabrisas, aumentando el riesgo de que se produzca un daño o agravando daños ya presentados.

Ya que el parabrisas proporciona un aislamiento con el exterior, tanto la cara interna como externa del mismo son sustancialmente diferentes. También se toma en cuenta el estado del sistema de aire acondicionado o calefacción cerca del cristal, ya que provocan un contraste o diferencia de temperatura. La velocidad de calentamiento o enfriamiento, influyen directamente en la resistencia del parabrisas en situaciones externas, de manera que si se producen cambios bruscos en un periodo corto de tiempo provoca una tensión térmica, ocasionando la apertura de una micro grieta, considerado a la energía cinética total de todos los átomos o moléculas de una sustancia. [9].

Se realizaron tres ensayos destructivos para validar si los parabrisas nacionales e importados cumplen con estándares de seguridad establecidos por la norma INEN 1669, y con algunas normativas internacionales. Para realizar esta investigación, se utilizó 3 muestras de parabrisas de 3 diferentes fabricantes, como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 1. Tabla de muestra

Fabricante	Muestra
Nacional	X
Importada	Y
Nacional (2)	Z

Nacionalmente existen varias normativas para vidrios de seguridad que se encuentran en el reglamento 084 y en la norma INEN 1669.



**Reglamento NTE 084.**

Establece los requisitos mínimos de seguridad que cumplen los vidrios de seguridad empleados en vehículos con el objetivo de proteger la seguridad y vida de los ocupantes. Este reglamento es obligatorio para todos los vidrios de seguridad que se distribuyan dentro del territorio ecuatoriano. Se determinará el cumplimiento y conformidad de este reglamento mediante la norma INEN 1669.

**Norma NTE INEN 1669.**

Esta norma establece los requisitos necesarios para los vidrios de automóviles terrestres, tanto para bridas, lunetas, vidrios laterales ce en estos fijos o móviles de fabricación nacional e importados.



Figura 3. Soportes de muestras.

**Impacto con esfera de acero INEN 1723.**

Esta norma es utilizada para determinar la resistencia al impacto en los vidrios de los automotores y consiste en soltar dos esferas sólidas de acero endurecido desde una altura de 4 metros, sin que se dé ningún impulso, primero la una con 227g de masa y después la otra con una masa de 2,26 kg., impactando a cara frontal de la muestra. El ensayo será satisfactorio siempre y cuando la muestra no presente traspaso después de 5 segundos de impacto [10].

**Impacto con cabeza de maniquí INEN 1724**

La norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1724 [11], es una traducción idéntica de la Norma Internacional ISO 1724:2003 [12]. Consiste en soltar una cabeza de maniquí con una masa de 10 kg, desde una altura de 1,5 metros. El ensayo será satisfactorio siempre y cuando las primeras rajaduras no superaran 80 mm

del punto de impacto, no exista pérdida de adherencia, ni exposición de la lámina (200mm<sup>2</sup>), la masa de astillas no será mayor que 20g y la rajadura mayor no excederá los 30 mm de longitud.

**Impacto con dardo de metal INEN 1725.**

Esta norma aplica únicamente a los vidrios laminados, consiste en soltar un dardo con masa de 200 g desde una altura de altura de 9,14 metros. El ensayo será satisfactorio siempre y cuando el dardo no atraviese la muestra, la muestra no se rompa en pedacos grandes, la pérdida de adherencia será nula y no exista exposición de la lámina.

Es importante mencionar que todas las muestras fueron acondicionadas por un periodo de 4 horas a una temperatura a 20 grados centígrados y con una humedad relativa a 60%. [13]. La normativa nacional se respalda y tiene relación con varias normas extranjeras, en este caso las comparamos con la normativa norteamericana ANSI Z86.1 [14], venezolana COVENIN 199, y con la internacional ISO 3537 [13].

Tabla 2. Condiciones para el ensayo de impacto de vidrio laminado.

	INEN 3537	ANSI Z86.1	COVENIN 199
Muestra *	-	10	10
Dimensión **	30x30	30,5x30,5	30x30
Altura (m)	4	4	3,66
Temp. ***	15-25	21-29	-
Masa ****	227	227-229	226

\* En cm<sup>2</sup>  
 \*\* Dimensiones en milímetros  
 \*\*\* Temperaturas de acero, constante en °C  
 \*\*\*\* Masa incrementada en Kg.

**3. DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

**Impacto con esfera de acero:**

Después de realizar los ensayos de impacto con esfera de acero, con todas las muestras de los tres fabricantes generó un resultado positivo ya que todas las probetas de todos los fabricantes no lograron un traspaso de la esfera después de 5 segundos de impacto. Sando esta la única condición para que se genere un resultado positivo según la normativa INEN 1669.

El resultado del ensayo con esfera de acero en todas

ENERGÍA MECÁNICA CAMBIO CLIMÁTICO Y FUTURO  
 Vol. 7, No. 1, 2016, (p. 1534-1540) - 1538 (p.14)





Las muestras de los fabricantes X, Y, Z, no presenta traspaso alguno.

**Impacto con cabeza de maniquí:**

Es importante mencionar que dicho ensayo es considerado como opcional según la norma INEN 1669, sin embargo para la determinación de resultados de investigación se consideró fundamental, se realizó y genero los siguientes resultados:

Fabricante X: Las muestras del fabricante X generaron un resultado positivo ya que ellas no presentaron ninguna condición establecida por la norma INEN 1669. Como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 3: Resultados fabricante X.

	X1	X2	X3	X4
Espaldarres circulares <sup>a</sup>	10	15	62	10
Peso asillas (g)	9	8,5	7,5	10
Pérdida de adherencia	NO	NO	NO	NO

<sup>a</sup> Distancia en mm

Fabricante Y: Las muestras de este fabricante obtuvieron algunos valores elevados, sin embargo, se encuentran dentro los valores requeridos por la norma INEN 1669; como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 4: Resultados fabricante Y

	Y1	Y2	Y3	Y4
Espaldarres circulares <sup>a</sup>	87	87	72	88
Peso asillas (g)	11,1	13,6	14,4	11,1
Pérdida de adherencia	NO	NO	NO	NO

<sup>a</sup> Distancia en mm

Fabricante Z: Después de realizar el ensayo de impacto con cabeza de maniquí se obtuvieron los siguientes resultados como se observa en la tabla a continuación, sin embargo, los resultados obtenidos en algunos puntos son bastante elevados y casi llegan a los rangos de tolerancia establecidos por la norma INEN 1669.

Tabla 5: Resultados fabricante Z.

	Z1	Z2	Z3	Z4
Espaldarres circulares <sup>a</sup>	72	61	60	76
Peso asillas (g)	13	16,8	16,7	17,9
Pérdida de adherencia	NO	NO	NO	NO

<sup>a</sup> Distancia en mm

En todas las muestras de los fabricantes X, Y, Z, se encontró que no existe ningún tipo de exposición de

la lámina.

**Impacto con dardo de metal:**

Después de realizar el ensayo con dardo de metal se determinó que todas las muestras de los tres fabricantes tienen resultados positivos ya que ninguno presento fragmentación, traspaso del dardo, no existió exposición de la lámina ni pérdida de adherencia como lo menciona la norma INEN 1669.

Con los resultados de las muestras de los fabricantes X, Y, Z, se realizó una valoración final de los resultados obtenidos a lo largo de los tres ensayos, como se observa a continuación, siendo (3) Bueno, (2) Regular y (1) Malo.

Tabla 6: Valoración final de ensayo de los fabricantes

Pruebas	X	Y	Z
Impacto con esfera	3	3	3
De metal con dardo	3	3	3
Impacto con maniquí	2,75	1,91	1,66

**COMPARATIVA RESULTADOS**

Los valores generados para la obtención de los datos cuantitativos fueron tomados en condiciones reales en la ciudad de Quito, ya que muchos de los datos que se obtiene en los manuales técnicos se lo estudia en condiciones ideales, por lo que se utilizó una normativa local, INEN 1669, que paralelamente tiene valores esenciales para la fabricación y comercialización de parabrisas, cuyos datos se observa en las tablas subsiguientes.

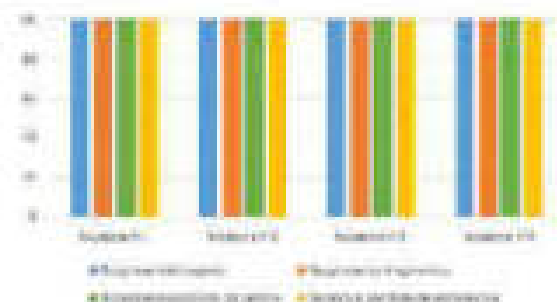


Figura 5: Gráfico de resultados comparativos

Una vez realizada la valoración a cada prueba se le asignó un porcentaje de acuerdo a su importancia, de manera que las pruebas de impacto con esfera de acero y dardo de metal se les asigno un 40 %, mientras que al impacto con maniquí un 20% ya que dicha prueba es



considerada opcional según la norma INEN 1669 [1], como se observa en la siguiente tabla.

Tabla 7: Pruebas de Impacto de los fabricantes en porcentaje de acuerdo a la normativa

Pruebas	N	X	Z
Impacto con cabeza	40%	40%	43%
Impacto con dedo	10%	10%	80%
Impacto con maniquí	15%	12,33%	11,89%
Total	65%	52%	55%

En el siguiente gráfico se observa el resultado obtenido en porcentaje, de cada uno de los fabricantes, según cada una de las pruebas, y el porcentaje total obtenido por cada fabricante según el sumatorio total de cada prueba. Si bien todos los fabricantes logran superar los tres ensayos de impacto realizados, existen algunos que presentan mejores características de seguridad, como es el caso del fabricante X.

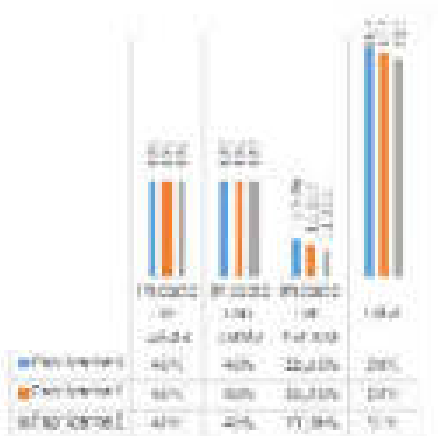


Figura 10: Gráfico de porcentaje de impacto de fabricantes

Con la figura 10 se demuestra que el fabricante X supera en el 3% de características de seguridad que el fabricante Z que es el que dio resultados más bajos, con un 91%, sin embargo, para generar una mejor apreciación de los resultados obtenidos se generó una tabla y un gráfico donde se muestra como serían los resultados obtenidos si el ensayo de cabeza de maniquí fuera obligatorio según la norma INEN 1669. De manera que el máximo porcentaje para todas las pruebas es de 33,3%.

Tabla 8: Pruebas de Impacto de los fabricantes a porcentaje

Pruebas	N	X	Z
Impacto con cabeza	33,3%	33,3%	33,3%
Impacto con dedo	33,3%	33,3%	33,3%
Impacto con maniquí	21,67%	21,67%	21,67%
Total	67%	67%	67%

De esta manera las muestras del fabricante local X son las que presentan mejor características en comparación con los otros fabricantes, el local y el regional como se indica en la siguiente figura.



Figura 11: Gráfico de porcentaje de impacto de fabricantes

En la figura 11 se observa un máximo porcentaje del 33,3% y se demuestra que el fabricante X supera en un 3% de margen de seguridad al fabricante Z el cual presenta el menor porcentaje, al serizado el 65%.

#### 4. CONCLUSIONES

Se concluye que los parabrisas fabricados y comercializados en el Ecuador cumplen con todos los requisitos de calidad y seguridad que establece la norma INEN 1669, como se observa en los resultados obtenidos de los ensayos destructivos, garantizando así la seguridad y bienestar de los ocupantes.

Al nivel nacional todas las pruebas que se realizan generan un proceso, sin embargo, las normativas internacionales establecen el ensayo de impacto con cabeza de maniquí como requisito, la norma INEN 1669 no considera como requisito esta prueba, sin embargo, realizar esta prueba es importante debido a que se comprueba la absorción de impacto que tiene el parabrisas, y si este es capaz de garantizar el bienestar de los ocupantes.



## 5. REFERENCIAS

- [1] INEN, "VIDRIOS DE SEGURIDAD PARA AUTOMOTORES. INEN 1669," 2015. [Online]. Available: <http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2015/2015/AC027022015/1669-1-Enm.pdf>.
- [2] M. R. CRUZ, "INGENIERIA DE PROCESOS EN EL DISEÑO Y FABRICACIÓN DE PARABRISAS PARA AUTOBUS," 2013. [Online]. Available: <http://avalon.cuatitlen2.unam.mx/biblioteca/tesis/1047.pdf>.
- [3] C. E. p. E. d. I. N. U. (CEPE), "Reglamento no 43 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas," 2013. [Online]. Available: <http://infonorma.gencat.cat/pdf/20197089.pdf>.
- [4] Blindex, "Cristal Laminado Blindex," [Online]. Available: [http://www.linquen.cl/site/archivos/56/productos/cod\\_producto\\_3/downloads/PDFm\\_BINDEX\\_SEO.pdf](http://www.linquen.cl/site/archivos/56/productos/cod_producto_3/downloads/PDFm_BINDEX_SEO.pdf).
- [5] E. Universidad de Oviedo, "Lección Vidrio, transformación," [Online]. Available: [http://www6.uniovi.es/ass/fblanc0/Leccion18\\_VIDRIO.TransformacionesVIDRIO.pdf](http://www6.uniovi.es/ass/fblanc0/Leccion18_VIDRIO.TransformacionesVIDRIO.pdf).
- [6] O. D. Online, "Definición de impacto," [Online]. Available: <https://es.oxforddictionaries.com/definicion/impacto>.
- [7] Carglass, "Informe de resultados de parabrisas de impacto a la rotura," 2009. [Online]. Available: [http://imagenes.racc.es/pub/ficheros/adjuntos/adjuntos\\_carglass\\_jaq\\_e93cebc3.pdf](http://imagenes.racc.es/pub/ficheros/adjuntos/adjuntos_carglass_jaq_e93cebc3.pdf).
- [8] F. Carrera Salvador, "Reparación de parabrisas laminados," [Online]. Available: <http://www.appc.es/vmap.com/revista/revista12.pdf#P=brsbrs.pdf>.
- [9] U. d. C. D. d. G. DGE0, "CALOR Y LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA," [Online]. Available: <http://old.dge.gub.ve/v-jainizunza/doc/encia/fisica/exp13.pdf>.
- [10] INEN, "VIDRIOS DE SEGURIDAD DE TERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL IMPACTO CON ESFERA DE ACERO," 2011. [Online]. Available: <https://ia801900.us.archive.org/31/items/Acta%2017232011/Acta%2017232011.pdf>.
- [11] INEN, "VEHÍCULOS DE CARRETERA. CONECTORES PARA UNIONES ELÉCTRICAS ENTRE VEHÍCULOS TRACTORES Y VEHÍCULOS REMOLCADOS," 2014. [Online]. Available: [http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2014/EXTRACTO\\_2014/A0Ctda\\_ben\\_iso\\_1724extracto.pdf](http://www.normalizacion.gob.ec/wp-content/uploads/downloads/2014/EXTRACTO_2014/A0Ctda_ben_iso_1724extracto.pdf).
- [12] ISO, "Vehículos de carretera - Conectores para la conexión eléctrica de vehículos remolcados y remolcados - Conector de 7 polos tipo 12 N (normal) para vehículos con tensión de alimentación nominal de 12 V," 2003. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standard/30213.html>.
- [13] INEN, "VIDRIOS DE SEGURIDAD DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA AL IMPACTO CON DARTO," 2011. [Online]. Available: <https://ia801600.us.archive.org/14/items/Acta%2017252011/Acta%2017252011.pdf>.
- [14] ANSI, "American National Standard for Safety Glazing Materials for Glazing Motor Vehicle and Motor Vehicle Equipment," 2007. [Online]. Available: [http://www.interstoglass.org/content/17473/download/cont/18339\\_Draft\\_ANSI\\_Z36\\_11.pdf](http://www.interstoglass.org/content/17473/download/cont/18339_Draft_ANSI_Z36_11.pdf).
- [15] ISO, "Vehículos de carretera - Materiales de acristalamiento de seguridad - Pruebas



me.cindes,” 2015. [Online]. Available: <https://www.iso.org/standards/62115.html>.

REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN	
Fecha recepción	26 octubre 2018
Fecha aceptación	28 noviembre 2018

## 6. BIOGRAFÍA



<sup>1</sup>Guillermo Goby Reyes Campaña - Ingeniero Mecánico Automotriz, Coordinador Investigación - Docente TC Universidad Internacional del Ecuador, Director de artículos y proyectos de investigación, MSc, Maestría en Sistemas Automotrices, Phd(s)

Doctorado en Humanidades y Artes con mención en Educación.



<sup>2</sup>José Andrés Castillo Reyes - Ingeniero Mecánico Automotriz, Director Académico - Docente TC Universidad Internacional del Ecuador, Director de artículos y proyectos de investigación, MSc, Maestría en Gerencia y Liderazgo Educativo, Phd(s)

Doctorado en Humanidades y Artes con mención en Educación.



<sup>3</sup>Alejandro Antonio Estévez Jiménez, Ingeniero Mecánico Automotriz



<sup>4</sup>Patricio Andrés Montaña Arco, Ingeniero Mecánico Automotriz



## IDENTIFICACIÓN Y ANÁLISIS DE EVENTOS TRANSITORIOS EN MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA MEDIANTE LA POSICIÓN DE CIGÜEÑAL Y ÁRBOL DE LEVAS, UTILIZANDO PROCESAMIENTO DE SEÑALES

### IDENTIFICATION AND ANALYSIS OF TRANSITIONAL EVENTS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES THROUGH THE POSITION OF CRANKSHAFT AND CAMSHAFT, USING SIGNAL PROCESSING

Néstor Diego Rivera Dazpovarik<sup>1</sup>, Diógenes Leonardo Durán Durán<sup>2</sup>, Pável Andrés Molina Casapovarik<sup>3</sup>, Ángel Giovanni Paucar Uchalea<sup>4</sup>, Esteban Pável Calleca<sup>5</sup>, Darwin Durán de Vináfia Pacheco<sup>6</sup>

<sup>1</sup>Universidad Politécnica Salesiana-Grupo de Investigación en Ingeniería del Transporte, Calle Vía 1730 y Eje L24, tel: +593 995 261221, nrivera@ups.edu.ec, <sup>2</sup>angel.g@ups.edu.ec, <sup>3</sup>paucara@ups.edu.ec, <sup>4</sup>apauca@ups.edu.ec, <sup>5</sup>ucalleca@ups.edu.ec, <sup>6</sup>durand@ups.edu.ec

Revista Energía Mecánica, Innovación y Futuro, Vol. 8, Edición 2018, Núm. 1 (14)

#### RESUMEN

En este trabajo se pretende la identificación de los eventos transitorios en motores de combustión interna de encendido por compresión, mediante la adquisición de diferentes señales del motor y un análisis de otras variables como son las vibraciones mecánicas, el ruido y las detonaciones producidas en la cámara de combustión. Posteriormente esta información es complementada con las cotas de ajuste del motor, para lograr mejores estimaciones, además durante el desarrollo de este proyecto se implementó un software que permite decomponer y obtener información específica de cada una de las fases de funcionamiento del motor (admisión, compresión, combustión y escape).

En cada fase de funcionamiento se procedió a realizar un estudio de las señales de ruido, detonación y vibraciones, mediante la aplicación de la transformada rápida de Fourier (FFT), y una correcta selección de las ventanas temporales para cada caso, asimismo se ha efectuado un análisis estadístico con la finalidad de determinar que señal proporciona más información a cada evento transitorio durante el funcionamiento de un motor de combustión interna.

#### Palabras clave:

Sensor knock, acelerómetro, micrófono, eventos transitorios, ventana temporal, espectro frecuencial, cigüeñal y árbol de levas.

#### ABSTRACT

The purpose of this paper is to identify the transient events in a compression ignition engine through the acquisition of different engine signals and an analysis of other variables such as mechanical vibrations, noise and detonations produced in the chamber of combustion. Later this information is complemented with the specific stroke valve timing for this engine in order to obtain accurate estimates. In addition, during the development of this project software was implemented to decompose and obtain specific information to each of the phases of the engine operation (admission, compression, combustion and exhaust).

In each engine stage a study of noise, detonation and vibration signals was carried out through the application of the fast Fourier transform (FFT) and a correct selection of the temporal windows for each specific case. Statistical analysis was performed in order to determine which signal provides more information to each transient event during the operation of an internal combustion engine.

#### Keywords:

Knock sensor, accelerometer, microphone, transient events, temporal window, frequency spectrum, crankshaft and camshaft.



## 1. INTRODUCCIÓN

El siguiente documento presenta el proceso realizado para la identificación y análisis de eventos transitorios en motores de combustión interna mediante la adquisición y procesamiento de señales obtenidas a partir de diferentes sensores. Dichos sensores se encuentran referenciados con respecto a la posición del cigüeñal y árbol de levas. Posteriormente se obtienen señales complementarias que permitan un mejor estudio del comportamiento del motor.

Al iniciar el proyecto se estudia las bases mecánicas y termodinámicas del funcionamiento del motor de combustión interna, además de las modificaciones realizadas a estos motores para optimizar su funcionamiento y los sensores que poseen los mismos para monitorear y optimizar su funcionamiento bajo distintas condiciones.

Adicionalmente se procede a adquirir cada una de las señales necesarias para el desarrollo del proyecto mediante una tarjeta de adquisición de datos (DAQ). Las cotas de reglaje del motor son obtenidas para identificar cada ciclo de trabajo y posteriormente realizar una validación de los datos empleando elementos de inferencia y tratamiento para llegar a la toma de decisiones, por lo cual 10 muestras son adquiridas en condiciones normales de funcionamiento del motor.

Luego se efectúa una selección de la ventana temporal más adecuada, para finalmente realizar un análisis estadístico y un diseño experimental en donde el ancho de la ventana es variado. Además un análisis Anova es realizado para extraer conclusiones con respecto a la hipótesis inicial, la cual consiste en determinar el mejor tratamiento para analizar eventos transitorios en motores de combustión interna. Del mismo modo se realiza una comparación de Tukey la cual consiste en comparar las medidas de tratamiento de una experiencia y evaluar la hipótesis, donde luego los datos obtenidos son analizados en cada fase mediante los gráficos de caja con sus respectivos factores como cuartiles, bigotes y valores atípicos para proceder a realizar una comparación de resultados frente a cada tipo de ventana en el dominio de la frecuencia y elegir la más idónea para cada evento. El motor durante este estudio fue analizado bajo condiciones normales de funcionamiento para posteriormente introducir una perturbación en el sistema de inyección a la cual se denomina falla.

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

### 2.1 MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna, es una máquina que obtiene energía mecánica a partir de la energía química contenida en un combustible que arde dentro de una cámara de combustión.

El proyecto se realiza en un motor de encendido por compresión o motor Diesel, las características de este tipo de motores son las altas presiones que se generan en el interior del cilindro y la combustión se da debido al autoencendido del combustible debido a estas presiones.

En el desarrollo práctico un motor posee las siguientes modificaciones al sistema de distribución para obtener la mayor potencia del motor y una mayor eficiencia. A estas modificaciones se las llama "Cotas de Reglaje" y son las siguientes:

- Adelanto en la apertura de la admisión (AAA): Es el momento en el cual la válvula de admisión se abre antes que el pistón llegue al PMS, después de haber completado la carrera de escape.
- Retraso en el cierre de la admisión (RCA): Debido a la inercia de los gases al final de la admisión esta sigue entrando en el cilindro, por lo que válvula de admisión se cierra un poco después de que el pistón llegue a su PML.
- Adelanto al encendido (AE) o de la inyección (AI): Este momento se da para compensar el tiempo necesario para que al final de la combustión, el movimiento del pistón en su fase de trabajo sea mínimo.
- Adelanto en la apertura de escape (AAE): La válvula de escape se abre completamente antes de que el pistón comience hacer el barrido de los gases, debido a que puede haber presión en los gases al momento que el pistón comienza a desplazarse hacia el PMS, por lo que hay pérdidas de energía [3].
- Retraso en el cierre del escape (RCE): La válvula de escape se cierra después de que el pistón ha completado la carrera de escape y alcanzado el PMS, esto se da para que los gases quemados calgan por completo del cilindro y no quede residuos que impidan entrar a la mezcla fresca.



En la figura 1 se observa las cotas de reglaje en la distribución, como son (AAA), (RCA), (AI), (AAE) y (RCE).



Figura 1. Diagrama de Distribución (%).

### 2.1 Adquisición de señales de los sensores.

Los sensores utilizados para adquirir las señales y posteriormente ser analizadas fueron el sensor CKP (sensor de posición del cigüeñal) y el sensor CMP (sensor de posición del árbol de levas), como se muestra en la figura 2. El hardware usado para la adquisición de datos fue una tarjeta NI DAQ de National Instruments, debido a que sus características están acordes a las necesidades estipuladas en este proyecto. El procesamiento de señales tanto del sensor CKP como CMP se realizó mediante el software LabVIEW.

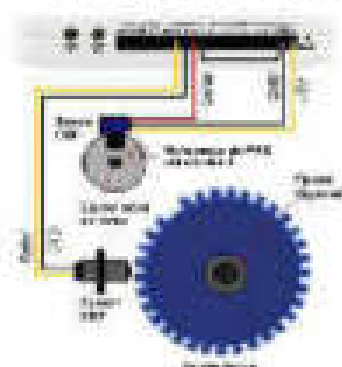


Figura 2. Conexión de los sensores con la DAQ para adquisición de datos CKP, CMP (1).

### 2.2 Sincronización de señales.

Para realizar la sincronización de las señales fueron usados el sensor CKP, sensor CMP y una pinta asperimétrica la cual es utilizada para determinar el instante en el que se da la inyección de combustible en el cilindro. Todas estas señales determinan eventos transitorios en motores de combustión interna y se obtienen en un mismo período de tiempo.



Figura 3. Señal sensor CKP, CMP y Pinta de asperimétrica

Se identifica que la rueda fónica del sensor CKP tiene 58 dientes y un espacio hueco equivalente a 2 dientes. Estos dos dientes faltantes son detectados por la ECU y son utilizados para determinar el punto muerto superior y sincronizar el sistema. Por cada diente se genera un ciclo de una señal alterna por lo que en una vuelta completa de la rueda fónica hay 58 ciclos de la señal y un ciclo de mayor amplitud debido a los dientes faltantes. Cada diente de la rueda fónica equivale a 6 grados.

El punto muerto superior (PMS) está situado 19 dientes después del diente grande debido a la velocidad del procesamiento de la ECU. El punto muerto inferior (PMI) está situado 30 dientes después, es decir, en el diente 49, como se muestra en la figura 4.



Figura 4. Rueda fónica del eje de levas identificación del PMI y PMS

### 2.4 Identificación de eventos

Para obtener las cotas de reglaje del motor, este fue desarmado para poder tener acceso a las válvulas de admisión y escape. Al retirar la tapa de válvulas, se determina cuales válvulas corresponden al sistema de admisión o escape. A continuación el cigüeñal es girado en sentido horario para verificar la posición angular en la que se produce la apertura y cierre de las válvulas.

- La primera válvula en abrirse es la válvula de escape alrededor de 30 grados antes del PMI.
- La válvula de admisión es la siguiente en abrirse a 20 grados antes de que el pistón llegue al PMS, mientras la válvula de escape continúa aún abierta.
- La válvula de escape se cierra a 10 grados después

de que el pistón haya pasado el PMS, por lo que deducimos que el cruce de válvulas es de 30 grados.

- La válvula de admisión se cierra a los 43 grados después del PMI.

- Mediante la pinta Amperométrica se detecta que el adelanto a la inyección es de 18 grados antes de que el pistón llegue al PMS.

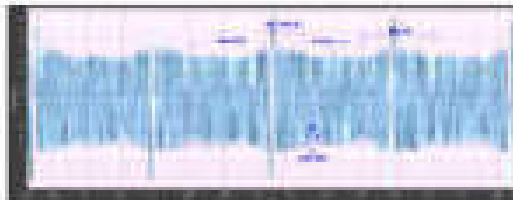


Figura 3. Ubicación de Fuerzas en Motor de Combustión Interna

### 2.5 Extracción de características

Para realizar un análisis completo de los eventos de transición en el motor de combustión interna bajo estudio fueron extraídas las características de los siguientes señales: knock Sensor (sensor de detonación), micrófono (ruido) y un acelerómetro uniaxial, el cual determina las vibraciones del motor.

- Para la adquisición de la señal de detonación del motor fue utilizado el sensor Knock de BOSCH, el cual fue colocado perpendicularmente al motor mediante un pad especial. La señal es adquirida por medio de una tarjeta (DAQ) para luego ser procesada en el software Labview.



Figura 4. Señal del sensor Knock

- Para la adquisición de la señal de ruido del motor, se utilizó el micrófono HT378B02, el cual fue situado según la norma ISO 3745.

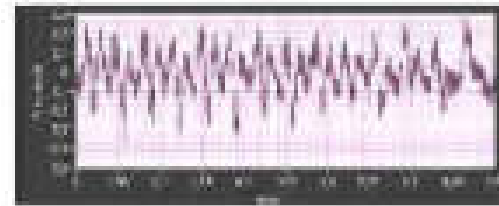


Figura 7. Señal del Micrófono

- Para la adquisición de la señal de vibraciones en el motor, fue utilizado un acelerómetro uniaxial, el mismo fue colocado en forma perpendicular al motor mediante un pad especial.

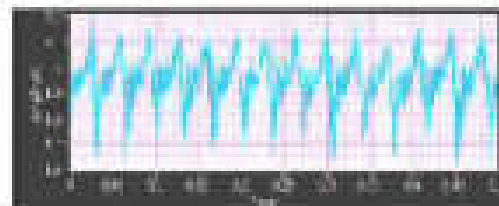


Figura 8. Señal del Acelerómetro

## 3. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN

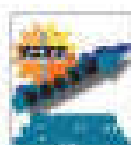
El objetivo de la validación de datos es proporcionar observaciones coherentes acerca de un proceso con base a la información contenida en la muestra. Estas simulaciones tienen como objetivo ayudar en la toma de decisiones [5].

### 3.1 Elementos de inferencia y tratamiento

Para este apartado se procede con la adquisición de 10 muestras de las señales del CKP, CMP, pinta amperométrica, micrófono, sensor knock y acelerómetro cada 10 minutos en condiciones normales de funcionamiento del motor, después se procede a aplicar una ventana a cada evento, para calcular la media, varianza, desviación estándar, mediana, máximo, mínimo, potencia, energía, factor curtosis, simetría, rms. Finalmente se realiza un diseño experimental variando el ancho de la ventana y luego un análisis ANOVA y la comparación de TUKEY [6].

### 3.2 Diseño Experimental

Para el diseño experimental se cambia el ancho de las ventanas de cada evento transitorio del motor de combustión interna, para después realizar una comparación de resultados frente a cada tipo de ventana. Para lo cuales se aplican tres anchos de ventanas diferentes a cada evento de las señales del Sensor Knock, Acelerómetro, Micrófono.





### 3.3 Análisis ANOVA

Para las señales del sensor knock, micrófono y acelerómetro, durante los tiempos de trabajo, se calculan la media, varianza, desviación estándar, mediana, máximo, mínimo, potencia, energía, factor crestos, asimetría y RMS, utilizando los siguientes tipos de ventanas: Completa, Rectangular, Hanning, Hamming y Gaussiana.

Para el análisis ANOVA se utiliza el programa Minitab que proporciona información tanto gráfica como numéricamente, a cerca de los datos estadísticos de las muestras adquiridas para cada sensor.

Una vez identificados los valores estadísticos en dicho programa se procede a realizar una tabla de priorización de señales obtenidas para la identificación de eventos.

Tabla 7. Resultados prueba de hipótesis a de fase de admisión

Sensor	Admisión	Compresión	Combustión	Escape
Knock	3	3	3	3
Acelerómetro	11	11	11	11
Micrófono	3	3	3	3

La tabla anterior indica que hay 3 valores estadísticos válidos, para el análisis en la fase de admisión. Por lo que se procede a escoger los que tienen más valor estadístico en la fase de admisión, comprensión, combustión y escape correspondiente.

La señal del acelerómetro (vibraciones), indica que todos los valores estadísticos son idóneos para el análisis de la hipótesis debido a que el sensor es normalizado. La señal del Sensor Knock (detonación), indica que el sensor no es normalizado.

Finalmente se analizan los valores estadísticos de la señal del micrófono en admisión y combustión, para comprensión y escape los valores estadísticos del acelerómetro y finalmente con el sensor knock se analiza para combustión ya que es muy importante esta fase.

### 3.4 Comparación de Tukey

Este método sirve para comparar las medidas de trastamiento de una experiencia. Este método se aplica para evaluar la hipótesis.

Con este método se compara que los valores estadísticos en el análisis Anova son muy parecidos a los valores que se obtiene en la comparación de Tukey.

### 3.5 ANÁLISIS DE EVENTOS TRANSITORIOS ADQUIRIDOS

El análisis de los eventos transitorios del motor en las distintas fases, se hace según la tabla 1 de priorización mostrada anteriormente. El análisis fue realizado mediante las gráficas de caja ya que describen las propiedades de Forma y Medias.

En forma la caja representa el 50% central de los datos, la mediana es la línea que atraviesa la caja, las líneas que se extienden de la caja es el 25% superior e inferior de los datos.

#### 3.5 Fase de Admisión

Para el análisis en admisión se trabaja con la señal del micrófono como se menciona anteriormente en la tabla de priorización.

La ventana rectangular no es buena para analizar la fase de admisión ya que varía mucho sus valores, las que tienen mejores resultado son las ventanas Hanning, Hamming y Gaussiana.

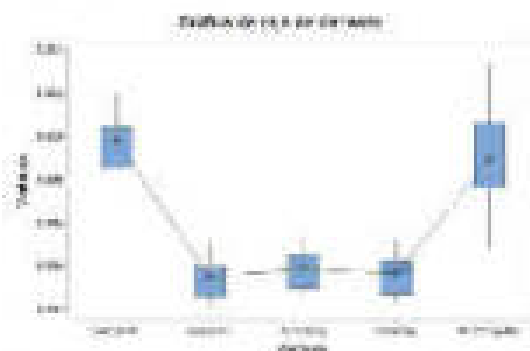


Figura 8. Gráficas de cajas de variación en Admisión

#### 3.7 Fase de Compresión

En comprensión se analiza la señal del acelerómetro. Las ventanas, Hanning, Hamming y Gaussiana son las que dan mejores resultados en comparación de la ventana rectangular según las gráficas de cajas y bigotes.

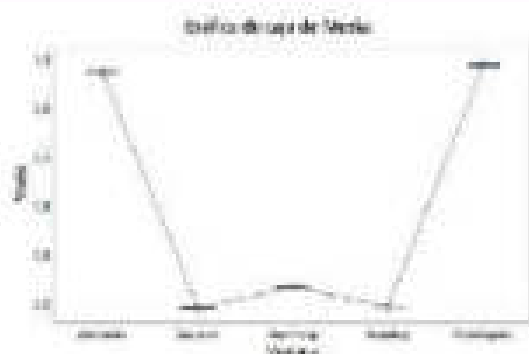


Figura 10. Gráfico de cajas de variación en Compresión

### 3.3 Fase de Potencia

Para el análisis en potencia o combustión se trabaja con la señal del sensor knock. La ventana rectangular es buena para analizar la fase de combustión ya que da mejores resultados ante las ventanas, Hamming, Hamming y Gaussiana según las gráficas de cajas y bigotes.

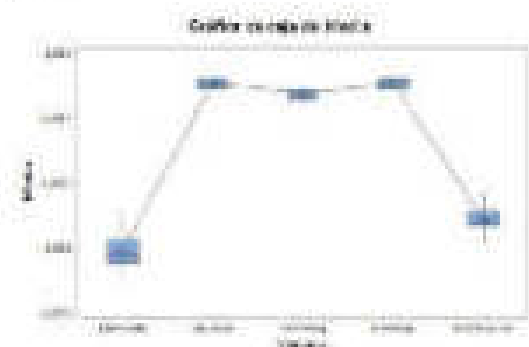


Figura 11. Gráfico de cajas de variación en Escape

### 3.3 Fase de Escape

Para el análisis en la fase de escape se trabaja con la señal del acelerómetro. Las ventanas Hamming, Hamming y Gaussiana no son buenas para analizar la fase de escape, siendo la ventana rectangular la que presenta mejores resultados.

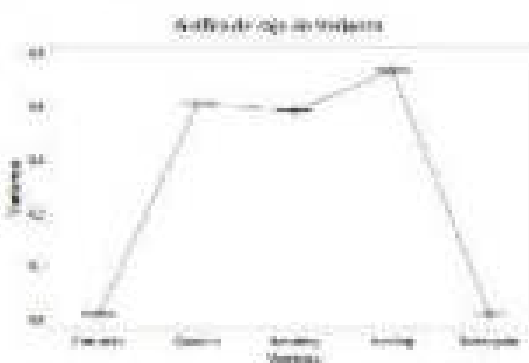


Figura 12. Gráfico de cajas de variación en Escape

### Comparación de resultados frente a la ventana Hamming.

Los resultados de la FFT obtenidos tras la aplicación de la ventana Hamming como Hamming son similares en sus espectros, debido a las características que tienen estas ventanas, ambas señales poseen picos bien definidos para el análisis de la Detonación en Compresión.

### Comparación de resultados frente a la ventana Hamming.

Los resultados de la FFT muestran que la ventana Hamming tiene un pico mayor en 30Hz y la ventana Rectangular tiene picos más definidos lo que indica que para analizar la vibración en explosión se debe utilizar la ventana Rectangular.

### Comparación de resultados frente a la ventana Gauss.

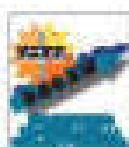
Los resultados de la FFT muestran que las dos ventanas tienen picos bien definidos para analizar Ruido en escape.

### Comparación de resultados frente a la ventana Rectangular.

Los resultados de la FFT determinan que la ventana Rectangular tiene un pico mayor en 52Hz y la ventana Gaussiana tiene picos un poco más definidos, lo que indica que para analizar el Ruido en admisión se debe utilizar la ventana Gaussiana.

### Análisis de FFT de las señales de Detonación, Vibración y Ruido en condiciones normales del motor y con la posterior introducción de una falla.

Como se puede ver la señal de detonación sin fallas tiene menos armónicos que la señal de detonación con falla en la inyección, esto indica que el motor no funciona correctamente al momento de la detonación, la FFT después de la introducción de un fallo no tiene una frecuencia constante de detonación debido a la presencia de algunos picos grandes. Mientras que en la FFT sin falla tiene una frecuencia constante de detonación que es 55.2 Hz.



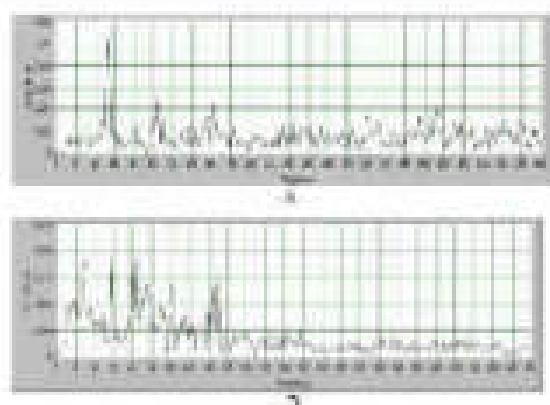


Figura 13. A) FFT Deformación en condiciones normales B) FFT Deformación con falla

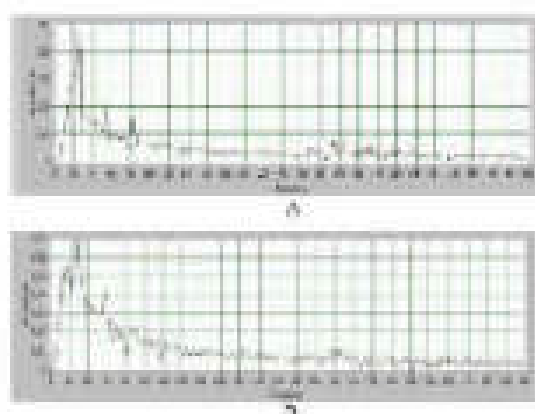


Figura 14. A) FFT Vibración en condiciones normales B) FFT Vibración con falla

La señal de ruido en condiciones normales tiene una amplitud de 0.06 a 55.2 Hz, mientras que la señal con falla tiene una amplitud de 0.13 a 18 Hz y 21 Hz, lo que indica que la señal con fallas en el sistema de inyección difiere a la señal inicial tanto en amplitud como en frecuencia.

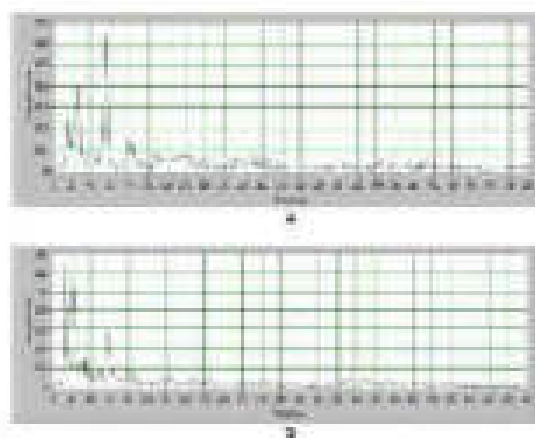


Figura 15. A) FFT Ruido en condiciones normales B) FFT Ruido con falla

#### 4. CONCLUSIONES

- Para realizar la validación de los datos de la hipótesis planteada (cuál es el mejor tratamiento para analizar eventos transitorios en motores de combustión interna), se realizó un análisis Anova y una comparación de Tukey en base a inferencia estadística y diseño experimental debido a que la inferencia estadística se apoya en datos estadísticos para hacer observaciones válidas de un proceso y ayudar en la toma de decisiones, mientras el diseño experimental se basa en realizar pruebas estadísticas para resolver un problema.

- Realizado el análisis Anova se llega a establecer que todos los valores estadísticos de la señal del acelerómetro (vibraciones) son idóneos para el análisis de la hipótesis debido a que el sensor es normalizado, la señal del micrófono (ruido) permite analizar la carrera de admisión y explosión debido a la ubicación del micrófono, y la señal del sensor knock (detonación) indica que los valores estadísticos son poco confiables al no ser un sensor normalizado.

- Con la comparación de Tukey se llega a determinar que existe una diferencia significativa entre las ventanas Gaussiana-Completa, Hamming-Completa, Hanning-Completa, Rectangular-Completa, Rectangular-Gaussiana, las cuales sirvieron para realizar el análisis de la hipótesis.

- Para identificar qué tipo de ventana, ancho de ventana y tipo de variable es la adecuada para tratamiento adecuado de los eventos transitorios del motor, se realizó una interacción, la cual determina qué factores dependen de otros llegando a la conclusión de que el mejor tratamiento para analizar eventos transitorios en motores de combustión interna es:

- Para la fase de Admisión es adecuado realizar un análisis con la variable de ruido, Factor de Curtosis y con una ventana Gaussiana de 26.2 grados.

- Para la fase de Compresión es adecuado realizar un análisis con la variable de Knock, Factor de Cresta y con una ventana Hamming de 134 grados.

- Para la fase de explosión es adecuado realizar un análisis con la variable de vibración, Factor de

Corto de  $y$  con una ventana rectangular de 148 grados.

• Para la fase de escape es adecuado realizar un análisis con la variable de ruido factor de crestas y con una ventana Hanning de 190 grados.

## 5. RECOMENDACIONES

• Continuar con el desarrollo del proyecto, por lo que se recomienda a los futuros interesados, seguir optimizando la aplicación realizada en Labview, ya que el nodo lo puede seguir siendo implementando en diferentes estudios de motores de combustión interna, tanto para la detección de fallas como alargar la vida útil de los mismos.

• El software desarrollado posee varias ventajas (libre acceso y fiabilidad), y algunas similitudes con respecto a los equipos costosos que se utilizan para verificar fallas en los motores, como por ejemplo los scanners que se utilizan para verificar las fallas del vehículo. Por ello es una herramienta útil para investigaciones futuras.

## 6. REFERENCIAS

- [1] Castro, A. I. (2013). Motor de Gasolina (Otto de 4 Tiempos).
- [2] Klever, M., & Solano, W. (2010). Conversión de un motor de carburador a inyección. Obtenido de Universidad Técnica del Norte (Ibarra).
- [3] Niñez Orozco, & González Oropeza. (2004). Apuntes de Principios de Energética. Recuperado el 12/4, de Física Universitaria México.
- [4] Porras y Soriano. (03 de 09 de 2014). Universidad de Castilla-La Mancha. Obtenido de Ciclo Real de Funcionamiento.
- [5] Ugalde, M. L. (Octubre de 2007). Núcleo Mecánica de Vehículos Livianos.
- [6] Motor de cuatro tiempos. Ciclo Diesel. (s.f.).

## 7. BIOGRAFÍA



Néctor Diego Rivera Campoverde, Magister en Sistemas Automotrices por la Escuela Politécnica Nacional, Ingeniero Mecánico Automotriz, actualmente es Profesor de la Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca, Miembro del Grupo de Investigación de Ingeniería del Transporte GIIT en la Línea de Investigación de Ingeniería del Mantenimiento Automotriz y Eficiencia Energética, Coordinador del Proyecto Cuyero en el que ha desarrollado trabajos enfocados a la detección y diagnóstico de fallos en motores de combustión interna mediante Inteligencia Artificial. Ha participado como ponente y revisor en varios Congresos Nacionales e Internacionales. Actualmente cursa el programa de Doctorado en Ingeniería Mecánica en la Universidad Politécnica de Madrid. Autor para correspondencia [rivera@ups.edu.ec](mailto:rivera@ups.edu.ec).



Cristian Leonardo García García, Ingeniero Mecánico Automotriz por la Universidad Politécnica Salesiana 2007, Máster Universitario en Ingeniería del Mantenimiento por la Universidad Politécnica de Valencia 2012, actualmente estudiante de Doctorado por la Universidad de Mérida Venezuela. Director de Carrera de Ingeniería Automotriz de la UPS-sede Cuenca. Docente Titular-Auxiliar de la UPS. Docente Maestría Sistemas Automotrices Universidad Politécnica Nacional, 2013-2015. Docente Maestría en Gestión del Mantenimiento, Universidad del Azuay, 2015. Responsable de proyectos de investigación en el área de mantenimiento predictivo para el diagnóstico de motores de combustión. Participación en Congresos nacionales e internacionales.





Paúl Andrés Molina  
Campoverde, Ingeniero  
Mecánico Automotriz por la  
Universidad Politécnica  
Salesiana 2014, Máster  
Universitario en Ingeniería  
Mecánica por la Universidad  
Politécnica de Valencia 2016.  
Docente de la Universidad

Politécnica Salesiana sede Quito. Responsable del grupo de Asociacionismo Juvenil Club Automotriz. Participación en Congresos Nacionales.



Angel Geovanny Paucar  
Urdiales, Ingeniero Mecánico  
Automotriz por la Universidad  
Politécnica Salesiana 2012,  
Magister en Sistemas  
Automotrices por la Escuela  
Politécnica Nacional 2016.  
Director de la Carrera de  
Ingeniería Automotriz de la

UPS - sede Quito. Responsable del grupo de diseño y fabricación de vehículos de competencia UPS-Quito. Docente Titular Auxiliar de la UPS. Participación en Congresos Nacionales.

Cristian Paúl Calle Jara, Ingeniero Electrónico, por la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca miembro del Grupo de investigación de Ingeniería del Transporte en la línea de investigación de Ingeniería del Mantenimiento Automotriz.

Darwin Gonzalo Viluña Pacheco, Ingeniero Electrónico, por la Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca miembro del Grupo de investigación de Ingeniería del Transporte en la línea de investigación de Ingeniería del Mantenimiento Automotriz.

#### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción 20 octubre 2018

Fecha aceptación 18 diciembre 2018



## DETERMINACIÓN DEL TORQUE Y POTENCIA DEL MOTOR DAEWOO SOHC 1.5 LT UTILIZANDO MATERIALES TERMOPLÁSTICOS EN EL COLECTOR DE ADMISIÓN

### DETERMINATION OF THE TORQUE AND POWER OF THE DAEWOO SOHC ENGINE 1.5 LT USING THERMOPLASTIC MATERIALS IN THE ADMISSION COLLECTOR

Juan Ortiz<sup>1</sup>, Carlos Calderón<sup>1</sup>, Víctor Zambrano<sup>2</sup>, José Quero<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidad de los Platos, Avenida ESPE, Facultad de Ingeniería Automotriz, Loja, Loja, Ecuador  
Jortiz@espe.edu.ec<sup>1</sup>, ccalderon@espe.edu.ec<sup>1</sup>, v Zambrano@espe.edu.ec<sup>1</sup>, jquero@espe.edu.ec<sup>1</sup>

Revista Energía Mecánica: Innovación y Futuro, V.11 Edición 2018, No. 7 (74)

#### RESUMEN

La investigación se basó en determinar el torque y potencia de un motor Daewoo SOHC 1.5 L, al cambiar el múltiple de admisión estándar por otros de material termoplástico, se realiza la modelación en el Software CAD e impresión en la impresora 3D del colector de admisión en tres diferentes materiales termoplásticos ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno), PLA (Ácido Poliláctico) y PET (Polietileno Tereftalato).

Se implementa cada uno de los múltiples y se realizaron las pruebas de torque, potencia bajo las mismas condiciones para cada tipo de colector de admisión, se presentan los diagramas de torque y potencia, se tabulan los datos obtenidos para generar un registro de las variaciones de los parámetros característicos del motor SOHC en función de los tres diferentes materiales y se determina que material ayuda a mejorar las características del motor.

#### Palabras clave:

ABS (acrilonitrilo butadieno estireno), Múltiple de admisión, PET (polietileno tereftalato), PLA (ácido poliláctico), Potencia, Torque.

#### ABSTRACT

The investigation is based on determining the torque and power of a Daewoo SOHC engine 1.5 lt. When changing the standard admission manifold for others of thermoplastic material, the modeling is done in the CAD Software and printing in the 3D printer of the intake manifold in three different thermoplastic materials ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene), PLA (Polylactic Acid) and PET (Polyethylene Terephthalate).

Each of the manifold is implemented and torque, power under the same conditions for each type of intake manifold torque and power diagrams are presented, data are tabulated for Generate a register of the variations of the characteristic parameters of the SOHC engine according to the three different materials and determines which material helps to improve the characteristics of the engine, this research is developed in the Laboratory of Internal Combustion Engines of the University of The Armed Forces ESPE Extension Loja Loja.

#### Keywords:

Knock sensor, accelerometer, microphone, transient events, temporal window, frequency spectrum, crankshaft and camshaft.



## 1. INTRODUCCIÓN

La falta de aprovechamiento de los materiales termoplásticos como el ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno), PLA (Ácido Poliláctico) y PET (Polietileno Tereftalato) para replicar piezas automotrices generan una dependencia excesiva de los materiales tradicionales metálicos para la fabricación en piezas automotrices, al presente proyecto permitirá establecer si es posible utilizar repuestos alemanes fabricados con materiales termoplásticos.

El avance de la tecnología y la falta de equipos para la construcción de autopartes direccionan a nuevas investigaciones que permitan variar el mercado automotor, incentivando a la línea de investigación en el Ecuador.

Los múltiples metálicos que se encuentran en el mercado automotor presentan una mayor resistencia al flujo de aire, haciendo que el desempeño del motor se vea afectado al no tener un llenado eficiente en la cámara de combustión.

El desconocimiento de nuevas técnicas de fabricación de autopartes hace que en el Ecuador se importen los repuestos de diferentes países. Al investigar sobre materiales alemanes y su fabricación se apoya al cambio de la matriz productiva y conlleva a generar nuevas fuentes de trabajo.

La investigación se origina por la necesidad de los propietarios de vehículos por tener una alternativa diferente para adquirir un componente de un motor de combustión interna, como es el caso del colector de admisión.

En la actualidad se dispone de la tecnología que permite fabricar componentes de un vehículo en materiales termoplásticos, y se puede determinar si los nuevos materiales en un vehículo de combustión interna mantienen o mejoran las características mecánicas del motor, bajo las condiciones de funcionamiento normal.

Las características inherentes de los termoplásticos han sido las principales cualidades para su uso en vehículos, estos incluyen peso ligero, menores costos para grandes volúmenes y la posibilidad de ser fabricado como un componente complejo único. Los múltiples de admisión son diseñados para reducir en lo posible el rozamiento del aire, para asegurar un flujo con un mínimo de turbulencias para evitar

pérdidas y condensaciones, al utilizar termoplásticos se reduce la rugosidad, ya que su superficie es lisa, por lo tanto, la turbulencia y condensación será menor que al utilizar un material metálico como el aluminio que tiene un coeficiente de rugosidad de SCOBIEY de 0.40.

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

### 2.1 Par motor

La fuerza de la explosión producida en un motor durante el proceso de combustión empujará rápidamente el pistón hacia su PMI. Esto generará el movimiento rotacional del cigüeñal por la acción de la biela. Esta fuerza rotacional se llama par motor. [1]

Se debe considerar que, a mayor poder explosivo dentro del cilindro, mayor será el resultado del par motor, y mayor la fuerza generada por él. Cuando el cigüeñal gira, realiza ese giro en un determinado lapso. [1]

Si el par motor es el resultado de la fuerza que ejerce la explosión de la mezcla sobre el giro del cigüeñal, la potencia es el resultado de dicho par motor realizado en un determinado lapso. [1]

$$P = F \cdot d \cdot \omega$$

$P$  - Potencia. [W]  
 $d$  - Distancia. [m]



Figura 1. Representación para estar

En los motores de combustión, la curva de par empieza siendo ascendente hasta llegar a las revoluciones donde el motor rinde el par máximo, que es el punto de diseño óptimo. A partir de ese momento, el par comienza a disminuir progresivamente. [2]

En la figura 2 se representa en el eje horizontal las revoluciones por minuto (r.p.m.) de la giración (n)

del motor y en el eje varía el el par (T) que proporciona durante todo su rango de funcionamiento. En los motores de combustión, la curva de par empieza siendo ascendente hasta llegar a las revoluciones donde el motor rinde el par máximo (T1), que es el punto de diseño óptimo. A partir de ese momento, el par comienza a disminuir progresivamente. [3]

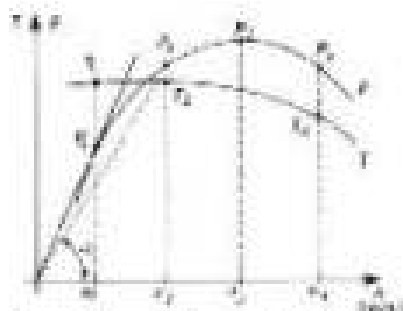


Figura 2. Curva del par motor y potencia

### 2.2. Potencia del motor

#### Potencia efectiva del motor

Es la potencia que se tiene en las ruedas, y es menor al valor de la potencia indicada debido a las pérdidas que tienen lugar hasta la salida al eje de tracción. Se la puede obtener midiendo con máquinas frenantes apropiadas o matemáticamente. [4]

$$N_e = (P_{ind} - p_{res} - V \cdot \omega \cdot I) \cdot (10^{-3} \text{ W}) \quad (2)$$

$N_e$  - potencia efectiva del motor (W)

$p_{res}$  - pérdidas resistivas (W)

$V$  - volumen del cilindro ( $m^3$ )

$\omega$  - frecuencia de rotación del motor (rpm)

$I$  - número de cilindros

$\gamma$  - número de escape del motor

#### Potencia indicada

La potencia es el trabajo o la energía desarrollada en la unidad de tiempo. En el caso de un motor, la potencia se desarrolla durante el desplazamiento del vehículo y a diferentes estados de carga a una cierta velocidad. [5]

$$P = T \cdot v \quad (3)$$

$P$  - Potencia (W)

$T$  - Trabajo (J)

$v$  - Velocidad (m/s)

En la figura 3, la potencia que puede ofrecer un motor de combustión interna aumenta conforme sube de régimen de giro, hasta un máximo que se alcanza cuando gira a  $n$  (r.p.m.). En estas condiciones, aunque se acelere más la velocidad del motor, este no es capaz de entregar más potencia dado que la curva entra en su tramo descendente. El límite máximo de revoluciones a la que puede girar el motor lo marca  $n_{max}$ , establecido por las propias limitaciones de los elementos mecánicos que lo constituyen. [3]



Figura 3. Curva de potencia

### 2.3 MÉTODOS

La metodología que se usó en esta investigación es la siguiente:

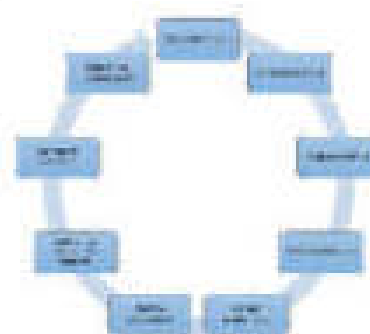
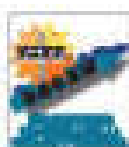


Figura 4. Cuadro metodológico

El banco dinamométrico tiene la propiedad de generarle al motor del vehículo una resistencia a la tracción del mismo mediante un freno que contrarresta el par motor en forma dinámica y permite absorber la potencia y transformarla en calor por ejemplo para un freno hidráulico. El calor resultante se transfiere al agua y permite que las pruebas sean de una duración suficiente.

La medición se realiza con una celda de carga adosada al estator de freno y el cálculo de potencia se completa con las RPM que se leen del eje de freno. [4]





### Características del dinamómetro de rodillos

Tabla 1. Características del disco de fibra o fibra

Absorción de vibraciones	20000 RPM
Fuerza de presión	256 new
Absorción de potencia	100 HP - 150 kW
Tipo de lubricación	Forjados
Sensores de velocidad	Ópticos
Electrónica utilizada	Inmetro: Nostrum con conexión a pc.
Dímetro de rodillos	185 new
Tipo de fibra	Hidroalúmina

### Software del dinamómetro

Toda la información obtenida desde el módulo de adquisición de datos se despliega en un software que funciona bajo Windows. Se los puede visualizar en tiempo real o como un informe con valores instantáneos, máximos, promedios, así como las curvas de potencia y torque del motor. Estos valores pueden compararlos para medir las diferencias ante cualquier cambio o alteración que se haya hecho al motor.

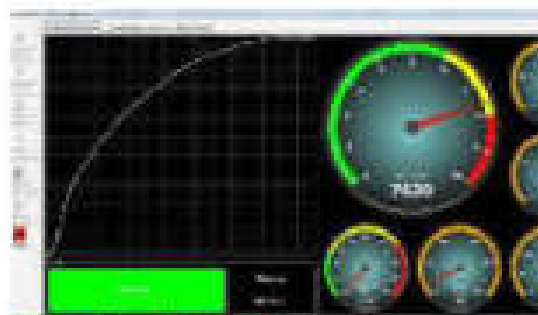


Figura 5. Software del disco de fibra

### Múltiple de ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno)

El ABS es un copolímero perteneciente a la familia de los Polímeros de Estireno y debe su nombre a los tres monómeros utilizados para su fabricación: Acrilonitrilo, Butadieno y Estireno. [5]

Al combinar tres monómeros, cada uno de ellos confiere sus propiedades sin afectar las otras:

**Acrilonitrilo:** Imparte resistencia química, estabilidad térmica, dureza superficial y resistencia al envejecimiento.

**Butadieno:** Proporciona resistencia al impacto, tenacidad y retención de propiedades a bajas temperaturas.

**Estireno:** Contribuye con brillo, rigidez y facilidad de procesamiento.

La composición de los monómeros de ABS varía en función del proceso de polimerización que se utilice siendo los rangos más comunes los siguientes:

Acrilonitrilo	26 - 35%
Butadieno	16 - 20%
Estireno	46 - 55%



Figura 6. Múltiple de material ABS

### Múltiple de PLA (Ácido poliláctico)

El PLA es un polímero biodegradable, tiene su origen en el almidón proveniente de vegetales como maíz, yuca, trigo, remolacha o caña de azúcar, lo que facilita su fuente de extracción alejándola de los procesos de transformación de los hidrocarburos que caracterizan la obtención de otros polímeros.

De esa forma se asegura una reinsertión natural a lo largo de su ciclo de vida, al contrario que plásticos derivados de hidrocarburos como el ABS.



Figura 7. Múltiple de material PLA

### Múltiple de PET (Poliéster tereftalato)

El PET es un Poliéster Termoplástico y se produce a partir de dos componentes principalmente: Ácido Tereftálico y Etilenglicol.

Pertenece al grupo de los materiales sintéticos denominados poliésteres y a partir de 1946 se le empezó a utilizar industrialmente. [5]

La aplicación principal en el mercado del PET son los envases rígidos, a partir de 1976.

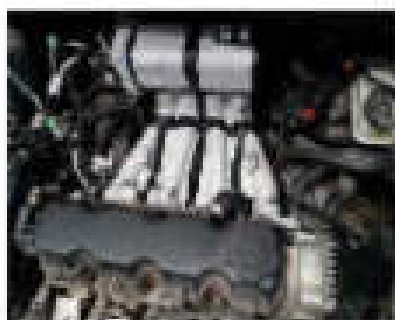


Figura 8. Múltiple de material PET

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Pruebas de torque y potencia

Antes de realizar las respectivas pruebas estándar y con los diferentes múltiples termoplásticos, se realizó el mantenimiento del motor, el cual consta de cambio de filtro de aire, cambio de filtro de combustible, reemplazo de bujías y cables de bujías, limpieza de inyectores.

Una vez calibrado el software del dinamómetro y tomando las respectivas consideraciones de seguridad y ubicación del vehículo, se procede a encender el ventilador y el motor para que llegue a su temperatura normal de funcionamiento.

Se procede a acelerar el vehículo hasta que llegue a la cuarta velocidad que es donde tiene una relación más cercana a 1:1 y se acelera a fondo, el software se auto inicia de acuerdo a la calibración que se puso anteriormente y cesa la prueba al llegar a 5500 rpm obteniendo la siguiente curva.

### 3.1. Curva del torque y potencia con el colector de admisión estándar.

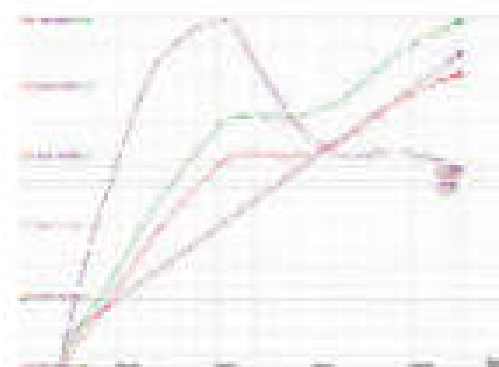


Figura 9. Torque y potencia con el múltiple estándar.

Tabla 2. Datos obtenidos prueba estándar

Acabado de	100 %
Carburante	Gasolina motor
Marcha de la prueba	Cuarta velocidad
Tiempo de aceleración	2.955 seg.
Potencia del motor	79,5 hp
Revoluciones de corte	5500 rpm
Torque máximo	11.77 Kpa
Potencia efectiva máxima	69,7 hp

### 3.2. Curva del torque y potencia con el colector de admisión ABS.

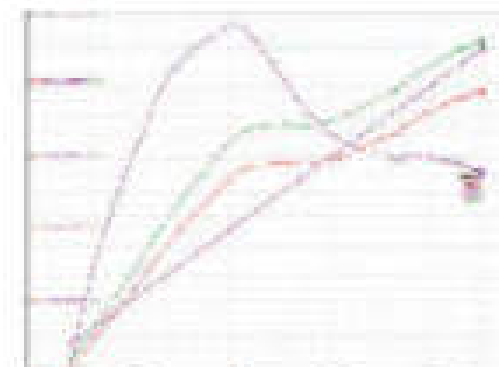


Figura 10. Torque y potencia con el múltiple ABS.

Tabla 3. Datos obtenidos prueba con ABS

Acabado de	100 %
Carburante	Gasolina motor
Marcha de la prueba	Cuarta velocidad
Tiempo de aceleración	2.5.85 seg.
Potencia del motor	78,1 hp
Revoluciones de corte	5476 rpm
Torque máximo	12,72 Kpa
Potencia efectiva máxima	73,1 hp



### 3.3. Curva del torque y potencia con el colector de admisión PLA.

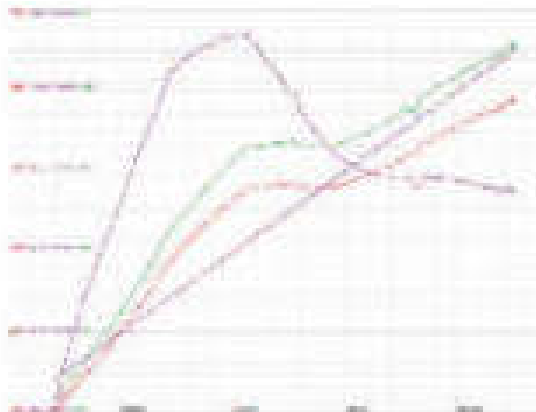


Figura 11. Torque y potencia con el múltiple PLA.

Tabla 4. Datos obtenidos de la prueba con PLA.

Revoluciones	100%
Colectores	Gasolina motor
Ruedas de la prueba	Cuarta velocidad
Tiempo de revolución	2452 seg
Potencia del motor	654 hp
Revoluciones por minuto	5501 rpm
Torque calculado	12,94 Kpa
Potencia efectiva medida	72,6 hp

### 3.4. Curva del torque y potencia con el colector de admisión PET.

Al encender el vehículo para que alcance a su temperatura normal de funcionamiento y proceder a realizar la prueba dinamométrica, el múltiple de material PET no resistió la temperatura que se transmitió del motor hacia el múltiple a través de los pernos que se encuentran en los cilindros número dos y tres. [6]



Figura 12. Deformación del múltiple PET en las alfileras dos y tres.

Como se mencionó anteriormente el múltiple de material PET se deformó antes de realizar las primeras pruebas por los que no se lo tomará en cuenta para los análisis.

### 3.5. Potencia

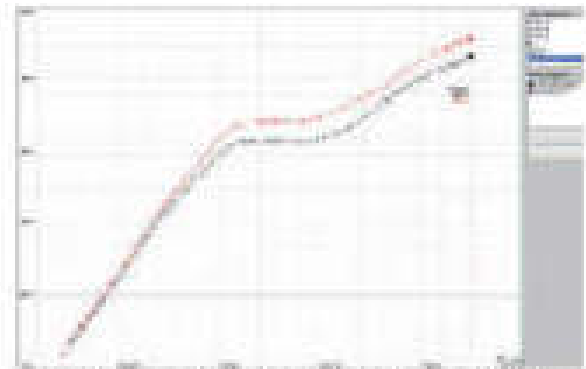


Figura 13. Comparación de potencia estándar vs ABS

Donde el color rojo representa la curva del múltiple de material ABS y el color negro el colector estándar.

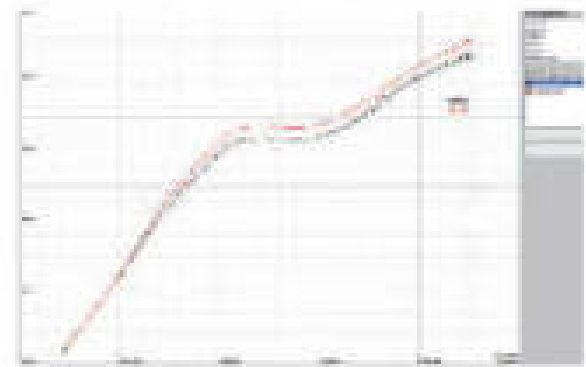


Figura 14. Comparación de potencia estándar vs PLA

Donde el color rojo representa la curva del múltiple de material PLA y el color negro el colector estándar.

Tabla 5. Potencia obtenida de los diferentes múltiples.

Múltiple de admisión	Tiempo de prueba	RPM del motor	Potencia del motor
Estándar	2052 seg	5501	79,6 hp
ABS	25,65 seg	5484	641 hp
PLA	2492 seg	5501	634 hp





Figura 15. Comparación de las potencias del motor

La potencia del motor con los múltiplos de material termoplástico tuvo un incremento de 4,5 hp para el de ABS lo que representa un 5,65 % y de 3,8 hp para el de PLA que es un 4,77 % en comparación con el estándar, por motivo de que los materiales no transfieren el calor y el aire a la salida del múltiple se encuentra más frío y tiene una mayor densidad, haciendo que entre una cantidad mayor de aire al motor y tenga un mejor llenado. [7]

También los múltiplos de ABS y PLA presentan superficies más lisas que el de aluminio, haciendo que cuando se acelere a fondo el aire que entra al motor encuentre menos resistencia, por lo que su llenado es más eficiente.

### 3.6. Torque

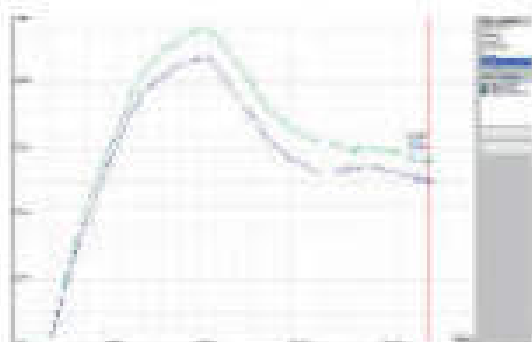


Figura 16. Comparación de torque estándar vs ABS

Donde el color verde representa la curva del múltiple del material ABS y el color azul el colector estándar. [8]

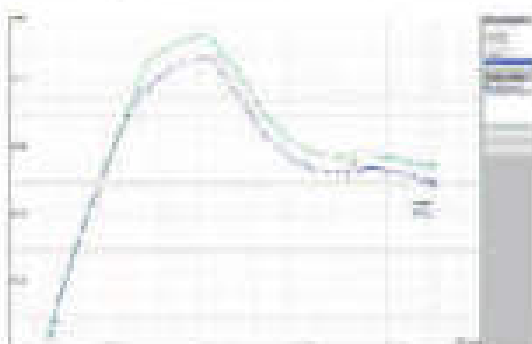


Figura 17. Comparación de torque estándar vs PLA

Donde el color verde representa la curva del múltiple de material PLA y el color azul el colector estándar.

Tabla 3. Torque obtenido de las diferentes múltiples.

Múltiplos admisión	Terminado prueba	RPM del motor	Torque en el motor
Estándar	3062 mg	5601	117,58 N.m
ABS	25,60 mg	5974	124,64 N.m
PLA	2492 mg	5601	121,93 N.m



Figura 18. Comparación de las torques del motor

El torque del motor con los múltiplos de material termoplástico tuvo un aumento de 7,26 Nm para el de ABS lo que representa un 6,17 % y de 5,4 Nm para el de PLA que es un 4,59 % en relación con el estándar, recordando que el torque es directamente proporcional a la potencia, se justifica que a mayor potencia mayor será el torque. Como se puede ver en las figuras 190 y 191, hay más torque desde el inicio de las pruebas en ambas comparaciones. [9]

## 4. CONCLUSIONES

Se construyó diferentes colectores de admisión, en una impresora 3D de material ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno), PLA (Ácido Poliláctico) y PET (Polietileno Tereftalato) para comprobar los parámetros mecánicos del motor DAEWOO SOHC con respecto al fabricante.

Se realizó las pruebas para determinar la potencia y torque del motor DAEWOO SOHC del vehículo Chevrolet Aveo Family 1.5 lt. cuando se utilizó los diferentes tipos de colectores fabricados.

La temperatura de funcionamiento del colector de admisión termoplástico ABS es mucho más baja que el colector de aluminio (43 y 68 °C) respectivamente, lo cual es muy oportuno ya que así el aire que ingresan



a los cilindros para la combustión, entra más frío, y así se tiene mayor masa de aire en los cilindros.

La temperatura de fusión del termoplástico ABS es de 250 °C, lo cual evita que el colector de admisión reciba la temperatura de funcionamiento del motor que es aproximadamente 95 °C.

La potencia obtenida por los colectores de admisión ABS, PLA y estándar, fueron 84.1, 83.4 y 79.6 HP respectivamente; en lo cual se puede concluir que, si se obtiene una mayor potencia utilizando el colector de admisión ABS, y su diferencia con el estándar es de 4.5 HP. El porcentaje en incremento es de 5.65%.

En relación al torque con el termoplástico ABS se obtuvo 134.84 Nm, y con el colector estándar 117.58 Nm, lo que indica que el torque también aumentó considerablemente, y el vehículo por tal tendrá mejores rendimientos en carretera con pendientes con ángulos muy pronunciados. El porcentaje en incremento es de 6.17%.

## 5. REFERENCIAS

- [1]. Peis, Hernán. (2015). *Motos: motores de 2 y 4 tiempos*, Fox Andina. (pág. 73). Buenos Aires.
- [2]. Heywood, J. (1998). *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill. New York.
- [3]. Rodríguez, Hermann-gildo. *Ingeniería mecánica*. (30 de Mayo de 2017). Obtenido de <http://ingenieriamecanica.com/tutorialesmanabaltutoriah63.html>
- [4]. Méndez, Luis. (2011). *Compilador de ejercicios de motores de combustión interna Diesel Gasolina*. Nueva Aurora. (págs. 48). Ecuador, Quito.
- [5]. Sánchez, Mariano. (2012). *Mantenimiento de motores térmicos de dos y cuatro tiempos*. Innova. Málaga.
- [6]. Motorola, Argentina. (18 de Julio de 2015). *Motorola*. Obtenido de <http://www.motorola.com/>

[7]. Hoechst. (1997). *Enciclopedia del plástico*. Impi (pág. 155). México.

[8]. Castro. dina3d. (17 de Febrero de 2015). Obtenido de <http://www.dina3d.com/pla-material-interes-y-consejos-de-impression-3/>

[9]. PET. *Tecnología de los Plásticos. Fabricación de Partes Automotrices con el Mejor Termoplástico*, (30 de Mayo de 2011). Obtenido de <http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/05/pet.html>

[10]. Accudyno. (08 de Enero de 2017). *Accudyno PRO*. Obtenido de <http://www.accudyno.com/accudyno-pro/>

[11]. Montes, M., Muñoz, M., & Rovira, A. (2014). *Ingeniería térmica*. UNED. Madrid, España.

## 6. BIOGRAFÍA



Juan Carlos Ortiz Foyes nació en Latacunga, Ecuador, el 6 de mayo de 1993, culminó sus estudios secundarios en el Centro Educativo Quevedo est. de la Academia Naval Guayaquil en el 2010 graduándose de bachiller en Ciencias Físicas y Matemáticas, es Ingeniero

Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Realizó acercamiento en mecánica y electromecánica de vehículo.



Calderón Carlos, nació en La Joya de los Sachas provincia de Orellana en Ecuador. Graduado en la carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad De Las Fuerzas Armadas - ESPE en la ciudad de Latacunga, Ecuador. Actualmente es jefe de adquisiciones y materiales.



Víctor Zambrano, nació en la ciudad de Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, Máster en Gestión de la Producción, estudios de posgrado en Autotónica, Sistemas Automotrices, Actualmente

desempeña el cargo de Director de carrera de Ingeniería Automotriz en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.



José Quiroz, Ingeniero Automotriz, Magíster en Gestión de Energías, Diploma Superior en Autotónica, Diploma Superior en Gestión para el aprendizaje universitario. Jefe de Laboratorio de Autotónica, Docente de la Universidad de Fuerzas Armadas

ESPE - Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica.

#### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	24 julio 2018
Fecha aceptación	18 septiembre 2018



## AERODINÁMICA DE LA CARROCERÍA DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA - FÓRMULA SAE ELÉCTRICO.

### AERODYNAMICS OF THE BODY OF THE COMPETITION VEHICLE - FORMULA SAE ELECTRIC.

Luis Dado Grande Moracho<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidad Politécnica de Salto, Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz.  
e-mail: [lgandado@tec.unpsal.edu.uy](mailto:lgandado@tec.unpsal.edu.uy)

Revista Energía Alternativa: Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 8 (14)

#### RESUMEN

En este documento se presenta el diseño aerodinámico y el proceso de construcción, de una carrocería para un vehículo de competencia Fórmula SAE Eléctrico, de acuerdo al reglamento 2017.

Como proceso inicial se modela la carrocería en un software de diseño CAD, de acuerdo al reglamento Fórmula SAE. Para el diseño del mismo se requiere de partes del vehículo como: el chasis, suspensión y ubicación de elementos del sistema eléctrico; además, se considera necesario diseñar un modelo que tenga buena eficiencia aerodinámica con flujos de aire para la refrigeración. Posterior al diseño CAD, se realizan simulaciones CFD a diferentes velocidades para calcular los coeficientes aerodinámicos y determinar la eficiencia de la carrocería. Con cada simulación lograda a través de este paso, se estudia el comportamiento aerodinámico del vehículo, definiendo mejoras en el diseño del mismo.

Para la selección del diseño final a construir se realizan comparaciones entre las simulaciones de los tres tipos de diseños diferentes, en los cuales se varía la forma de algunas partes como los portones, nariz, tapa posterior, etc. Posterior a ello se selecciona el modelo más eficiente y se construye la carrocería. Finalmente, se realizan pruebas de montaje y funcionamiento en el vehículo.

#### Palabras clave:

Aerodinámica, carrocería, Fórmula SAE, vehículo eléctrico.

#### ABSTRACT

*In this document is presented the aerodynamic design and the construction process of a Formula SAE electric racing vehicle body, according to the 2017 rules.*

*As initial process, the model is modeled in a CAD design software, according to the Formula SAE regulations. For the design it is necessary some parts of the vehicle like: the chassis, suspension system and the position of some of the electrical system elements, besides, is considered necessary to design a model that shows a good aerodynamic efficiency with airflow for cooling. After the CAD design, CFD simulations are made at different speeds to calculate the aerodynamic coefficient and to determine the body efficiency. With each simulation accomplished through this step, the vehicle aerodynamics behavior is studied defining some improvements in the design.*

*For the selection of the final design, comparisons are made between the simulation of the three different designs, in which the shape of some of the parts such as the portons, nose, back over, etc. are varied. After that, the most efficient model is selected to being constructed. Finally, mounting and operating test are performed on the vehicle.*

#### Keywords:

Aerodynamics, body, Formula SAE, electric vehicle

## 1. INTRODUCCIÓN

Inicialmente, la construcción de carrocerías en el desarrollo de vehículos fue un aspecto estético. No fue hasta el año 1914, en el que se desarrolló, bajo estudios hidrodinámicos, el vehículo Fiumper Troféovagen, seguido del Alfa Romeo. Con dichos estudios se determinó que los segundos iban de mano con la aerodinámica del vehículo [1]. No hay seguramente otro aspecto de la tecnología de los coches de competición que haya tenido una influencia mayor en el rendimiento, como el desarrollo de la aerodinámica. En todos los campeonatos automovilísticos del mundo, como los de Fórmula 1, CART y Fórmula 3, el factor aerodinámico es el elemento más importante en el rendimiento de los vehículos para mejorar las prestaciones [2].

En una competencia Fórmula SAE, la carrocería es una parte esencial del monoplace, debido a que esta da la forma geométrica del vehículo, que es la parte estética. Una buena aerodinámica favorece al desempeño en pista del vehículo, alcanzando mayores velocidades en rectas de un circuito, así como también en curvas por medio del incremento de la fuerza normal que ejerce este en la pista. Además, se puede utilizar un flujo de aire adicional para el sistema de refrigeración y con una buena geometría se puede evitar cambios de temperatura y turbulencias dentro de la cabina del conductor, así como proteger a los peatones en caso de colisión. Estas ventajas además de mejorar el vehículo en pista, se relacionan con la reducción del consumo de energía para el motor. En un monoplace eléctrico la necesidad de diseñar y construir una carrocería ligera, rígida y totalmente hermética es de vital importancia para garantizar la seguridad del conductor [3].

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

### 2.1. Influencia de los subsistemas del vehículo para el diseño de la carrocería

Para el diseño inicial de la carrocería del vehículo, a más del conocimiento del reglamento establecido para carrocerías, es necesario tener el diseño de sistemas importantes como el chasis, sistema de suspensión, alternador de impacto, etc. Los mismos sistemas no establecen la forma de la carrocería del vehículo, sino que dan limitaciones para el diseño del mismo. Además, es necesario conocer la ubicación de elementos del sistema eléctrico y de refrigeración

como la batería, controlador, motor del vehículo, radiador, cañerías y depósitos de agua. Dichos sistemas se pueden visualizar en la figura 1.



Figura 1. Modelo CAD de las partes mecánicas y eléctricas del vehículo

### 2.2. Dispositivos aerodinámicos

En un vehículo de competencia, el desplazamiento en curva a mayor velocidad representa una ventaja. La fuerza centrífuga ayuda o impide que el vehículo se desplace a menor o mayor velocidad en curva, la misma actúa sobre un cuerpo que tiene su centro de gravedad a una altura  $h$ , desde la superficie de rodadura, originando esfuerzos laterales, que deben ser compensados por la adhesión de los neumáticos en un momento de posible vuelco. Al aumentar la velocidad, el vehículo puede perder su adherencia y su trayectoria [4].

El uso de alerones puede aumentar la adherencia del vehículo a la pista, garantizando una mayor velocidad en curva. Estos dispositivos pueden representar una ventaja o desventaja para el rendimiento del vehículo, ya que al ser piezas adicionales representan un aumento de peso. Considerando que el peso del monoplace con el conductor es de 300 Kg, el uso de alerones se omite para el diseño, debido a que en comparación a otros equipos que usan alerones en sus monoplaces, el peso total es muy inferior a los 300 kg. Además, se considera un inconveniente la falta de experiencia en procesos de manufactura con materiales ligeros como la fibra de carbono.

### 2.3. Cargas y coeficientes aerodinámicos

Lo ideal es que un vehículo de competencia tenga el coeficiente aerodinámico de arrastre lo más bajo posible, esto indica que el coche podrá desplazarse con menor carga frontal. El coeficiente de arrastre y de sustentación de un vehículo de competencia efectivo se muestra en la figura 2.





Configuración	Descripción	$C_D$	$C_L$
	sin dispositivos aerodinámicos	0.85	0.20
	con dispositivos aerodinámicos (off-road)	0.55	-0.75

Figura 2. Véhiculo aéreo de un vehículo de una polea (5)

En un monoplaza FSAE el coeficiente varía dependiendo el uso dispositivo aerodinámicos, desde los 0.4 en el caso del equipo de la Universidad de Indianapolis a 1.4 el caso del equipo de la Universidad de Aquisgrán.

El coeficiente de arrastre se puede calcular mediante la ecuación:

$$C_D = \frac{2F_D}{\rho v^2 A} \quad (1)$$

En donde:

- $F_D$  es la fuerza frontal generada por el aire.
  - $\rho$  es la densidad del aire.
  - $v$  es la velocidad del vehículo.
  - $A$  es el área frontal del vehículo.
- La fuerza frontal de arrastre, así como también la fuerza de sustentación se pueden obtener mediante las simulaciones CFD.

### 2.4. Presión dinámica y punto de estancamiento

La presión dinámica es aquella que se genera por el movimiento del fluido, mientras tanto la presión de estancamiento es aquella en la que el fluido se divide en dos direcciones diferentes, en el punto medio de ellas se genera la presión de estancamiento. Ambas vienen dadas por las siguientes ecuaciones respectivamente [6].

$$q = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2)$$

$$P_s = P_0 + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (3)$$

Donde:

- $P_0$  es la presión atmosférica.
- $\rho$  es la densidad del aire.
- $v$  es la velocidad del vehículo o del fluido.
- $P_s$  es la presión en el punto de estancamiento.

### 2.5. Potencia necesaria para romper la resistencia aerodinámica

En un vehículo el aprovechamiento de la aerodinámica se ve reflejado en la potencia que el motor debe utilizar para romper la resistencia aerodinámica [5], la misma se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Potencia = \frac{1}{2} C_D \rho v^3 \quad (4)$$

### 2.6. Diseño y construcción

Para el diseño se divide la carrocería en tres secciones: nariz, pontones y tapa posterior. El proceso inicia con un primer modelo CAD, seguido de su simulación. Se analizan los resultados y se efectúan los cambios necesarios para mejorar el comportamiento aerodinámico, facilidad de construcción y verificar que se cumplan los objetivos inicialmente planteados.

### 2.7. Parámetros de simulación CFD

Se ejecutan las simulaciones CFD en el software SolidWorks 2017, con el fin de obtener los valores respectivos de las fuerzas, momentos y presiones en el movimiento dinámico del vehículo. La velocidad del fluido en la simulación es un parámetro muy importante ya que a velocidades bajas la aerodinámica no disminuye el rendimiento del motor; por ello, las velocidades a simular se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Valores de velocidad a simular.

Nº PRUEBA	VELOCIDAD (km/h)
1	50
2	50
3	70
4	80
5	90
6	100
Tipo de flujo	Estacionario

La simulación del vehículo se realiza considerando las condiciones reales de la pista y a escala real. Los valores de simulación son dados por el reglamento y se muestran en la tabla 2.

Tabla 2. Parámetros de simulación

DESCRIPCIÓN	VALOR
Presión atmosférica	101325 Pa
Densidad del aire	1.202 kg/m³



**2.8. Diseño y simulación de la carrocería**

El primer modelo de la figura 4, se diseña con base en el reglamento y las limitaciones dadas por los sistemas mecánicos y eléctricos.



Figura 4. Modelo CAD del primer diseño de la carrocería

Bajo las condiciones establecidas se realiza la simulación CFD del primer modelo. La simulación y resultados se observan en la figura 5 y tabla 3. El área frontal de este modelo es de 0.43 m<sup>2</sup>.



Figura 5. Simulación CFD del primer modelo

Tabla 3. Resultados de la simulación del primer modelo

VELOCIDAD (km/h)	Fx (N)	Cx
60	60	0,9755
100	94,75	0,9686

Los datos obtenidos muestran un coeficiente aerodinámico de arrastre Cx óptimo para la carrocería, pero existe un sustento de presión en la nariz. Además, es necesario que el cambio en la geometría de los portones con la tapa posterior no sea brusco, ya que existe una arista demarcado pronunciada que origina variaciones de presión bruscas en esta zona y representa un gran inconveniente para el proceso de manufactura. Sumado a todo lo anterior, la inclinación de la tapa posterior para la prueba de flujos es perjudicial para el flujo de agua que podría ingresar a los elementos eléctricos.

Considerando los aspectos a mejorar se procede al

rediseño del modelo 1 y simulación CFD. El modelo 2 se muestra en la figura 6,



Figura 6. Modelo CAD del segundo diseño de la carrocería

En este modelo el área frontal para el cálculo es de 0.44 m<sup>2</sup>, la simulación y resultados se muestran en la figura 7 y tabla 4.



Figura 7. Simulación CFD del segundo modelo

Tabla 4. Resultados de la simulación del segundo modelo

VELOCIDAD (km/h)	Fx (N)	Cx
60	50,29	0,9651
100	79	0,9673

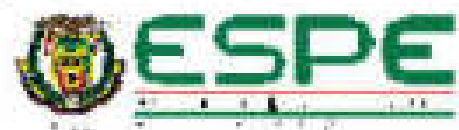
Los resultados obtenidos del modelo 3, muestran mejoras tanto en la reducción de la fuerza como en el coeficiente aerodinámico de arrastre.

**2.9. Comparación de la eficiencia en la geometría por secciones**

**2.9.1. Nariz**




Al ser el primer elemento que afecta el flujo de aire hacia todo el vehículo, se considera la importancia de su geometría. En esta zona el flujo de aire toma direcciones diferentes y se produce la zona de mayor presión y punto de estancamiento.

En la tabla 5, se muestran las simulaciones con la distribución de presión superficial y la fuerza de arrastre que genera cada modelo a una velocidad




línea de 104 km/h.

Tabla 6. Comparación y selección del tipo de amortiguador

MODELO	FUERZAS
	$F_x = 117 \text{ N}$ $F_z = -81 \text{ N}$
	$F_x = 90 \text{ N}$ $F_z = -100 \text{ N}$
	$F_x = 91 \text{ N}$ $F_z = -71 \text{ N}$


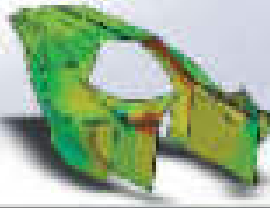

ESCALA DE PRESIONES




Los resultados muestran que el modelo 3 tiene una buena distribución de presión, con el cambio en la sección de los amortiguadores se observa una menor diferencia de la variación de presión. La fuerza de arrastre en el modelo 3 es de 91N, con una diferencia mayor de 10N al modelo 1, por lo que se selecciona el tercer modelo ya que esta diferencia es mínima y representa 1.01 Kg adicional de carga. Además, el modelo 3 encaja con la geometría final del chasis y el amortiguador de impactos.

2.9.2. Pontones y tapa posterior

Tabla 7. Comparación y selección de los pontones y tapa posterior

MODELO	FUERZAS
	$F_x = 173 \text{ N}$ $F_z = -173 \text{ N}$
	$F_x = 153 \text{ N}$ $F_z = -170 \text{ N}$
	$F_x = 103 \text{ N}$ $F_z = -68 \text{ N}$

ESCALA DE PRESIONES



Para este caso el modelo 3 genera una fuerza de arrastre elevada y sustentación positiva en comparación con los otros modelos. Esto se debe a que en la simulación no se considera los otros sistemas mecánicos ni eléctricos del vehículo, por lo cual se consideran únicamente los cambios de presión en la parte superficial del mismo, mostrando al modelo 3 con cambios de presión graduales.

2.10. Comparación de fuerza de arrastre generada por modelo

Realizadas las simulaciones de los modelos de las figuras 4, 6 y 8, se comparan los valores obtenidos de las fuerzas de arrastre generadas por cada modelo en la tabla 8 y la figura 10.

ESCUELA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO  
 TEL: 7 341 72018 (1-9) 8554 1000 - 7368 8014



Tabla 9. Comparación de la fuerza de arrastre

VELOCIDAD (km/h)	F <sub>x</sub> (N)		
	MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3
50	25,34	35,53	19
60	36,2	55,5	25,6
70	46,44	86,9	39,34
80	66,83	130	59,33
90	89,84	177,275	84,84
100	73	24,75	75

Tabla 10. Comparación del coeficiente aerodinámico

VELOCIDAD (km/h)	C <sub>x</sub>		
	MODELO 1	MODELO 2	MODELO 3
50	0,3974	0,47	0,3536
60	0,3962	0,4785	0,3669
70	0,39655	0,4798	0,366
80	0,3969	0,4753	0,3651
90	0,3971	0,47755	0,3662
100	0,3973	0,4806	0,3673

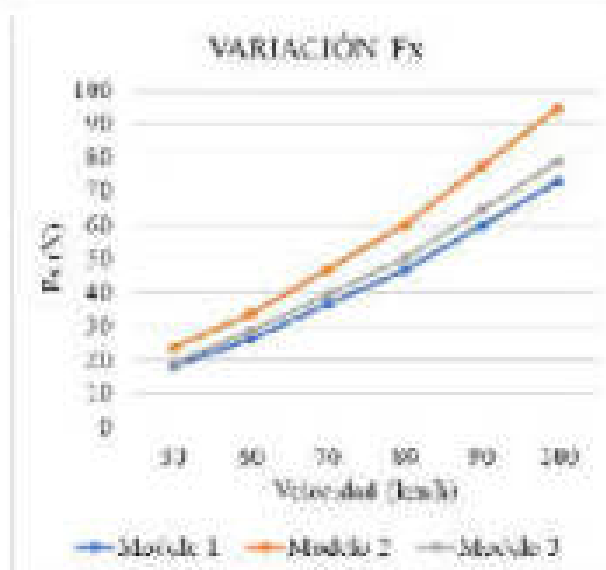


Figura 10. Curvas de fuerza de arrastre a diferentes velocidades

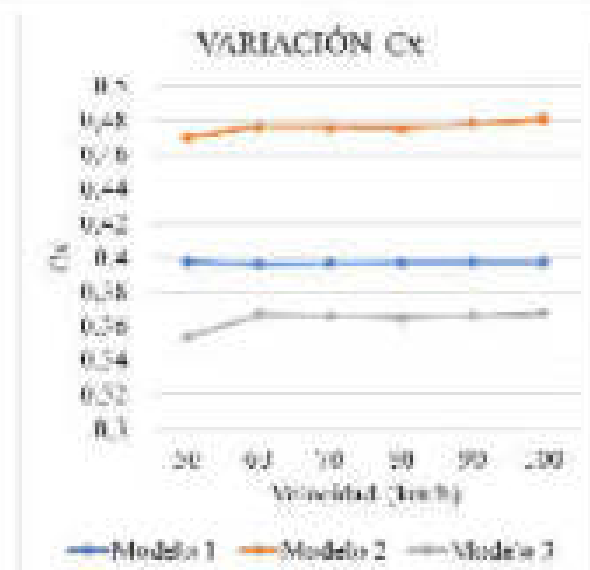


Figura 11. Curvas de Coeficiente aerodinámico Cx vs velocidad

Los resultados muestran que el modelo 1 genera menores fuerzas a diferentes velocidades, sin embargo, en el modelo 3 no se muestran diferencias altas a velocidades máximas como a 80 km/h. Así también se tiene en el modelo 1 una fuerza de arrastre de 73 N a 100 km/h, mientras que en el modelo 3 genera una fuerza de 19 N lo que equivale a una diferencia de 0,61 Kg.

### 3.11. Comparación de coeficientes aerodinámicos por modelo

En la tabla 9 y figura 11, se muestran los valores de C<sub>x</sub> generados por los modelos de las figuras 4, 6 y 8.

En este caso el modelo 3 muestra valores de C<sub>x</sub> menores en comparación de los dos modelos anteriores, con un C<sub>x</sub> a 100 km/h de 0,3673, lo que nos indica una buena eficiencia aerodinámica.

### 3.12. Valores aerodinámicos del vehículo con sus subsistemas

Considerando que las simulaciones para la elección del diseño se realizaron sin los subsistemas del vehículo, a continuación, en la figura 13 se muestra la simulación de vehículo con la carrocería seleccionada anteriormente y los subsistemas de vehículo, mientras que en las tablas 10 y 11 se los resultados obtenidos de la simulación.

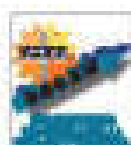




Figura 12. Modelado CAD del vehículo con placa



Figura 13. Simulación CFD y resultados del vehículo con placa

Se realiza a 80 km/h ya que para el Design Spec Sheet se toma como referencia este valor.

Tabla 10. Resultados aerodinámicos obtenidos al el vehículo

VALORES AERODINÁMICOS DEL VEHÍCULO A 80 KM/H	
DEFINICIÓN	VALOR
Fuerza de sustentación	17,88 N
Fuerza de arrastre	109,4 N
Presión dinámica	35587 Pa
Presión estática	1 013 033,03 Pa

Tabla 11. Resultados aerodinámicos obtenidos con base móvil

VALORES AERODINÁMICOS DEL VEHÍCULO A 80 KM/H	
DEFINICIÓN	VALOR
C <sub>d</sub>	0,4699
Presión dinámica	38656 Pa
Presión estática	1 013 113,55 Pa
Potencia para vencer	8,27 kW
Área de sustentación	

### 3.13. Proceso de construcción y montaje

Para el proceso de construcción se seleccionó como

material base fibra de vidrio, desarrollando tres fases de construcción las cuales son: elaboración de un pre-molde, molde y pieza final. Cada fase de construcción se realizó para desarrollar la carrocería en dos piezas, la primera conformada por los pontones con la tapa posterior y la segunda formada por la nariz.

Inicialmente en la elaboración de los pre-moldes, se cortaron costillas de MDF con la geometría base de los pontones y la nariz. Estos pre-moldes, sirven de guía para obtener la geometría de la carrocería. Posteriormente, para dar una forma preliminar de la superficie de la carrocería, se utilizó MDF para recubrir las superficies planas, mientras que para las partes curvas se utilizó poliuretano y masilla. Finalmente se cobta pintura base para el acabado superficial como se observa en la figura 14.



Figura 14. Acabado del molde

Teniendo los pre-moldes de los pontones y nariz se procede a la elaboración de los moldes, los cuales se realizaron colocando gelcoat y resina junto con cuatro capas de fibra de vidrio alternadas: dos de tipo MAT para mantener la geometría junto con un buen acabo superficial y dos de tipo WOVEN ROBIN debido a que se necesita en los moldes una buena rigidez. Para las piezas finales, con el fin de reducir el peso total, se colocan únicamente dos capas de fibra de vidrio MAT. El acabado superficial se consideró desde la elaboración del pre-molde, manteniendo siempre una superficie lisa y sin imperfecciones para que el gelcoat se adhiera y mantenga el buen acabado.

Teniendo la pieza final se procede a realizar los cortes necesarios para acoplar la carrocería a los diferentes subsistemas de vehículo. Los cortes realizados dividen la carrocería en elementos fijos y elementos extraíbles. Los elementos fijos no se extraen debido a la localización e influencia para la competencia, estas piezas con los paralelos laterales que se encuentran rodeados por los tubos de la suspensión y dirección. Mientras que los elementos extraíbles permiten el

acceso hacia los sistemas mecánicos como eléctricos, estos son: la nariz, los pontones y la tapa posterior. Como fondo plano se elaboró únicamente una superficie plana usando como material base la fibra de carbono, esta se extiende desde el arco frontal del chasis hacia la parte posterior, en esta se sujetan los pontones para mantenerlos rígidos.

La facilidad de remover la carrocería es vital para el acceso inmediato de ciertos elementos mecánicos y eléctricos, por ello se optó usar pernos de medio giro como elementos de sujeción. Ensamblados estos elementos se integra las piezas de la carrocería al vehículo como se muestra en la figura 16.



Figura 16. Abotaje de la carrocería con el vehículo ensamblado.

Finalmente se coloca la pintura en la carrocería, se ensamblan todas sus partes obteniendo el vehículo completo que se muestra en la figura 17.



Figura 17. Vehículo terminado con sus diferentes partes.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El vehículo muestra una fuerza de sustentación de 27.58 N positiva, la misma que no representa reducción en la eficiencia del vehículo debido al peso del mismo. La fuerza de arrastre y el coeficiente aerodinámico a 80 km/h es de 109.4 N y 0.4699. Los mismos que son valores óptimos para un monoplace de competencia. Además, la potencia necesaria para vencer la fuerza aerodinámica a esta velocidad es de 3.27 KW que es únicamente el 14% de la potencia total del motor, lo cual indica que el vehículo tiene una

buena aerodinámica.

Este estudio es del segundo monoplace realizado por la Universidad Politécnica Salesiana, a diferencia del primer modelo Bosco 1.0 el coeficiente aerodinámico  $C_x$  aumenta de 0.45 a 0.4699, esto se debe al incremento de piezas en el monoplace eléctrico, ya que es necesario el cubrimiento de la parte posterior para el sistema eléctrico.

En el caso de la presión dinámica y estática los valores obtenidos en la simulación, en comparación con los valores calculados muestran un margen de error para la presión dinámica de 1.17% y para la presión estática a menor al 1%, lo cual valida la información calculada.

### 4. CONCLUSIONES

Los objetivos se cumplieron de manera satisfactoria, logrando aplicar los conceptos de aerodinámica en el diseño de una carrocería funcional, con coeficientes aceptables y dando como resultado la construcción de la pieza con buenos acabados.

Lo fundamental de un trabajo de este tipo es afirmar teorías de estudio aerodinámico. En este caso se afirma que una buena aerodinámica mejora el rendimiento en pista de un vehículo, aprovechando el consumo energético de las baterías, reduciendo la potencia necesaria para vencer las fuerzas aerodinámicas a elevadas velocidades y consiguiendo refrigerar elementos a través de un buen flujo de aire.

En la selección de la nariz y pontones del vehículo se considera la distribución de presiones y fuerzas generadas en cada sección, mostrando que el modelo 3 es óptimo para su construcción con  $C_x$  de 0.3673 a 100 km/h. Además, la distribución de presiones se mejora mediante la suavidad de cambios de geometrías de secciones, dando como resultado una presión máxima de 102083 Pa.

Debido al peso total del vehículo (300 Kg), el uso de alerones no es necesario, ya que estos representan un peso adicional para el vehículo.

Las simulaciones se realizan únicamente de la carrocería sin ningún elemento del vehículo, debido al tiempo de resolución y gasto computacional. Seleccionado el modelo más adecuado se simula



con todos los subsistemas del vehículo, incluido el conductor, aumentando el  $C_x$  de 0.3651 a 0.4699 en 80 km/h. Este incremento no afecta el rendimiento del vehículo, ya que para vencer la fuerza de arrastre el vehículo utiliza únicamente un 4% de la potencia total.

La presente investigación se llevó a cabo bajo el asesoramiento del Ingeniero Paul Wilfrido Méndez Torres Docente de la Universidad Politécnica Salesiana, Ingeniero Juan Antonio Pozo Palacios Docente y director del proyecto Formula SAE Eléctrico de la carrera de Ingeniería Automotriz.

## 5. REFERENCIAS

- [1]. Ortega, L. M. (marzo del 2013). DiarioMotor. Obtenido de DiarioMotor: <https://www.diariomotor.com/tecnologia/2013/03/31/aerodinamica-y-eficiencia/>
- [2]. McBeath, S. (2005). Aerodinámica del vehículo de competición. Barcelona: CEAC.
- [3]. Internacional, S. (2016). 2017-18 Formula SAE Rules. SAE International.
- [4]. Francisco Aparicio Inguarido, C. V. (1995). Teoría de los vehículos automóviles. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.
- [5]. William F. Milliken, D. L. (1995). Race Car Vehicle Dynamics. Society of Automotive Engineers.
- [6]. Hughton E. L., C. P. (2003). Aerodynamics for Engineering Students. Oxford: Butterworth-Heinemann.

## 6. BIOGRAFÍA



Luis Granda, es Ingeniero Mecánico de la Universidad Politécnica Salesiana, Certificado de participación en la Formula Student 2017 por el Instituto de Ingenieros Mecánicos en el circuito de Silverstone.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	20 enero 2018
Fecha aceptación	15 marzo 2018

## MODIFICACIÓN DE LOS MAPAS TRIDIMENSIONALES DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE, AVANCE AL ENCENDIDO PARA AJUSTAR LA POTENCIA Y TORQUE EN UN MCI.

### MODIFICATION OF THREE-DIMENSIONAL FUEL INJECTION MAPS, FEED FORWARD TO ADJUST POWER AND TORQUE IN AN MCI.

Stefanía Amaya Suroño<sup>1</sup>, Alex Vilaverde Bado<sup>1</sup>, Alejandro David Díaz<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidad de Pinaros Amable ESPB - Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Química y Interfaces y Materiales de Materiales.

<sup>2</sup>amaya@unp.edu.cu<sup>1</sup>, avilaverde@unp.edu.cu<sup>1</sup>, adiaz@unp.edu.cu<sup>2</sup>

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, Vol. 8 Edición 2018, No. 3 (74)

#### RESUMEN

Los motores de combustión interna (MCI) modernos son controlados por una unidad de control electrónica (ECU), y el rendimiento de la potencia del motor se ve afectado significativamente por la selección tanto de los parámetros de la ECU como de los componentes del motor. Este artículo se presenta un nuevo método de ajuste de rendimiento de la potencia y torque del motor mediante el método de mapeo de inyección de combustible y avance al encendido sin la necesidad de realizar cambios mecánicos en el motor, y a la vez permitiendo un ahorro de combustible. El método de mapeo, es realizado mediante la modificación de los mismos en tiempo real permitiendo el control de la inyección y de avance de encendido, con el fin de aumentar los parámetros característicos del motor, para lo cual se realiza pruebas experimentales como el aumento - disminución de porcentaje de eficiencia volumétrica - grados de avance al encendido con el fin de obtener una configuración óptima del motor.

#### Palabras clave:

Avance al encendido, ECU programable, inyección de combustible, mapeo, potencia, torque.

#### ABSTRACT

Modern internal combustion engines (MCI) are controlled by an electronic control unit (ECU), and the performance of the engine power is significantly affected by the selection of both the ECU parameters and the engine components. This article presents a new method of adjusting engine power and torque performance by the method of mapping fuel injection and advance to ignition without the need for mechanical changes in the engine, while allowing fuel savings. The mapping method is performed by modifying them in real time allowing the control of the injection and ignition advance, in order to increase the parameters of the motor, for which experimental tests such as increase - decrease of volumetric efficiency percentage - degrees of advance to ignition in order to obtain optimal engine configuration.

#### Keywords:

Advance to ignition, programmable ECU, fuel injection, mapping, power, torque.





## 1. INTRODUCCIÓN

El rendimiento de la potencia del motor se ve afectado de forma significativa por el ajuste de los parámetros de control en la ECU y la selección de las partes del motor. El ajuste del rendimiento de la potencia del motor requiere, por lo tanto, un ajuste o modificación de los parámetros de la ECU y de componentes del motor para obtener un rendimiento óptimo basado en los requisitos. En la práctica, el ajuste del rendimiento de potencia del motor del automóvil implica un compromiso entre el par máximo del motor, el consumo mínimo de combustible y las emisiones reducidas. [1]

Los parámetros de la ECU, como el tiempo de inyección de combustible, el tiempo de encendido, se clasifican en variables numéricas. Las partes de motor se refieren a piezas opcionales o de rendimiento tales como sistemas de admisión, sistemas de encendido, sistemas de escape, árbol de levas y otros. Típicamente, las piezas del motor son objetos complicados y no ajustables, pero pueden ser sustituidos por otras piezas de alto rendimiento, en este caso se omite dichos cambios, debido a que se utiliza el método de mapeo para la optimización del motor sin cambios mecánicos. [1]

Al existir muy poca investigación para la selección de partes de motor, pero los estudios sobre la configuración de parámetros de ECU (también llamada calibración de ECU) están disponibles. Esta situación existe porque todos los estudios anteriores han asumido que las piezas del motor fueron elegidas perfectamente por el fabricante. De hecho, la selección de piezas es muy importante para el rendimiento de la potencia del motor, sin embargo, es muy difícil llegar a una configuración óptima. Por otra parte, no ha habido discusión comprensiva de la integración de la selección de la parte del motor con la calibración de la ECU, aunque estos dos factores son muy importantes en problemas de optimización de potencia del motor. [1]

Tradicionalmente, la calibración de la ECU se ha venido realizando empíricamente a través de un dinamómetro porque el motor de un automóvil es un sistema integrado de sensores y procesamiento de señales, sistemas de control termo fluido, mecánico e informático. La relación entre los parámetros de entrada y salida de

un motor automotriz controlado electrónicamente forma una función no lineal multivariable compleja que es muy difícil de determinar. Por lo tanto, en la práctica actual, el ingeniero primero determina una configuración del motor basada en la experiencia, datos pasados y simples ecuaciones matemáticas, y el motor se ejecuta entonces en un dinamómetro para probar su rendimiento real. Si el rendimiento del motor es pobre, el ingeniero ajusta los ajustes y repite el procedimiento hasta que el rendimiento sea satisfactorio.

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

En la figura 1, se presenta la implementación de ECU programable con la cual se realizó el método de mapeo mediante la conexión en red de computadores automotrices, permitiendo una comunicación entre la ECU programable y el ordenador portátil mediante un adaptador de cable serial RS232 permitiendo realizar modificaciones de parámetros como inyección de combustible y avance al encendido, para obtener mejor rendimiento del motor en tiempo real.

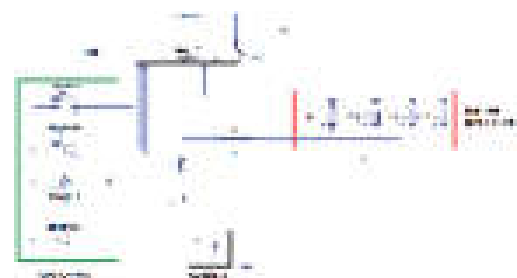


Figura 1. Diagrama de conexión de ECU Mega Jolt

### Avance al encendido

La posición del cigüeñal justo donde el contacto inicia una chispa en la bujía. Siempre se hace referencia a la posición del cigüeñal en grados. Dado que hay 360° en una revolución del cigüeñal, media revolución son 180°, el avance se especifica como "antes del punto muerto superior" (APMS). Esto es significa el número de grados del cigüeñal donde sale chispa. El avance de encendido es necesario porque el combustible y el aire gastan unas milésimas de segundo para quemar. [2]

Los valores típicos oscilan entre 5° APMS en vacío a unos 35° con el acelerador totalmente abierto (WOT) y, posiblemente, aún más en condiciones de crucero. Hay un punto óptimo en el movimiento del pistón

cuando los gases de combustión alcanzan su pico de presión (generalmente alrededor de  $17^\circ$  APMS), por lo que se necesita iniciar la ignición adelantada para obtener el máximo presión donde desea (en este caso  $36^\circ - 17^\circ = 19^\circ$  APMS)<sup>14</sup>.

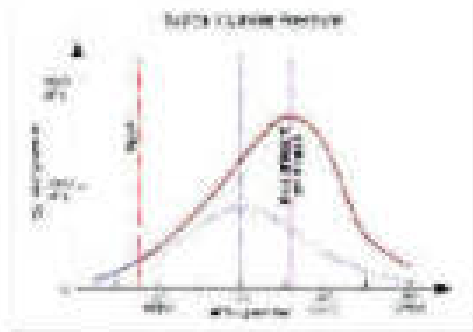


Figura 2. Presión en el cilindro (P)

El tiempo de avance es mínimo cuando el vehículo se encuentra a régimen bajo, porque el pistón se mueve lentamente, y el combustible tiene tiempo para quemar cerca de PMS. A velocidades más altas, debe ser adelantado. En algún momento (por lo general cerca de 3000 rpm) la turbulencia asegura una combustión rápida y no se necesita más avance. Los detalles de cómo optimizar el avance del encendido se ve afectado por diversos factores, podría llegar un gran volumen, e incluyen temas relevantes como el tamaño de válvulas y la forma de cámara, lo agitado de la mezcla, y una miríada de otras cosas. Si el pico de presión llega demasiado pronto, el resultado puede ser que la explosión se inflama produciendo un fenómeno llamado "detonación" y puede ser muy destructivo, además la chispa y el combustible interactúan en sincronía.

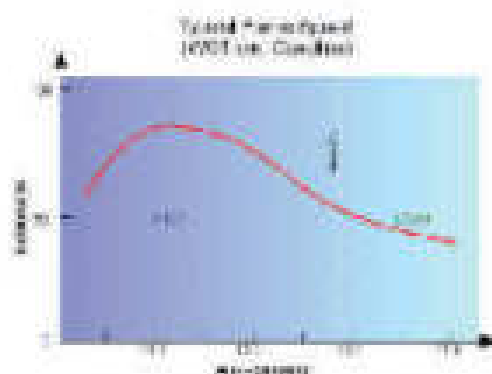


Figura 3. Velocidad de la mezcla (V)

Además de ser programada correctamente, la chispa se debe ser de suficiente voltaje para salvar la distancia entre electrodos, y tener la energía suficiente para mantener la chispa suficiente como para iniciar la

combustión.

### Optimización de combustible

Para ajustar la cantidad de combustible y corregir la condición pobre, se incrementa el valor del parámetro (ya sea en % o milímetros). El parámetro que se quiere aumentar pueden estar en la tabla enriquecimiento de aceleración VE (Eficiencia Volumétrica), el enriquecimiento de calentamiento, o el ancho de pulso de arranques, entre otros.

El parámetro que se modifica dependiendo de las condiciones bajo las que se encuentra el motor. Por el contrario, si el motor posee una mezcla rica, se disminuye el parámetro correspondiente.

Para obtener la máxima potencia, se desea una mezcla más rica que estequiométrica. Esto se debe a que la salida del motor está principalmente limitado por la cantidad de aire que entra en los cilindros.

Eso, a su vez, limita la cantidad de combustible que puede quemar. Sin embargo, para asegurarse de que todo el oxígeno se consume, se proporciona una mezcla más rica que la estequiométrica.

Para un motor de aspiración natural, aquí se tiene un ejemplo de tabla AFR:

Figura 4. Tabla AFR (P)

Típicamente, los motores de aspiración natural quieren la mezcla ligeramente más rica en el par máximo que en la potencia pico. Así que en acelerador a fondo "WOT" a 100 kPa es ligeramente más fino a bajas rpm.

El área alrededor de 1100 a 2000 rpm y 45 a 75 kPa es "crucero" (las bajas rpm es el resultado de una velocidad de transmisión larga). Mezclas más finas aquí ayudan a la economía de combustible, y evita la carbonilla y residuos en escape.



La zona comprendida entre 500 y 800 rpm está por debajo de 85 kPa y por encima de 45 kPa está inactivo. 13.5 l da el menor MAP kPa, y por lo tanto el más eficiente de inactividad en este motor (aunque este AFR no sería adecuado para un motor con control de emisiones).

Se logra la calibración mediante el software dedicado en este caso Tuner Studio donde permite la variación de los parámetros de control, brindando un mejor desempeño del motor, en tiempo real.

Para lo cual es recomendable para la calibración de ECU partir de datos bases del motor, con el cual se podrá realizar modificaciones con variación de 30 % de tolerancia con el fin que el motor trabaje de forma óptima sin fallas y sin realizar cambios mecánicos en el mismo.

Mega Squirt es el hardware a emplear el que permite el control de sensores en paralelo con la ECU estándar del motor, lo que ayuda a un mayor control de cada sensor y sin realizar modificaciones en el motor.

Mega Squirt I emplea un sensor de presión interna de calibración de 250 KPa. Para las modificaciones a realizar en los mapas tridimensionales es necesario conocer la carga del motor, las revoluciones por minuto, y sea el caso de porcentaje de inyección de combustible o grados de avance.

En las modificaciones de mapas se poseen términos técnicos, para ello nos basaremos a la tabla 1 de resumen de síntomas y acciones de ajuste. Será de gran ayuda para un entendimiento de ajustes de mapas tridimensionales.

Tabla 1. Síntomas y acciones de ajuste

AJUSTE	COMBUSTIBLE	CHISPA
Reactividad de acelerar	Muy rico: Humo negro en escape Lento respuesta del acelerador Pérdida del aceite "Tic-tac" negro Electrodo a de bujía Ruido excesivo de combustible Combustible en el suelo Desgaste del motor	Muy avanzada: Tardo en acelerar Aumento de los mal gases

En su punto	Bueno respuesta del acelerador Pérdida reducida Electrodo de la bujía de color oscuro	Pérdida reducida, Sin de inactividad, Bueno con control de combustible
Reactividad de acelerar	Muy pobre: "Tic-tac" negro en aceleración Poca potencia Electrodo de bujía blancos	Desgaste excesivo Poca potencia El escape es verdoso al estar caliente
	Pérdida de potencia Ruido excesivo (suspenso)	

**Mapa tridimensional de inyección de combustible.**

Al momento de realizar la reprogramación en la ECU se encontró con una base de datos conocido como archivo inicial, con el cual se realizó las comparaciones de las próximas reprogramaciones, con el fin de determinar variantes de optimización.

Los valores representados en las cuadrículas son representados en forma porcentual, es decir nos indica la cantidad de combustible inyectado y es variado según sea la necesidad. Se determinó en el mapa base la inyección de combustible en la posición ralentí es de 49 % de inyección de combustible, con respecto a dicho valor se podrá realizar una variación de 30%, con el fin de no producir daños en el motor. El mapa de inyección se encuentra determinado por el número de revoluciones del motor (rpm), de presión del sensor MAP (Kpa) y carga de combustible (%).

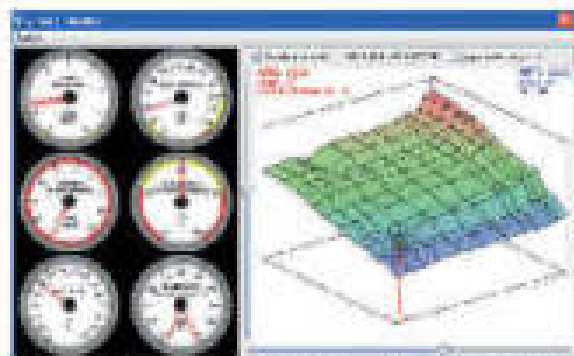


Figura 3. Mapa tridimensional de inyección de combustible

ENERGÍA MECÁNICA: MHO, ACCIÓN Y FUTURO  
 Vol. 7, No. 1, 2018, (P. 65-74) ISSN 1880-7368 (en línea)



### Mapa tridimensional de avance de encendido.

Con respecto al mapa de encendido de igual manera que el mapa de inyección, los datos bases son los que permiten realizar comparaciones de desempeño. En el mapa de avance de encendido se encuentra un ángulo menos en revoluciones bajas debido a que el pistón se mueve lentamente y el combustible puede asegurar su quemado en el PMS, por ende entre mayor incremento de rpm será mayor el ángulo de encendido, tomando en cuenta que un avance de encendido puede tomar valores desde 5° en ralentí hasta 33° con el acelerador totalmente abierto.

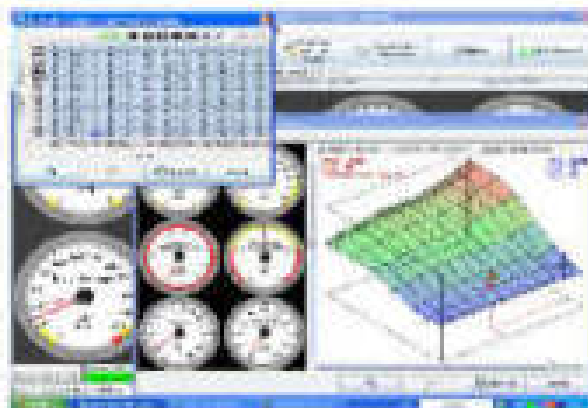


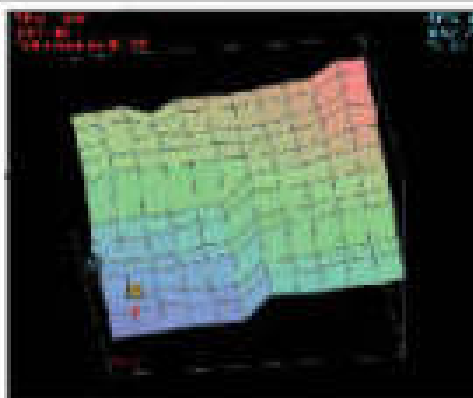
Figura 1. Mapa y tabla de avance de encendido

El mapa de encendido está determinado por el número de revoluciones (rpm), el grado de encendido (°) y la depresión que genera en el sensor MAP, se observó que entre mayor se encuentre la depresión del sensor MAP se necesitara menor ángulo de encendido.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Tabla 2. Comparación de mapas de inyección

Comparación de mapas de inyección entre la primera y segunda inyección



Mapa de inyección primera reprogramación

Partiendo del mapa base, se visualiza que el motor posee una inyección de combustible excesiva indicado que existe una mezcla rica por lo cual se genera humo negro y exceso de consumo de combustible, por lo cual es recomendable disminuir, con el fin de cada parámetro del motor indique buen desempeño, en el consumo de combustible se verificó el cambio mediante el panel de control donde existe una reducción de 0.1 MPG.



Mapa de inyección segunda reprogramación

Observando la distribución de colores en el mapa de inyección se visualiza una diferencia entre las zonas de baja velocidad y alta velocidad, en el primer caso se disminuyó 15% de inyección de combustible generando un área mayor de valores mínimos de inyección con respecto a la segunda reprogramación.

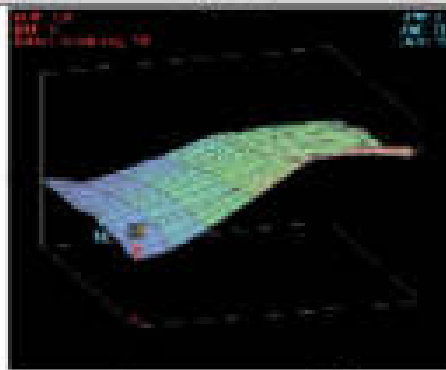
Al realizar la disminución de inyección de combustible, de igual forma el motor no tiende a llegar a altas revoluciones por minutos, en el caso de la primera reprogramación existe menor desarrollo del motor donde las RPM de mayor alcance es de 3800 rpm, las mismas que no permiten un desempeño óptimo del motor debido a que con el mapa base la velocidad máxima es de 5000 rpm.

Al momento de realizar los cambios se identifica que el motor tiende a poseer una desaceleración, por lo cual es recomendable verificar el avance al encendido, para que exista una combustión completa.



Tabla 3. Comparación de mapas de ignición.

Comparación de mapas trifurcados de ignición

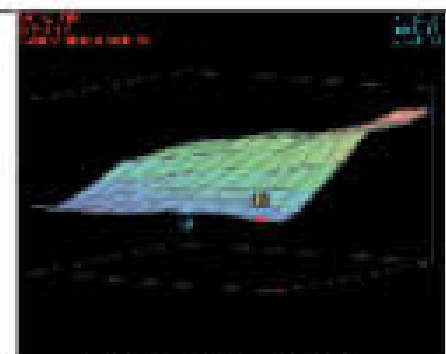


Primeras reproprogramación

En la tabla 3, se visualiza un leve incremento del avance al encendido debido a que el motor no posee carga por lo tanto no es importante que el motor tienda a acelerar, sino que obtenga un ralenti suave de forma estable, este cambio de parámetro también es idóneo cuando se requiere realizar cambios de marcha por lo que es factible realizar una disminución del avance.

Entre las primeras celdas existe el aumento en el caso de 1° en la primera reproprogramación y 2° en la segunda, se realizó el aumento en la sección donde el motor trabaja en ralenti para evitar que se apague, y en velocidades mayores se mantiene el valor inicial debido a que no posee carga el motor.

Las modificaciones realizadas indican un cambio uniforme y suave del mapa permitiendo que el motor tenga un buen desempeño, y no exista detonación en la combustión.



Segunda reproprogramación

En la primera reproprogramación en las celdas seleccionadas viene hacer ocupada por una inyección mínima de combustible se realizó un adelanto en el mapa de ignición para compensar la mezcla y que el

motor no produzca ineficiencia.

En la segunda reproprogramación se visualiza el área de mejor desempeño del motor se ha incrementado para compensar el cambio es necesario el incremento del avance de encendido para que exista una combustión completa de la mezcla.

Mediante las reproprogramaciones, se puede concluir que la más óptima del motor es la segunda debido a que genera un ahorro de combustible, el motor posee una óptima respuesta del acelerador la combustión no genera detonación.

#### 4. CONCLUSIONES

- Se propone un método de calibración de ECU programables para la modificación de parámetros de control y la optimización del motor permitiendo incrementar la potencia y torque del motor. Para dicho método es necesario la manipulación de los valores de inyección de combustible y avance al encendido para determinar la óptima reproprogramación adecuada del motor.

- El uso de las unidades de control electrónico posee grandes versatilidades según el usuario lo necesite, en el campo deportivo son empleadas por las facilidades de modificación de los distintos parámetros de control, mientras el motor se encuentra funcionando, con el fin de obtener un desempeño óptimo del motor, permitiendo el ahorro de combustible y generando mayor potencia y torque del motor, según la carga de mismo.

- La segunda reproprogramación es la idónea para el motor, debido que existe una respuesta óptima del acelerador, mejor desarrollo del motor con una combustión limpia, el cual se redujo en un 25% la inyección de combustible debido a la presencia de una mezcla excesivamente rica en datos iniciales, lo cual se observaba la presencia de humo negro el avance al encendido se incrementó 2° obteniendo una potencia máxima, bajo consumo de combustible; se realizó dicha modificación relacionada con datos bases en los cuales era notorio detonación en la combustión y generaba emisiones de gases excesivos.

## 5. REFERENCIAS

- [1] Pan Kin , W, Lap Maa, T, & Ke, L. (2012). Automotive engine power performance tuning under numeric and nominal data.
- [2] Ilich corp. (15 de Abril de 2015). Megachorro. Recuperado el 23 de junio de 2017, de <https://megachorro.blogspot.com/2015/04/principios-optimizacion-de-mapas-de.html>
- [3] Dickinson, P., & Shenton, A. (2009). Dynamic calibration of fueling in the PFI SI engine. *Control Engineering in Practice*, 26-38.
- [4] Kettunen, T. (2008). *Megarquit-Moottorinohjainen Ja Sähkönsyötön Aiemuus*. Tampereen ammattikorkeakoulu, 5-30.
- [5] Kruse, T., Kurs, S., & Lang, T. (2010). Modern Statistical Modeling and Evolutionary Optimization Methods for the broad use in ECU calibration. (Elsevier, Ed.) *IFAC Proceedings Volumes*, 43(7), 739-743. *Control Engineering Practice*, 20(3), 300-314.
- [6] Saerens, B., Vandersteen, J., Persoons, T., Smeets, J., Dähl, M., & Van den Bulck, E. (2009). Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization. *Applied energy*, 1582-1588.
- [7] Tan, S., Liu, Y., Ma, W, Li, J., & Yang, M. (2005). *Advanced ECU Software Development Method for Fuel Cell Systems\**. *Tsinghua Science & Technology*, 10(5), 610-617.
- [8] Wu, B., Filip, Z., Prucka, R., Kramer, D., & Ohl, G. (2007). A simulation-based approach for developing optimal calibrations for engines with variable valve actuation. *Oil & Gas Science and Technology-Revue de l'IFP*, 539-553.

[9] Amaya, S., & Villareal, A. (2017). Repostorio ESPE. Investigación de la influencia del uso de software dedicado en la reprogramación en red para el mapeo de la ECU programable en el motor Peugeot 407

## 6. BIOGRAFÍA



Stefania Amaya Sandoval, Ingeniera Automotriz ESPE Extensión Latacunga.

<sup>1</sup>Stefania Amaya Sandoval, nació en Latacunga, Ecuador, es Ingeniera Automotriz de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta asesoramiento en Mecánica y Electrónica del automóvil, Docente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga.



Alex Villareal Prado, Ingeniero Automotriz ESPE Extensión Latacunga.

<sup>2</sup>Alex Villareal Prado, nació en Tulcan, Ecuador, es Ingeniero Automotriz de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta asesoramiento en Mecánica y Electrónica de automóviles, Docente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga.



<sup>3</sup>Alexandra Corral Diaz, Ingeniera en Sistemas, Magister en Software, actualmente desempeña actividades de Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	17 septiembre 2018
Fecha aceptación	10 de noviembre 2018



## ANÁLISIS DE LAS MODIFICACIONES DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA A GASOLINA Y DETERMINACIÓN DE LAS CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA APLICANDO UN MODELO MATEMÁTICO.

### ANALYSIS OF MODIFICATIONS OF AN INTERNAL GASOLINE COMBUSTION ENGINE AND DETERMINATION OF TORQUE AND POWER CURVES APPLYING A MATHEMATICAL MODEL.

Vicente Rojas Pacheco<sup>1</sup>, Jorge Martínez Domínguez<sup>2</sup>, Johnny Pancha Escobar<sup>3</sup>, Vicente Pomero Híjales<sup>4</sup>  
Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPE), Ebanza, EC. Ingeniería Automática – Escuela Politécnica Nacional<sup>1</sup>, Quito  
e-mail: vrp\_1989@espe.edu.ec<sup>1</sup>, jmdom@espe.edu.ec<sup>2</sup>, jpanch@espe.edu.ec<sup>3</sup>, vpomero@espe.edu.ec<sup>4</sup>

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 10 (14)

#### RESUMEN

El presente artículo investigativo está orientado a determinar de una manera alternativa el torque y potencia de un motor de encendido provocado (MEP). En primera instancia, mediante el protocolo basado en un modelo matemático de torque y potencia, el uso de la tarjeta electrónica DAQ USB 6008 y la programación en el Software Labview, se realiza la adquisición y procesamiento de señales efectuando diversas pruebas.

El estudio detalla la transformación de los motores de serie para adecuarlos a la competición, un tema que interesa no solo a los aficionados al mundo del motor, sino también a los mecánicos, técnicos e ingenieros que deseen conocer las modificaciones que se realizan en un motor de serie o bien afinar sus conocimientos basándose en los principios ingenieriles de diseño de un motor.

Durante la realización del mismo, se utilizarán los parámetros y datos reales de un motor Nissan A12, el cual se ha logrado modificar en un 25%, obteniendo mejoras en eficiencia y aumentando sus valores en las curvas de torque y potencia. Para dicho cálculo se utilizó de referencia un artículo de cálculo alternativo de torque y potencia de un motor de combustión interna a gasolina.

#### Palabras clave:

Motor Encendido Provocado; Torque; Potencia.

#### ABSTRACT

The present article is oriented to determine in an alternative way the torque and power of a engine with spark ignition (SIPI).

In the first instance, through the protocol based on a mathematical model of torque and power, the use of the DAQ USB 6008 electronic board and programming in the Labview Software, the acquisition and processing of signals are carried out by performing various tests.

This study details the transformation of the commercial engines to suit the competition, an aspect that concerns not only fans of the world of the engine, but also the automotive mechanics, technicians and engineers who want to know the modifications that are made in an original engine or to consolidate their knowledge based on the engineering principles of design of an engine.

In the development of this article, the parameters and actual data of a Nissan A12 engine will be used which has been modified by 25% obtaining improvements in efficiency and increasing its values in torque and power curves.

For this calculation, reference was made to an article of calculation of torque and power of an internal gasoline internal combustion engine.

#### Keywords:

Engine ignition.

## 1. INTRODUCCIÓN

Aspectos como, realizar mejoras de torque y potencia de un motor de combustión interna; analizar el comportamiento de las curvas de trabajo mediante la generación de una estructura de análisis matemático y estadístico en las modificaciones de las partes fijas y móviles del motor, son detallados a continuación.

Tabla 1. Datos Teóricos del Motor Nissan A12

DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR	
Año	1997
Modelo	A 12
Cilindrada	1171
Luz a bujías de la jé (mm)	08-09
Velocidad (RPM)	700
Luz a bujías del pistón (mm)	0-05-0-55
Gasoleno estándar (RPM)	17gr
Válvulas Admisión (en centímetros) (mm)	0,35
Válvulas Escape (en centímetros) (mm)	0,35
Ángulo de compensación	9,0:1
Velocidad total (mm)	1171
Cilindrada total (mm)	1315
Forja a Nissan (RPM)	6,178
Potencia máxima (KW)	55
Potencia Eléctrica (KW)	51,83
Torque (RPM)	109,17

## 2. MÉTODOS Y MATERIALES

### 2.1 Par motor

Para realizar la combustión de la mezcla aire-combustible dentro de un motor MIEP, es por acción de chispa eléctrica, la cual genera un aumento de la presión y temperatura en el interior de los cilindros. Esta presión interna produce a su vez una fuerza de empuje  $F$  sobre el pistón que lo desplaza generando el clásico mecanismo de biela-manivela de los motores de combustión interna alternativo, donde el movimiento lineal del pistón se transforma en un movimiento rotatorio del cigüeñal. La fuerza de dicha combustión actúa sobre el émbolo y es proporcional a la presión media efectiva que se efectúa durante la carrera de expansión [1], la misma que depende del grado de llenado de los cilindros, de la relación de compresión, de la cilindrada y de la eficacia con que se desarrolla la combustión. En el esquema de la Fig.

1, la fuerza  $F$  ejercida sobre el pistón se descompone en la fuerza  $F_b$  que actúa sobre la cabeza de biela y en la  $F_n$  que produce un empuje lateral sobre las paredes del cilindro.

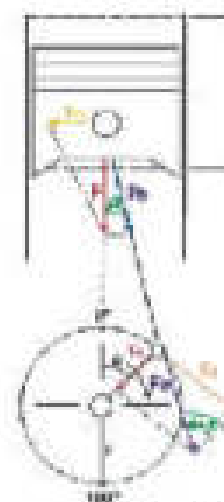


Figura 1. Esquema a partir la obtención del par motor.

Por lo tanto, el producto de la fuerza  $F_b$  por el radio  $r$  de la manivela determina el par motor, reflejado aritméticamente en la Ec. (1).

$$T = F_b \cdot r \quad (1)$$

T: Torque o par motor (Nm)

$F_b$ : Fuerza sobre la biela (N)

$r$ : Radio de la manivela (m) (Deflex (cm))

La fuerza  $F$  que produce el torque es variable, que en un motor de 4 tiempos es máxima en el momento que se lleva a cabo la fase de combustión y su posterior expansión en el cilindro, siendo negativo el torque en las demás fases. Dentro de la etapa donde se genera trabajo el rendimiento del motor no es igual en todos los puntos, depende del régimen de giro y consecuentemente de la fuerza de empuje que se genera. Es así que el número de revoluciones limita el llenado correcto de los cilindros y, por tanto, el par motor. A bajas revoluciones la combustión de la mezcla no resulta óptima debido a la escasa fuerza que poseen los gases que provoca que el llenado del cilindro no sea el ideal, al igual que su vaciado. Por otro lado, si el motor funciona a un elevado régimen, tampoco el llenado de los cilindros es completo debido a la escasa tiempo que dispone el gas para ocupar todo el espacio disponible [3]. Además, a partir del punto óptimo de revoluciones del motor, aunque se quemara más combustible acelerando el mismo y consiguiendo que la potencia todavía se incrementa más, el par disminuye. De ahí que los consumos específicos





óptimos estén en valores próximos a la zona de par máximo, aumentando el consumo de inmotor conforme se aleja de este rango [1].

**2.1 Potencia**

El concepto de potencia expresa cuantas veces está disponible el par motor en el tiempo, es decir, con qué velocidad se puede disponer del par. La potencia desarrollada por un motor depende de la relación de compresión y de la cilindrada, ya que a mayores valores de estas le corresponde mayor explosión y más fuerza aplicada al pistón; también depende íntimamente de las revoluciones por minuto a las que gira el motor. En consecuencia, la potencia puede ser determinada mediante la Ec. (2).

$$P = P^* \omega = \frac{P^* n}{60} \quad (2)$$

- P: Potencia del motor (CV)
- T: Torque o par motor (kgm)
- $\omega$ : Velocidad angular del eje del cigüeñal (rad/s)
- n: Revoluciones por minuto (rpm)

Luego de alcanzar la potencia máxima, el exceso de revoluciones ocasiona que ésta disminuya debido a que el sistema de inyección de combustible tiene un límite operativo, superado el mismo no tiene precisión suficiente para inyectar el combustible eficientemente; además, el sistema de distribución no es capaz de abrir y cerrar las válvulas con la suficiente velocidad para que los gases de escape y de admisión fluyan adecuadamente. El límite máximo de revoluciones a la que puede girar el motor está establecido por las propias limitaciones de los elementos mecánicos que lo constituyen.

**2.2.2 Relación entre la potencia y condiciones atmosféricas.**

Algunos factores que dependen de la cota de funcionamiento y de las condiciones atmosféricas estas son presión, temperatura y grado de humedad en el aire; todas estas influyen notablemente en el trabajo y desempeño del motor.

Estudios y experiencia efectuados en diferentes motores de aviación dentro de cámaras en la cuales es posible variar la presión y temperatura del aire, han demostrado que la potencia y torque

son proporcionales a la presión barométrica e inversamente proporcionales a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta. Para obtener los mismos resultados también se puede realizar el cálculo para lo cual deben ser comparables los datos de potencia obtenidos en los diferentes motores de prueba cuyas condiciones de temperatura y presión se han referido a una presión base atmosférica (760 mm hg) y una temperatura ambiente (15° C) [6].

$$K_c = K \frac{P_0}{P} \sqrt{\frac{T_0}{T}} \quad (3)$$

- $P_0$ : Potencia en CV referida al nivel tipo
- K: Potencia en CV obtenida al nivel
- P: presión de la prueba (Kg/cm<sup>2</sup>)
- $P_0$ : presión normal de 760 mm en Kg/cm<sup>2</sup>
- T: Temperatura absoluta ambiente en °K
- $T_0$ : Temperatura absoluta normal = 273 + 15 = 288 (°K)

La expresión  $\frac{P_0}{P} \sqrt{\frac{T_0}{T}}$  se llama factor de corrección altura, por lo que respecta a la humedad, la corrección puede efectuarse restando a la presión atmosférica la presión del vapor de agua verificada y usando el valor que resulta en lugar del valor p, en la fórmula de la corrección [2]. Reemplazando los datos en base a la tabla se obtienen los siguientes datos:

Tabla 1. Datos Teóricos del Motor Normal A12

Altitud (m)	0	3900
Temperatura (°C)	35	26,5
Presión (hsc)	1,013	0,719
Densidad del Aire (Kg/m <sup>3</sup> )	1,215	0,925

Factor de corrección altura =  $\frac{1,013 \cdot 1,215}{0,719 \cdot 0,925}$   
 Factor de corrección altura = 1,741

Además la fórmula de corrección de valores en altura para pasarlos a nivel del mar utiliza la siguiente fórmula basada en el mismo principio de densidad del aire.

$$K_c = \frac{P_0}{P} \sqrt{\frac{T_0}{T}}$$

Reemplazando los resultados obtenidos tenemos:



$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 1 - \frac{1}{1,034}$$

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 0,2758$$

$$\text{factor de corrección nivel del mar} = 28\%$$

### 2.2.3. Cálculos

#### Cilindrada Unitaria

$$VU = \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s}{4} \quad (8)$$

Donde:

D- Diámetro

S- carrera

VU- volumen cilindrada unitaria

$$VU = \frac{7,3^2 \cdot \pi \cdot 7,0}{4}$$

$$VA = 292,97 \text{ cm}^3 \quad (9)$$

#### Cilindrada Total

$$VT = VU \cdot i \quad (6)$$

Donde:

VT- volumen cilindrada total

i- número de cilindros

$$VT = 292,97 \cdot 4$$

$$VT = 1171,88 \text{ cm}^3 \quad (7)$$

Para desarrollar el análisis propuesto por nosotros necesitamos la presión de compresión del motor (P), el diámetro del pistón, el régimen de giro del motor (W) en RPM y la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela (λ).

Donde tenemos los siguientes términos:

λ- longitud de biela

r- Radio de giro en el pistón

ω- Ángulo de posición del cigüeñal

β- ángulo de biela

$$\omega = 1200 \text{ rad} = 11,33 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\text{número del pistón} = \frac{1200 \text{ rpm}}{720} = 1,6667$$

$$W = 2000 \text{ rpm} = 41,22 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\lambda = 0,24 \text{ m}$$

$$r = 0,07 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,377 \text{ m}$$

#### Porcentaje pérdida mecánica

$$\% \text{ Pérdida mecánica} = \left( 1 - \frac{50,0}{1} \right) \cdot 100\%$$

$$\% \text{ Pérdida mecánica} = 50\%$$

Una vez que se tienen estos datos se reemplazan en las fórmulas que se utilizan para calcular las siguientes fuerzas en el mecanismo biela manivela con el motor standard.

#### Fuerza del Pistón (Fp)

$$Fp = P \cdot A$$

$$Fp = 11,33 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot (7,3 \text{ cm})^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$Fp = 500 \text{ kgf} = 4900 \text{ N}$$

#### Fuerza Lateral del Pistón (Flp)

$$Flp = Fp \cdot \tan \beta$$

$$Flp = 500 \text{ kgf} \cdot \tan 4,3255$$

$$Flp = 37,771 \text{ kgf}$$

#### Fuerza de la Biela (Fb)

$$Fb = Fp \cdot \frac{1}{\cos \beta}$$

$$Fb = 500 \frac{1}{\cos 4,3255}$$

$$Fb = 501,42 \text{ kgf} = 4914,41 \text{ N}$$

#### Fuerza Tangencial (TE)

$$TE = Fp \cdot \sin \left( \frac{120^\circ}{720} \right)$$

$$TE = 500 \cdot \sin \left( \frac{120 \cdot 2000}{720 \cdot 1000} \right)$$

$$TE = 100,00 \text{ kgf} = 980,14 \text{ N}$$

#### Desplazamiento del Émbolo (SE)

$$SE = R \cdot \left( 1 - \frac{1}{4} R^2 \cos \omega + R^2 \frac{1}{4} \cos^2 \omega \right)$$

$$SE = R \cdot \left( 1 - \frac{1}{4} R^2 \cos^2 \omega + \frac{1}{4} R^2 \cos^2 \omega \right)$$

$$R = \frac{0,24 \text{ m}}{0,07 \text{ m}} = 3,4285$$

$$SE = 1,533 \text{ mm}$$

#### Velocidad del Émbolo (VE)

$$VE = R \cdot \omega \cdot \left( \sin \omega + \frac{1}{4} R^2 \sin 2\omega \right)$$

$$VE = 0,07 \text{ m} \cdot 41,22 \text{ rad/s} \cdot \left( \sin 11,33 + \frac{1}{4} (3,4285)^2 \sin 22,66 \right)$$

$$VE = 4,63 - 4,7 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$VE = 4,63 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

#### Torque

$$T = \frac{M \cdot \omega}{2\pi \cdot n}$$

$$T = 1000$$

Donde:

M- torque

n- a través de una revolución



$$M1 = \frac{Pv \times 9550}{4500}$$

$$M1 = \frac{31,57 \times 9550}{4500}$$

$$M1 = 192,17 \text{ Nm}$$

$$M1_{\text{conecta}} = \frac{192,17}{1,301}$$

$$M1_{\text{conecta}} = 147,61 \text{ Nm}$$

### Presión media:

$$P_m = 11,95 = 11,72$$

$$P_m = 15118 \text{ Kg/cm}^2 = 1482372 \text{ bar}$$

### Potencia Indicada

$$P_i = \frac{12,123 \times 11,72 \times 2600}{60 \times 1000}$$

$$P_i = 54,43 \text{ kW}$$

### Potencia Efectiva

$$P_e = \frac{M1 \times \pi}{2550}$$

Donde:

M1= torque

$\pi$  = a fricción de los cilindros

P<sub>e</sub> = potencia efectiva

$$P_e = \frac{25,05 \times 4553}{2550}$$

$$P_e(\text{potencia efectiva}) = 37,25 \text{ kW}$$

### Motor repotenciado

Para el caso del motor repotenciado tenemos los siguientes valores para realizar el cálculo correspondiente de las fuerzas, acotando que tanto L y R son iguales.

$$D = 315 \text{ PSI} = 5,1 \times 6 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$r_{\text{diámetro del pistón}} = 73,667 \text{ mm} = 7,3667 \text{ cm}$$

$$W = 6000 \text{ rpm} = 628,31 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$k = \frac{\pi}{4} = \frac{3,1416}{4}$$

$$k = 0,785$$

### Fuerzas Resultantes Biela-Marivela

#### Fuerza del Pistón (F<sub>p</sub>)

$$F_p = P \times A$$

$$F_p = 15,118 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} (7,316 \text{ cm})^2 \frac{\pi}{4}$$

$$F_p = 610,785 \text{ kgf}$$

#### Fuerza Lateral del Pistón (F<sub>lp</sub>)

$$F_{lp} = F_p \times \tan \beta$$

$$F_{lp} = 610,784 \text{ kgf} \times \tan 11,255$$

$$F_{lp} = 48,46 \text{ kgf}$$

#### Fuerza de la Biela (F<sub>b</sub>)

$$F_b = F_p \frac{1}{\cos \beta}$$

$$F_b = 610,785 \times \frac{1}{\cos 11,25528}$$

$$F_b = 617,615 \text{ kgf}$$

#### Fuerza Tangencial (F<sub>t</sub>)

$$F_t = F_p \times \text{Sen} \left( \frac{11,255}{17,25} \right)$$

$$F_t = 610,785 \times \text{Sen} \left( \frac{11,255 \times 0,3958}{17,25 \times 0,3958} \right)$$

$$F_t = 213,77 \text{ kgf}$$

#### Desplazamiento del Embolo (SE)

$$SE = R(1 + \frac{1}{4} \times \text{Sen}^2 \alpha + R^2 \times \text{Sen}^2 \alpha)$$

$$SE = R(1 + \frac{1}{4} \times (R^2 - 1) \times \text{Sen}^2 \alpha + R^2 \times \text{Sen}^2 \alpha)$$

$$SE = 1,113 \text{ mm}$$

#### Velocidad del Embolo (VE)

$$VE = 2 \times W \left( \text{Sen} \alpha + \frac{1}{4} \times \text{Sen} 3\alpha \right)$$

$$VE = 628,31 \times 6 \left( \text{Sen} 11,255 + \frac{1}{4} \times \text{Sen} 33,765 \right)$$

$$VE = 6456 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$

$$VE = 6456 \frac{\text{cm}}{\text{seg}}$$



### Relación de Compresión

$$R_c = \frac{V_h + V_{cc}}{V_{cc}}$$

Donde:

$R_c$  - Relación de compresión

$V_h$  - Volumen de la cámara al todo

$V_{cc}$  - Volumen de la cámara de combustión

$$R_c = \frac{292,97 + 30,1}{30,1}$$

$$R_c = 10,6:1$$

### Potencia indicada

$$P_i = \frac{P_{mef} \cdot C \cdot n}{900}$$

$$P_i = \frac{15,116 \cdot 1,17 \cdot 9 \cdot 4500}{900}$$

$$P_i = 80,57 \text{ Kw}$$

### Potencia efectiva calculada ( $P_e$ )

$$P_e = P_i \cdot 0,9187$$

$$P_e = 81,37$$

$$P_e \text{ (en CV)} = \frac{81,37}{1,361}$$

$$P_e \text{ (en CV)} = 59,82 \text{ CV}$$

### Torque corregido

$$M_d \text{ corregido} = \frac{P_e \cdot 9550}{n}$$

Donde:

$M_d$  - torque

$n$  - número de revoluciones

$$M_d \text{ corregido} = \frac{59,821 \cdot 9550}{4530}$$

$$M_d \text{ corregido} = 125 \text{ Nm}$$

## 3. MÉTODOS Y MATERIALES

### Presión Media Efectiva (P.M.E)

Es aquella presión promedio por encima de la atmosférica que ejercen los gases sobre el émbolo durante la carrera de expansión del motor al ser quemados por acción de la chispa eléctrica. La P.M.E es proporcional al par motor y para un régimen de rotación determinado, también a la potencia suministrada. El cálculo de la P.M.E se traduce en determinar la presión en el interior del cilindro durante el ciclo de trabajo del motor, lo que es similar a determinar la potencia de la señal, para esto se utiliza un sensor piezoeléctrico que se adapta a la bujía de encendido para brindar mediciones en tiempo real de dicha presión interna. En términos de procesamiento de señales, la energía de la señal es una medida que denota la intensidad o tamaño de la misma. La función de energía de una señal representa la energía disipada por una resistencia de 1 ohm cuando se aplica un voltaje equivalente a la señal de presión del cilindro. En dominio discreto, la energía de la señal viene dada por la Ec. (3) [4].

$$E = \sum_{n=1}^N |x_n|^2$$

El sensor piezoeléctrico a utilizar es de la marca BOSCH y abarca un rango de presiones de 0 a 140 bares. Proporciona una señal analógica, cuyo voltaje es proporcional a la presión que detecta. Además, trabaja en un rango de temperatura de -40°C hasta 130°C.

### Dispositivos de diseño esenciales

#### Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB-6009

Es utilizada para el diseño y comando de prototipos, entornos y sistemas reales de una manera versátil y rápida mediante el empleo de software y hardware flexibles. Está en la capacidad de tomar información del entorno por medio de sus pines de entrada de toda una gama de sensores y puede controlar actuadores mediante sus pines de salida. Es posible la transferencia de datos de ésta al ordenador ya que tiene la capacidad de ser programable por medio de diferentes softwares como el Labview, utilizado en





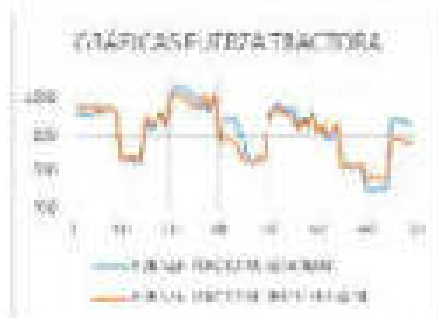


Figura 3. Gráficas de ocupación de curvas de fuerza tracción.

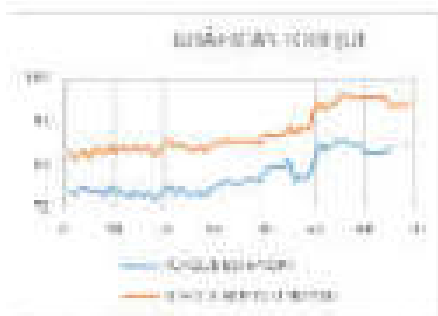


Figura 4. Gráficas de ocupación de curvas de torque.



Figura 5. Gráficas de ocupación de curvas de potencia.

Con estos resultados se obtiene una mejora del 36,7% en todas las gráficas.

#### 4. CONCLUSIONES

Es posible determinar el par motor y potencia de una manera alternativa, aplicada a un motor de combustión interna de encendido provocado. El cálculo del par motor y potencia propuesto se rige por variables relación de transmisión, volumen del cilindro, e estado implícita dentro de ésta última la presión interna del cilindro medida por el sensor.

Los resultados experimentales del modelo matemático planteado para el torque y potencia no exhiben una diferencia estadística altamente significativa respecto a los medidos por un banco dinamométrico; ya que basándose en una investigación previa, se obtiene un margen de error medio inferior de 8,5 %.

Al estar el motor sometido a carga, por ejemplo al someterlo a un esfuerzo notable, se obtiene un mayor torque y potencia con el incremento de la velocidad, siempre que esté trabajando a un régimen útil de revoluciones.

#### 5. REFERENCIAS.

- [1] V. Rojas; J. Castillo; Determinación del Torque y Potencia de un Motor de Combustión Interna a Gasolina Mediante el Uso de Bujía con Sensor de Presión Adaptado y Aplicación de un Modelo Matemático, Julio 2016.
- [2] G. Genta, I. Morello, et. Al, "Engine," in: The Motor Car: Past, Present and Future, 1st ed., Ed. Springer Netherlands, 2014, pp. 332-341.
- [3] Campo, I. El motor: características de funcionamiento. Master. D. [En línea]: <http://es.slideshare.net/gruposmaster/caracteristicas-de-lomotor-la-potencia-por-martard> [Último acceso: Marzo, 2015]
- [4] Poggi, F. Desantes, JM. Motores de combustión interna alternativos, Universidad Politécnica de Valencia, 2011
- [5] Giacosa, D. Motores endotérmicos, Universidad Politécnica de Turín, 2012.
- [6] K. Reif, "Basic of the gasoline (SI) engine," in: Fundamentals of Automotive and Engine Technology, Bosch, 1st ed., Ed. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, pp. 60-61.
- [7] Engineer's handbook. Reference Tables-Coefficient of Friction. Disponible: <http://www.engineerchandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> [Último acceso: Agosto, 2015].
- [8] Engineer's handbook. Reference Tables-



Coefficient of Friction. Disponible: <http://www.engineerandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm> [Último acceso: Agosto, 2015].

[9] Nissan. (s.f.). Manual de servicio series A10 y A12. Tokio, Japon : Nissan Motor Co. Obtenido de MDM network: <http://www.manualesdemecanica.com/manuales/Manual-de-taller/nissan/Motores-Nissan-A10-y-A12-series>.

## 6. BIOGRAFÍA

<sup>1</sup>Edgar Vicente Rojas Reinoso Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2016); Ingeniero Mecánico Automotriz en la Universidad Politécnica Salesiana (2012), es docente e investigador en Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.



<sup>2</sup>Jorge Enrique Martínez Coral Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2011); Ingeniero Mecánico en la Universidad Politécnica Nacional (2001). Profesor y director de tesis de posgrado de la Maestría en Sistemas Automotrices de la Escuela Politécnica Nacional. Cursos de especialización de diagnóstico automotriz con equipos electrónicos en Corea, España, Francia, Argentina, Colombia, Venezuela, Chile y Estados Unidos. Miembro del colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha (CIMEPI). Presidente de la Asociación de Técnicos Automotrices Especializados (ATAE). Expositor nacional e internacional.



Johnny Marcelo Pancha Ramos Máster en Sistemas Automotrices en la Escuela Politécnica Nacional (2016); Ingeniero en Mecánica Automotriz en la Escuela Politécnica Javeriana del Ecuador (2012).

Tiene experiencia en el área de mantenimiento y reparación en vehículos a gasolina. Se desempeñó como profesor y capacitador en el área de Electricidad Automotriz e Inyección Electrónica. Actualmente, labora como docente universitario e investigador en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.



Vicente Javier Romero Hidalgo Máster en Ingeniería Mecánica en la Universidad Politécnica de Madrid (2015); Ingeniero Automotriz en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo (2012).

Especializado en Estados Unidos y Argentina en vehículos híbridos y eléctricos, además cuenta con una certificación ASE A6 para diagnóstico eléctrico y electrónico de vehículos. Se desempeñó como técnico y jefe de taller para la empresa AUTOSIERRA S.A. distribuidor de la marca Volkswagen para la zona centro del País. En la actualidad labora como docente ocasional e investigador en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	25 junio 2018
Fecha aceptación	20 agosto 2018



**PROGRAMACIÓN DE LLAVES E INMOVILIZADORES DE VEHÍCULOS.****PROGRAMMING OF KEYS A VEHICLE IMMOBILIZING.**León Molina Molina<sup>1</sup>, Ronald Carrera Tapia<sup>2</sup>, Leonardo Quiroz<sup>3</sup>, David Escola<sup>4</sup><sup>1</sup>Universidad de Pinaros Amalia ESPS - Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Química y Física y Materiales de Materiales.e-mail: [Leomol@unpamalia.edu.ec](mailto:Leomol@unpamalia.edu.ec), [Roncarr@unpamalia.edu.ec](mailto:Roncarr@unpamalia.edu.ec), [Lequiroz@unpamalia.edu.ec](mailto:Lequiroz@unpamalia.edu.ec), [David@unpamalia.edu.ec](mailto:David@unpamalia.edu.ec)

Revista Energía Médica Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 11 (14)

**RESUMEN**

La investigación tiene por objetivo analizar los sistemas inmovilizadores y la obtención de información de los códigos de diferentes dispositivos para reprogramar y poner a punto los mismos.

Trata tópicos de reprogramación de llaves e inmovilizadores de vehículos, aplicados a varias marcas predominantes en Ecuador.

A través de software especializado y el equipo de tecnología de punta se desarrolla la secuencia ordenada para codificar, extraer códigos y concluir con la programación del dispositivo de seguridad sin realizar métodos invasivos de instalación.

**Palabras clave:**

Inmovilizador, transponder, llaves de encendido, reprogramación.

**ABSTRACT**

*The objective of the research is to analyse the immobilization systems and obtain the information of the codes of different devices to reprogram and tune them.*

*It deals with topics of reprogramming of keys and immobilisers of vehicles, applied to several predominant brands in Ecuador.*

*Through specialised software and state-of-the-art equipment the ordered sequence is developed to code, extract codes and conclude with the programming of the security device without performing invasive methods of installation.*

**Keywords:**

Immobiliser, transponder, ignition keys, reprogramming





## 1. INTRODUCCIÓN

El avance tecnológico ha generado innumerables aplicaciones electrónicas en el vehículo en especial la seguridad del mismo; donde la inseguridad y delincuencia es un problema que ha afecta a la sociedad y con el pasar de los años sus índices han aumentado de manera alarmante en nuestro país, el hurto y robo de vehículos es uno de los delitos más preocupantes, en los actuales momentos, por lo que se han generado sistemas de seguridad que prevengan estos factores amenazantes como lo son los sistemas inmovilizadores. [1]

## 2. MATERIALES Y MÉTODOS

Se procede a seleccionar el vehículo de las marcas que son comunes en el país y que poseen sistemas de seguridad pasivo en el cual se realiza la aplicación como:

- Se Programa la llave de encendido adicional
- Borrar el código de llaves de encendido
- Activar la función de programación de llaves de repuesto del cliente.
- Desactivar la función de programación de llaves de repuesto del cliente.
- Verificación de elementos del vehículo (ECU motor, ECU inmovilizador) con datos proporcionados de fábrica.

La metodología utilizada en la investigación es de tipo experimental y de trabajo de campo, en el que se ha utilizado equipos de tecnología de punta y específicos del área automotriz con el propósito que tiene que realizar el procedimiento de programación, codificación de llaves de seguridad inteligente.

### Llave del encendido

“La llave en su interior ubica un cripto transponder, el cual tiene un código grabado único. Este dispositivo no usa batería y recibe la energía cuando se acerca del interruptor de encendido a través de la antena receptora”. [2]

### Antena receptora

“La antena va ubicada en la moldura del interruptor de encendido y está conectada al módulo del inmovilizador, la antena es de forma circular y debe

estar próximo a la llave para conectarse con ella”. [3]

### Módulo del inmovilizador

“Compara los códigos de la llave con el grabado en su memoria, se comunica con el computador del motor y autoriza el encendido y la inyección en caso de que los códigos sean iguales. Esta usualmente cerca de la columna de dirección, bajo el tablero. Existe la tendencia a incluirla dentro de otros componentes, como: El cuadro de instrumentos o junto con la misma antena”. [4]

### Computador del motor

“Es el encargado de controlar la inyección de combustible y del encendido del motor, sin la autorización del inmovilizador, el computador del motor no inyecta gasolina y el vehículo se bloquea”. [5]

### Terzo luminoso en el cuadro de instrumentos

“Es el indicador luminoso del sistema inmovilizador se encuentra en el panel de instrumentos y es controlada por la ECU. Con la llave al abrir el encendido sin prender el motor.” [6]

### Transponder

Identifica mediante señales de radio frecuencia, se incluye en las llaves de encendido. Es una pastilla electrónica miniaturizada que contiene una memoria no volátil (no requiere de energía constante para la retención de la información), a lo largo de la cual hay un juego de bobinados (alambres muy finos enrollados alrededor de un tubo). [7]

El transponder está alojado en cualquier llave de automóvil, tenga está o no telemando de apertura de puertas.

Estos transmisores operan en diferentes rangos de frecuencias. Como no cuentan con su propia fuente de potencia, están muy limitados en comunicación y generalmente operan a una distancia de 1 cm a 15 cm”. [7]

Como equipo de soporte tecnológico se utiliza el sistema Autosey Diagnostic (Figura 1), en el cual

se identifica la marca y modelo del vehículo, para escoger el conector correcto y poder conectarlo al mismo.

Al verificar los datos del vehículo se constata a que familia o marca pertenece para identificar el conector que se requiere extrayendo los códigos de las llaves y del sistema inmovilizador. [1]



Figura 1. Equipo programador

Verificar que los conectores del equipo de programación estén correctamente ubicados (Figura 2), para evitar falsos contactos.



Figura 2. Verificación de la conexión

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La experimentación se realiza en el vehículo OPEL Corsa, el cual posee un conector OBDII (Figura 3), para programar una llave de encendido adicional.



Figura 3. Conector OBDII

El interruptor de encendido debe estar en la posición abierta (Figura 4), es decir luces testigo del tablero encendidas. [1]



Figura 4. Testigo del motor a ice encendido del vehículo

El equipo de programación se va encender automáticamente al presionar enter, para poder ingresar el código interno del programador y así ingresar a las funciones (Figura 5), que brinda el mismo, se debe tener en cuenta que no se puede equivocarse más de cinco veces en introducir este código porque se bloqueará el equipo programador y se espera mucho tiempo para desbloquearlo. [1]

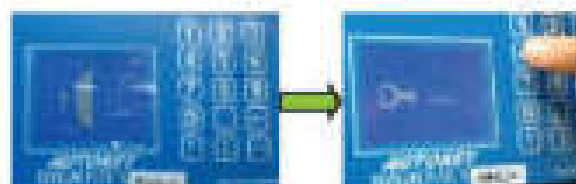


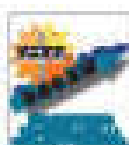
Figura 5. Encendido e introducción de código del equipo programador

Usar las opciones del equipo programador, seleccionando la marca y el continente de procedencia del vehículo. [1]



Figura 6. Selección de la marca del vehículo

Seleccionar la opción INMOBILISER, presionar la opción a la que pertenece el vehículo, poner en contacto el interruptor de encendido del motor, presionar enter, se presenta datos del vehículo para comprobar (Figura 8), si es legal, tal vez cambiado la ECU o alterado el número VIN del mismo. [1]



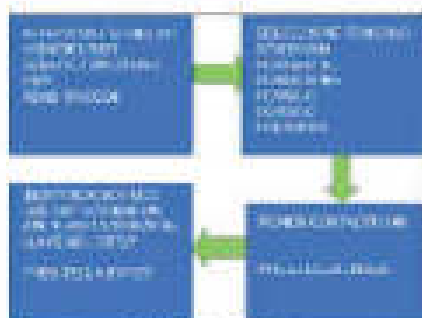


Figura 7. Verificación del marcador

Se verifica si existen códigos de error para evitar durante la programación datos fallidos.

Si al procesar los códigos de error se presenta alguno se procede a eliminarlo (Figura 9), caso contrario continúa con el procedimiento normal [1]

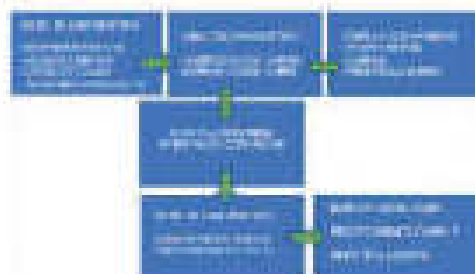


Figura 8. Leer y borrar códigos de alerta

Ya verificado que no presenten ningún código de fallas, programar la nueva llave.

Buscar el código PIN de la llave a mismo que servirá para esta experimentación.

Regresar al menú de diagnóstico e ingresar a la opción de datos actuales; (Figura 10), para verificar el número de llaves que se encuentran grabadas, para verificar si permite grabar una más o si encuentran ya grabar todas las llaves que permite el sistema del vehículo, [1]

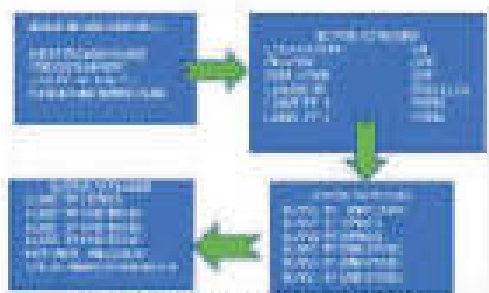


Figura 9. Cero a actualias del vehículo

Presionar en la opción READ PINCODE con la

finalidad de obtener el código de la nueva llave a programar (Figura 13) y así realizar la programación. Seleccionar el modelo del vehículo, poner el interruptor de encendido en la posición de ignición, esperar un momento y obtener el código PIN para asignarle a la nueva llave a ser programada. [1]



Figura 10. PIN CODE

Salir al menú de diagnóstico del programador y seleccionar Programar Llaves presionar enter, escoger el modelo del vehículo; ingresar el código PIN e ingresar el código anteriormente obtenido para completar con éxito el procedimiento.

La función realizada y salida del sistema, en este punto si la operación está ejecutada con éxito se procede a dar "ENTER". Si por algún motivo se desconectó el equipo en medio del proceso de grabación de la nueva llave es posible que se pierda la misma. Se recomienda especial cuidado al momento de realizar cualquier programación.

Dentro de las opciones que se pueda modificar o cambiar dentro del sistema inmovilizador no solo el de grabar la llave de encendido sino también el cambio del ECU, fijar un número máximo o mínimo de llaves entre otras variables, y comprobar la procedencia del vehículo, con lo que se mejora la seguridad en nuestro vehículo. [1]

#### 4. CONCLUSIONES.

Los sistemas inmovilizadores es una tecnología que está implementándose en el país y requiere de especialistas capacitados en estos sistemas. Es un sistema que disminuye los robos de vehículos y genera mayor seguridad al propietario.

El uso del equipo programador proporciona seguridad al vehículo y al propietario del mismo ya que se debe realizar una serie de pasos para realizar una programación nueva lo que le dificultará el robo del



mismo.

El número de llaves a programar depende de las opciones que nos presenta el sistema inmovilizador de cada vehículo.

## 5. REFERENCIAS.

- [1] Molina L. (2014) Implementación de un equipo de verificación para programación de llaves y Sistemas Inmovilizadores de Vehículos. Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica. Carrera de Ingeniería Automotriz. ESPE. Extensión Latacunga.
- [2] Crouse W. (2002); Equipo Eléctrico y Electrónico del Automóvil; Sexta Edición, Ediciones Alfa omega, México.
- [3] Castro R. (2012), Inmovilizador de autos, como funciona para evitar robos, recuperado el 11 de enero del 2014, de <http://www.guoteca.com/mecanica-automotriz/inmovilizador-de-autos-como-funciona-para-evitar-robos/>
- [4] Chisavetto G. (2007), Curso Inyección Electrónica, LEICESTER – SAN JUSTO
- [5] Coslío E. (2004). Electricidad y electrónica automotriz tomo 1, tomo 2,
- [6] Herrera L., Medina A., Narango G. (2009) "Tutoría de la investigación científica".

## 6. BIOGRAFÍA



Luis Fernando Molina. Nació en Latacunga, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, Docente tiempo completo de la Unidad de Gestión de Tecnologías de la Universidad de Pinar del Mar ESPE.



Romel Carrera. Nació en Latacunga, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, Docente tiempo completo de la Unidad de Gestión de Tecnologías de la Universidad de Pinar del Mar ESPE.



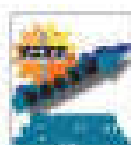
Leonidas Quiroz - Magíster en Gestión de Energías, Diploma Superior en Autotrónica, Ingeniero Automotriz, Docente Tiempo Completo, del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de Pinar del Mar ESPE.



David Escobar - Nació en Ambato, Ecuador, es Ingeniero Automotriz de la Universidad de las Pinar del Mar ESPE, profesional independiente asesor en sistemas mecánicos y electrónicos del automóvil.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción	25 septiembre 2018
Fecha aceptación	20 noviembre 2018



## TUBERÍA FORZADA (PENSTOCK) PARA GENERACIÓN DE ENERGÍA HIDROELÉCTRICA EN EL ECUADOR Y ANÁLISIS DE PROPAGACIÓN DE FISURAS

### DESIGN OF A FORCED PIPE (PENSTOCK) FOR POWER GENERATION HYDROELECTRIC IN ECUADOR AND CRACK PROPAGATION ANALYSIS

José Guillermo Trujillo Jarama<sup>1</sup>, Harold Humberto Vicedo Bernal<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Escuela Técnica de la Fuerza Aérea, Universidad de los Países Andinos - ESPE, Carrera de Ingeniería Superior en Ciencias Militares Aeronáuticas, Javier Espinoza y Av. Amazonas  
<sup>2</sup>e-mail: jgtrujillo@espe.edu.ec, hvbicedo@espe.edu.ec

Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 12 (14)

#### RESUMEN

El presente trabajo tuvo como objetivo diseñar una tubería forzada (penstock) de 2,5 metros de diámetro, utilizando los criterios de falla tales como: energía de distorsión (Von Mises), de cortante máximo (Tresca) y de Goodman aplicando un factor de seguridad de 2 en aceros T445 y BSI 501-223, materiales adecuados para este uso en condiciones climáticas del Ecuador y con una fluctuación del esfuerzo debido al efecto de golpe de ariete de 7500 veces al año.

A través de la exposición de una fisura detectada de 4 mm se analizó en función del material, el proceso de crecimiento o propagación de la falla utilizando la Norma BS7910:2005, para especificar la vida útil de la tubería o tiempo de operación una vez que ha sido detectada la falla y de esta manera recomendar un periodo de inspección y mantenimiento.

Finalmente, se determinó la relación de fractura del factor de intensidad de tensión elástica aplicada a la tenacidad de la fractura, as condición de colapso plástico para evaluar la falla en el diagrama FAD (Failure Assessment Diagram).

#### Palabras clave:

Colapso plástico, Criterios de falla, Norma BS7910:2005, Tubería Forzada.

#### ABSTRACT

The objective of this paper was to design a penstock of 2.5 meters in diameter using the criteria of failure such as: distortion energy (Von Mises), maximum shear (Tresca) and Goodman, applying a safety factor of 2 in T445 and BSI 501-223 steels, that are suitable materials for this use in the Ecuadorian climatic conditions with a fluctuation of the effort due to the effect of water hammer of 7500 times a year.

Through the assumption of a detected crack of 4 mm, the process of growth or propagation of the failure was analyzed according to the material using the BS7910: 2005 standard to specify the useful life of the pipe or operation time once the failure has been detected and in this way, recommend a period of inspection and maintenance.

Finally, the fracture ratio of the elastic tension intensity factor applied to the fracture tenacity, its plastic collapse condition to assess the failure in the FAD (Failure Assessment Diagram) diagram, was determined.

#### Keywords:

Plastic Collapse, Failure Criteria, BS7910:2005 Standard, Penstock.

## 1. INTRODUCCIÓN

El cálculo y diseño de tuberías forjadas o penstock implica la selección del material adecuado en función de las propiedades, dimensiones y costo, siendo un proceso en el que intervienen múltiples variables, razón por la cual se ha considerado disminuir el número de éstas utilizando los criterios de energía de distorsión (Von Mises), de cortante máximo (Tresca) y de Goodman, de manera que el factor de seguridad sea 3, para simplificar el diseño y lograr obtener resultados que se acerquen a la realidad planteada. Además se efectúa el análisis de propagación de fisuras, partiendo de la suposición que se ha detectado una fisura de 4mm por la fluctuación del esfuerzo debido al efecto de golpe de ariete con una ocurrencia de 7500 veces por año, para evitar que se produzca un fallo debido al crecimiento de la fisura detectada en el interior de la tubería en la dirección axial. Estos parámetros calculados permiten especificar la tubería de menor costo, su vida útil y recomendar un período de inspección de la penstock.

## 2. MATERIALES Y METODOS

### Tuberías Forjadas

Las tuberías forjadas llamadas también penstock son aquellas que llevan el agua a presión desde el embalse hasta las turbinas de una central hidroeléctrica, funcionan a plena sección y en las que el movimiento del agua se debe a la presión existente en el interior, pudiendo presentar por tanto, pendientes y contrapendientes.

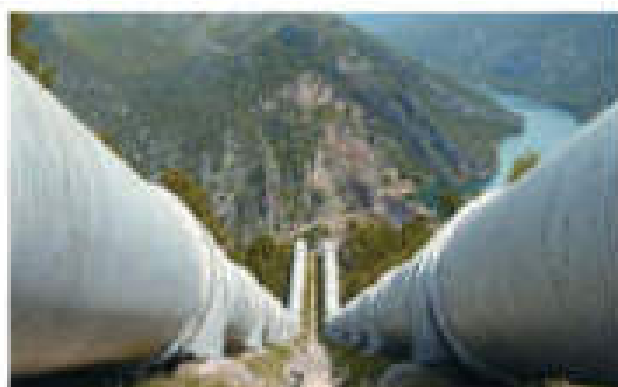


Figura 1. Tubería Forjada o Penstock

Una tubería es un conjunto de tubos y accesorios unidos mediante juntas para formar una conducción cerrada. Un tubo es un elemento de sección circular. Los accesorios pueden ser:

- **Piezas especiales:** Unidades que posibilitan los empalmes, cambios de dirección (codos), derivaciones, variaciones de sección, etc.
- **Dispositivos auxiliares:** Aparatos que protegen y facilitan el buen funcionamiento de la red hidráulica. Los más importantes son las válvulas y las ventosas.

### Tipos de Tuberías

#### Tubería soldada

- Soldada automáticamente por arco o sumergido, tanto helicoidal como longitudinalmente.
- Soldada por inducción o resistencia eléctrica.

#### Tubería sin soldadura

- Fabricada por extrusión de un producto macizo (lingote, palanquilla o barra) y posteriormente laminado o estirado en caliente o en frío.



Figura 2. Fabricación de tuberías forjadas soldadas

### Dimensiones de los tubos

Los diámetros exteriores varían desde 369 mm a 2743 mm y los espesores de los tubos desde 2 a 25 mm, según UNE-EN 10224.

Otros diámetros y/o espesores, pueden ser fabricados por acuerdo entre el Fabricante y el Constructor como la propia norma indica, y conforme al proceso propio de fabricación.

### Revestimientos de las tuberías

El revestimiento se efectúa normalmente en fábrica, una vez conformada la tubería, en un ambiente propicio, generalmente para una correcta aplicación y

un exhaustivo control de calidad.

Todos los tubos se protegerán tanto exterior como interiormente y en ambos casos las fases a seguir en la ejecución serán las siguientes:

- Preparación de las superficies
- Aplicación del revestimiento

### Tipos de Revestimientos

Las grandes familias de productos que aparecen hoy en el mercado, se pueden resumir en:

- Cintas adhesivas
- Polietileno
- Polipropileno
- Pinturas o coatings
- Resinas epóxicas

La investigación considera el diseño de la tubería forada utilizando los criterios de energía de distorsión (Von Mises), de cortante máximo (Tresca), o de Goodman, de forma que el factor de seguridad sea 2. Este diseño también implica la selección del material adecuado en función de las propiedades, dimensiones y costo.

Se calcula la vida útil y recomienda un periodo de inspección para evitar que se produzca un fallo debido al crecimiento de la fisura detectada en el interior de la tubería en la dirección axial, considerando que la fracturación del esfuerzo debido al efecto de golpe de ariete, ocurre 7500 veces por año.

Las condiciones de carga y la longitud medida de la fisura interna con impuestas y se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 1. Datos para el diseño del tubo forado (penstock)

Tamaño de la fisura	Diámetro D	Cargas de presión máximas H	Cargas de presión máximas en sección H
mm	mm	mm	mm
4	2.5	500	700

Los materiales usados y recomendados en la construcción de estas estructuras se describen en la siguiente tabla:

Tabla 2. Propiedades de los materiales que se utilizarán en el diseño de la tubería

MATERIALES	TIPO	DESCRIPCIÓN DE LAS PROPIEDADES Y REQUISITOS	SE PUEDE DE LOS CÁLCULOS			RESERVA EN EL DISEÑO
			ESFUERZO DE TRACCIÓN (MPa)	ESFUERZO DE COMPRESIÓN (MPa)	ESFUERZO DE CIZALLADO (MPa)	
ACERO A	ESTRUC.	Acero con límite de fluencia más y resistencia a la tracción más	410	410	0	10%
ACERO B	ESTRUC.	Acero con límite de fluencia más y resistencia a la tracción más	310	310	0	10%

En la tabla:

$\sigma_s = S_y$ : Esfuerzo de fluencia

$\sigma_{UTS} = S_u$ : Esfuerzo último a la tracción

### Diseño de una tubería forada

Los criterios de importancia para diseñar la tubería forada o penstock, son:

#### Cargas Aplicadas

Las cargas aplicadas sobre el elemento estructural son:

- Presión Interna y Externa
- Cargas Muertas y Cargas Vivas
- Cargas externas aplicadas
- Cargas sísmicas y de viento
- Condiciones Térmicas de carga
- Cargas cíclicas o dinámicas

#### Las condiciones de operación

Influyen en el diseño de la tubería y las mismas se detallan a continuación:

- Condiciones normales
- Condiciones Intermitentes
- Condiciones de emergencia
- Condiciones excepcionales
- Condiciones de Construcción y test hidrostáticos

**Estado de cargas de un cilindro de paredes delgadas sometido a presión interna.**

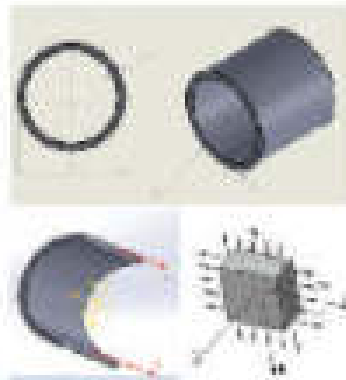


Figura 3. Estado de cargas de un cilindro de paredes delgadas sometido a presión interna.

Donde:

t Espesor del tubo.

D Diámetro del tubo.

P Presión hidrostática interna que soporta a lo largo de la tubería y que soporta a la presión hidrostática del interior.

F Presión externa.

Se consideró una sección de tubería, sometida a la presión hidráulica interna, tal como lo presenta la figura:

**Esfuerzo circunferencial  $\sigma_c$**

Si la relación del <sup>Diagrama 2.19</sup> **espesor** cilindro de paredes delgadas, se calcula el esfuerzo circunferencial, que soporta el elemento con:

$$\sigma_c = \frac{P \cdot D}{2t} \quad (1)$$

**Esfuerzo axial o longitudinal  $\sigma_l$**

El esfuerzo axial o longitudinal, se calculó utilizando:

$$\sigma_l = \frac{P \cdot D}{4t} \quad (2)$$

**Clasificación de acuerdo a la presión interna**

Según la presión interna que soportan los tubos, éstos se clasifican en:

- De baja presión < 3 atm
- De media presión 3 – 10 atm
- De alta presión > 10 atm

Las características que definen los tubos y accesorios son: el espesor, el diámetro y las presiones de trabajo. Basados, en la experiencia en el montaje e instalación de tuberías forjadas, usar las siguientes especificaciones para obtener el espesor de la pared de la tubería (t):

$$t = \frac{D + 20}{400} \text{ (pulgadas) (U.S. Bureau of Reclamation)}$$

$$t = \frac{D + 500}{10000} \text{ (milímetros)} \quad (3)$$

$$t = \frac{D}{255} \text{ (Pacifi)} \quad (4)$$

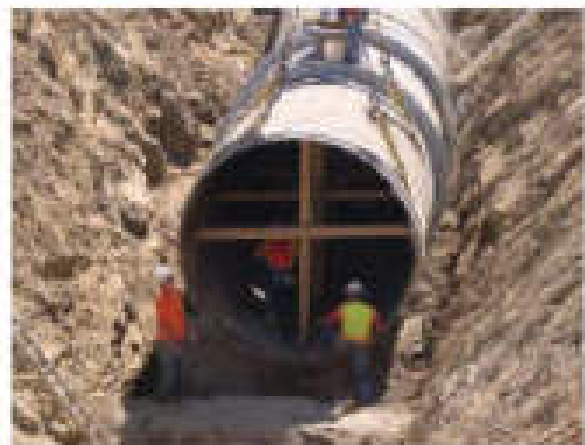


Figura 4. Especificas de tuberías forjadas.

**Cálculo del espesor t**

Con respecto al cálculo del espesor de pared, por simplicidad, se consideró únicamente los esfuerzos circunferenciales. En ese caso el diseño estático por el método de Von Mises y Tresca, se reduce a:

$$N = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (5)$$

Donde:

N = 2

$\sigma_2$ : Esfuerzo de tracción

$\sigma_1$ : Esfuerzo circunferencial =  $\frac{P_{max} \cdot D}{2t}$

Reemplazando valores en las ecuaciones 1 y 5, para los dos tipos de Aceros planteados, se obtuvieron los siguientes resultados de espesor de la tubería forjada:





Tabla 3. Comparación de las ventajas de obtención de las secciones de punta de fuerza en acero A, B y C (f).

TEORIAS DE FALLA ESTÁTICA			
MATERIAL	N	VDR MISES	
		1 espesor (m)	1 espesor (m)
ACERO A	1	0,02413	0,02402
ACERO B	1	0,02405	0,02402

Sin embargo, debido a los cargas de tracción, el diámetro debe ser dinámico en lugar de estático, es decir se debe determinar el esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) y esfuerzo amplitud ( $\sigma_a$ ) para aplicar el criterio de Goodman, donde el esfuerzo medio y el esfuerzo amplitud se calculan a través de las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (6)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (7)$$

El esfuerzo mínimo se determinó con la presión estática y el esfuerzo máximo con la presión de arista. Las presiones estática y de arista, se obtuvieron a través de la siguiente ecuación:

Donde:

$\rho$  = Densidad del agua (1000 Kg/m<sup>3</sup>)

$g$  = Gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$h$  = Cabeza de Presión estática y máxima en arista

Reemplazando los valores en la Ec. 8 se tiene:

$P_{max} = 6.867 \text{ MPa}$

$P_{min} = 4.305 \text{ MPa}$

Cada una de estas presiones, reemplazadas en la Ec. 1, permitió dejar expresiones en función del espesor  $t$

$$\sigma_{max} = \frac{6.867 * 2.5}{t}$$

DESARROLLO ALGEBRA



$$\frac{1}{N} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} \quad (9)$$

Donde:

$N$  = Factor de seguridad

$S_e = 0.5 * S_u = 0.5 * \sigma_{max}$

Tomado como ejemplo el ACERO A, que tiene un  $S_u = 100 \text{ MPa}$ , en la Ec. 9

$$\frac{1}{2} = \frac{\frac{6.867 * 2.5}{2 * t} - \frac{4.305 * 2.5}{2 * t}}{0.5 * 100} + \frac{\frac{6.867 * 2.5}{2 * t} + \frac{4.305 * 2.5}{2 * t}}{100}$$

Despejando  $t$  se obtiene un espesor de la tubería forada de 0.024525 (m) ó 24.525 (mm).

En la siguiente tabla, se indican los espesores requeridos en los dos aceros, en función del diámetro, presiones, materiales, factor de seguridad y criterio aplicado para el efecto.

Tabla 4. Espesor de la tubería utilizando Criterio de Goodman.

Material	Presión Estática (MPa)	Presión Arista (MPa)	Factor de Seguridad (N)	Material	Presión Estática (MPa)	Presión Arista (MPa)	Factor de Seguridad (N)
ACERO A	4.305	6.867	2	ACERO B	4.305	6.867	2
ACERO A	4.305	6.867	2	ACERO B	4.305	6.867	2

### Cálculo del Costo

Para el efecto, se consideró una densidad para los aceros de 7850 (Kg/m<sup>3</sup>) y se utilizó el costo por cada 1000 Kg, dato en la investigación.

El área y volumen de la tubería, se calculó en función del espesor obtenido para cada material.

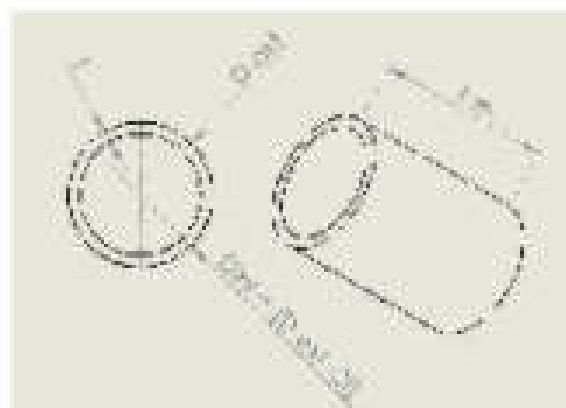


Figura 5. Geometría de la tubería forada para otro de longitud

El área de la tubería se define como:

$$A = \frac{\pi}{4} * (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \quad (10)$$

Con la densidad del material y el volumen calculado de la tubería se calculó la masa en Kg y se determinó el costo de la tubería por metro de longitud. La siguiente tabla muestra el costo calculado para los dos materiales.

Tabla 5. Costo de la Tubería para el m de longitud con el espesor adecuado.

TUBERÍA FORJADA		TUBERÍA ACERADA		
ESPESOR	h	Costo/m	Costo/m	Costo/m
100 mm	1	100	100	100
150 mm	1	150	150	150

Un primer balance a esta altura del diseño permitió concluir que, el ACERO A, ocupa menos material por tener un menor espesor, este es más caro por lo que, el material que conviene utilizar por costo es el ACERO B; sin embargo falta evaluar el comportamiento de estos dos materiales cuando existe una fisura, por tanto la decisión final aún no está tomada.

### Análisis de Propagación de fisuras

Cálculo del factor de intensidad del esfuerzo aplicado  $k_1$

Cuando aparece una fisura, el crecimiento de la misma está dominado por el factor de intensidad de esfuerzo "k", determinado por:

$$k_1 = Y \sigma \sqrt{\pi a} \quad (11)$$

Este factor de intensidad, es función de la geometría, el tamaño y la forma de la grieta o fisura. El valor de Y se define como el factor de modificación de la intensidad del esfuerzo.

Para evaluar la fractura se utilizó la Norma BS 7910:2005 (BRITISH STANDARD, Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures), a través de la ecuación:

$$Y_e = (Y_e)_p + (Y_e)_s \quad (12)$$

Donde:

$(Y_e)_p$ : Función de corrección del factor de intensidad de esfuerzos primario ( $N/mm^2$ )

$(Y_e)_s$ : Función de corrección del factor de intensidad de esfuerzos secundario ( $N/mm^2$ )

Para este caso, se consideró únicamente esfuerzos primarios, por lo que la ecuación  $(Y_e)_p$  está dada por:

$$(Y_e)_p = M \cdot L \cdot \left\{ k_{ts} \cdot M_{ts} \cdot M_{\sigma} \cdot P_m + k_{\sigma} \cdot M_{\sigma} \cdot M_{\sigma} \cdot [P_m + (k_{\sigma} - 1)P_m] \right\} \quad (13)$$

Donde:

**M:** Factor de corrección por pandeo o abultamiento  
**L:** Factor de intensidad de esfuerzos en defectos elípticos

**$k_{ts}$ :** Factor de concentración de esfuerzos de membrana

**$M_{ts}$ ,  $M_{\sigma}$ ,  $M_{\sigma}$ ,  $M_{\sigma}$ :** Factores de magnificación de intensidad de esfuerzos

**$P_m$ :** Esfuerzo primario de membrana

**$k_{\sigma}$ :** Factor de concentración de esfuerzos de doblado

**$P_{\sigma}$ :** Esfuerzo primario de doblado

**$k_{\sigma}$ :** Factor de magnificación de esfuerzo debido a desalineación

Se consideró que solo existe esfuerzo de tracción y no existe flexión, el valor de  $M_{\sigma}=0$ ; la longitud del tubo es muy grande comparada con las dimensiones de la fisura, entonces  $k_{\sigma}$ ,  $k_{ts}$  y  $M_{ts}$  son igual a 1.

Al no existir pandeo, el factor de corrección por pandeo o abultamiento es  $M=1$ .

El espesor es muy pequeño comparado con el diámetro por lo tanto se puede considerar esfuerzo plano.

En la sección 4.3 de la Norma BS 7910:2005 podemos encontrar la solución y ecuaciones para tuberías, pero no se puede aplicar para tubos de paredes delgadas en razón de que debería cumplirse:  $0.1 < (\text{espesor}/\text{radio}) < 0.25$

Nuestra relación (espesor/radio) está entre los rangos de  $(0.02453/1.25=0.019)$  y  $(0.03924/1.25=0.031)$ .

Por último, el esfuerzo primario de membrana  $P_m$ , es el mismo que el esfuerzo de tracción.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

La evaluación del estado de la fisura puede hacerse considerando que esta tiene una forma elíptica como muestra la figura, y que esta crece primero en la dirección radial.





Figura 6. Evaluación de estado de la fisura.

Para este caso  $a =$  tamaño de la fisura  $= 4 \text{ mm}$ ;  $c = a$  y  $B =$  espesor de la tubería (mm)

Al reemplazar, todas las consideraciones realizadas anteriormente en la Ec. 11, se pudo concluir que  $Y$  es igual a  $M_1 n$ , donde este valor se define por la siguiente expresión:

El ángulo  $\theta$  indica la dirección en la cual se va a evaluar el crecimiento de la fisura. El ángulo sería  $0^\circ$  si se considera el crecimiento de la fisura en dirección axial (no fue nuestro caso) y  $90^\circ$  en dirección radial, que es la dirección que se consideró para este diseño.

Tomando los datos del espesor calculado para el ACERO A, se tiene:

$a$  (tamaño de la fisura) = 4 mm =  $c$ , y

$B$  (espesor de la tubería) = 34.525 mm

Por lo tanto:

$M_1 = 1.13 - 0.09(4/4) = 1.04$

$M_2 = [0.89 / (0.2 + (4/4))] - 0.54 = 0.20167$

$M_3 = 0.5 - 1 / (0.65 + (4/4)) + 14 \{1 - (4/4)\}^{0.6} = 0.1060$

$g = 1 + \{0.1 + 0.35(4/4) (4/34.525)^2\} (1 - \sin^2 \theta)^2 = 1$

$\beta = \{(4/4) \cos^2 90 + \sin^2 90\}^{0.5} = 1$

$\Phi = \{1 + 1.464(4/4) + 0.01\}^{0.5} = 1.5697$

Reemplazando todos los valores anteriores en la Ec. 14 se obtuvo:

Título 6. Cálculo de Mn

VALORES DE LOS DATOS (PARA EL ACERO A)											
MATERIAL	Y (mm)	Y (mm)	B (mm)	M1	M2	M3	g (mm)	beta	Phi	psi	Mn
ACERO A	4	4	34.525	1.04	0.20167	0.1060	1	1	1.5697	1.0000	1.0000
ACERO B	4	4	34.525	1.04	0.20167	0.1060	1	1	1.5697	1.0000	1.0000

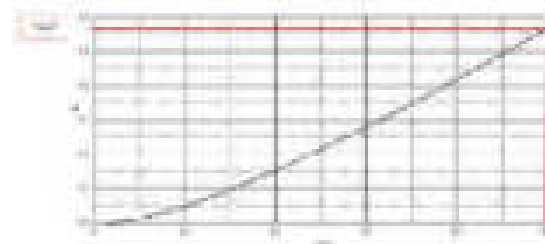


Figura 7. Nomograma para obtención de Mn

De la misma manera, se pudo obtener una curva nomográfica, para calcular Mn:

Para el acero A:  $a/B = 0.1631$

Para el acero B:  $a/B = 0.102$

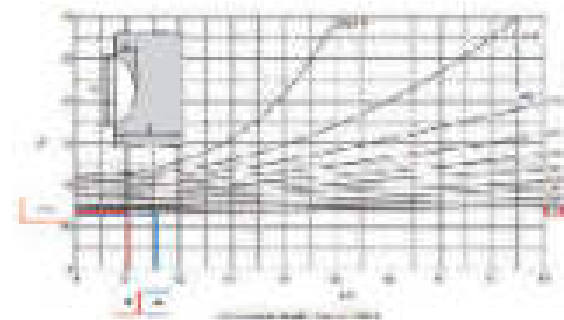


Figura 8. Nomograma para obtener Mn

Se pudo apreciar que la solución gráfica, prácticamente coincide con la solución analítica dada por la Ec. 14, así mismo el valor de  $M_n$ , prácticamente permanece igual, independientemente del material.

Cálculo del número de ciclos para producir una falla después de que se forma la fisura inicial hasta que llegue al espesor calculado.

De la Ec. 11 se puede determinar:

$$\Delta K_I = Y \cdot (\Delta \sigma) \cdot \sqrt{a} \quad (15)$$

Si se considera que en la tubería forzada, se ha producido una fisura de 4 mm y que ha iniciado el proceso de propagación de la misma, se adoptará a la Ley de Paris:

LEY DE PARIS  $\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (16)$

El crecimiento de la fisura está dominado por el factor de intensidad de esfuerzo  $K$ , de la misma manera, el comportamiento del crecimiento de las fisuras en este tipo de aceros ferríticos en contacto con el agua adoptan un valor para  $C$  de  $2 \cdot 10^{-11}$  (m<sup>3/2</sup>ciclo/MPa).

$m^{2/3}$  y  $m^2/3$  (según Reid, C.H. and Bekke, B.L., "Choosing a Steel for Hydroelectric Penstocks"). Reemplazando la Ec. 15 en la Ec. 16 y considerando la hipótesis de que el valor de  $V$  permanece constante se tuvo:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (V \cdot A \cdot \sqrt{\pi \cdot A})^m$$

$$\int_{a_0}^{a_f} da = \frac{1}{C \cdot V^m \cdot A^m \cdot \pi^{\frac{m}{2}} \cdot (\frac{m}{2} - 1)} \int_{0}^{N_f} dN = \pi^{\frac{m}{2}} \cdot da$$

$$N_f = \frac{1}{C \cdot V^m \cdot A^m \cdot \pi^{\frac{m}{2}} \cdot (\frac{m}{2} - 1)} \left[ \frac{1}{a_0^{\frac{m}{2} - 1}} - \frac{1}{a_f^{\frac{m}{2} - 1}} \right] \quad (17)$$

Donde:

$N_f$  = Número de ciclos para producir una falla después que se forme la grieta inicial.

$a_0$  = Longitud inicial de la grieta = 0.004 m.

$a_f$  = Longitud final de la grieta = t (espesor de la tubería)

Tomando los datos para el acero A y reemplazando en la Ec. 17, se obtuvo  $N_f = 573255.84$  ciclos.

Considerando el dato de la condición de trabajo de 7500 fluctuaciones / año, se llegó a la conclusión de que una vez iniciada la grieta, para que se propague hasta la totalidad del espesor, pasarán 76.4 años. A continuación, se presenta una tabla resumen de esta sección con los dos materiales propuestos.

Tabla 7. Cálculo del número de ciclos para propagación de una grieta (Vida útil).

Material	Longitud inicial de la grieta (m)	Longitud final de la grieta (m)	Número de ciclos	Años de vida útil
Acero A	0.004	0.025	573255.84	76.4
Acero B	0.004	0.025	1234567.89	164.6

Para el cálculo del valor de  $K_{IC}$ , se consideró los datos en el Ecuador de las anomalías en las temperaturas otorgadas por el INAMHI en donde se puede apreciar valores mínimos de entre -2 a -1 °C entre los años 2007 al 2015.

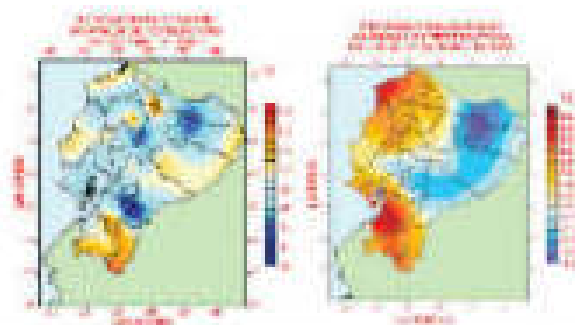


Figura 3. Defectos por temperaturas mínimas en Ecuador (2007 – 2018).

Es conveniente, desarrollar los cálculos para obtener  $K_{IC}$  con una Temperatura de -10 °C. La tenacidad a la fractura para el material A se obtiene a partir de datos de ensayos de laboratorio que se muestran en la siguiente figura, en unidades de  $MPa \cdot m^{1/2}$ .

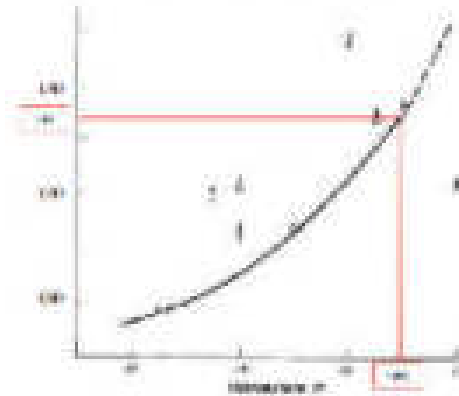


Figura 18. Datos experimentales de la tenacidad a la fractura del material A.

Trabajando con una temperatura de -10 °C, se obtuvo un valor de  $K_{IC} = 134$  (MPa  $m^{1/2}$ ), para el Acero A.

Debido a que no existen datos publicados de tenacidad a la fractura de l material B, se pudo utilizar una correlación empírica entre la energía de impacto absorbida  $Cv$  y el espesor de la muestra  $B$ , tal como lo indica la norma J de la Norma BS 7910:2005 (BRITISH STANDARD. Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures):

$$K_{IC} = \left[ (12\sqrt{Cv} - 20) \left( \frac{25}{B} \right)^{0.25} \right] + 20 \quad (18)$$

Tabla 8. Valores de energía de impacto a diferentes temperaturas.

Temperatura	RT + 10 °C	10 °C	10 °C
Charpy Energy J	41	15	21

Interpolando los datos de la Tabla 8 para la temperatura seleccionada para el Acero A, se tiene un valor de energía de impacto a -10 °C igual a 45.66 J y este valor se reemplazó en la Ec. 18 obteniendo:

$$K_{IC} = \left[ (12\sqrt{45.66} - 20) \left( \frac{25}{19.240} \right)^{0.25} \right] + 20$$

$$K_{IC} = 74.57 \text{ (MPa} \cdot \text{m}^{1/2}\text{)}$$

Bajo la alternancia de cargas aplicadas, las grietas pueden crecer o propagarse hasta llegar a una longitud crítica. Se calculó la longitud crítica de la flauta



para los dos tipos de aceros, para lo cual se utilizó la expresión de la intensidad de esfuerzo (Ec.11) orientado a los valores críticos.

$$K_{II} = Y\sigma(\pi a)^{1/2} \quad (19)$$

Donde  $\sigma$  es el esfuerzo de diseño el mismo que es igual a  $2/3 S_p$ .

Para el acero A, reemplazando valores y despejando de la Ec. 19 se tiene el valor de  $a_c$ .

$$1.34 \text{ (MPam}^{1/2}) = 0.6659 \cdot 466.57 \text{ (MPa)} \cdot (\pi a_c)^{1/2}$$

$$a_c = 0.0591 \text{ m}$$

Tábla 9. Cálculo de  $a_c$ .

Ecuación (19)				
Variable	Valor	Operación	Resultado	Unidad
$K_{II}$	1.34	$\cdot$	$0.6659 \cdot 466.57$	$\text{MPa}^{1/2}$
$a_c$	0.0591	$\text{m}$		

Cálculo de  $k_f$  (relación de fractura del factor de intensidad de tensión elástica aplicada a tenacidad a la fractura)

El eje Y en FAD LIMIT CURVE es la relación fractura de factor de intensidad de tensión aplicada a la tenacidad a la fractura. Este valor se calculó utilizando la siguiente expresión:

$$k_f = \frac{\sigma_f}{\sigma_{1F}} \quad (20)$$

La siguiente tabla, muestra los resultados para los dos tipos de acero, de los cálculos realizados para determinar la relación de fractura del factor de intensidad de tensión elástica aplicada a tenacidad a la fractura.

Tábla 10. Cálculo de  $k_f$ .

Ecuación (20)				
Variable	Valor	Operación	Resultado	Unidad
$k_f$	0.27	$\cdot$	$0.27$	

El eje X en FAD LIMIT CURVE es la relación de carga aplicada sobre la carga permitida. De acuerdo con la Norma BS 7910: 2005, se puede calcular dividiendo la tensión de referencia de colapso plástico por el esfuerzo de fluencia, como se muestra en la Ec. 21.

$$k_x = \frac{\sigma_{ref}}{\sigma_y} \quad (21)$$

La tensión de referencia se obtiene de las ecuaciones dadas en el literal P3.2 del anexo P de la Norma BS7910: 2005 para la geometría seleccionada mostrada en la figura 5.

$$\sigma_{ref} = \frac{P_1 + 3P_2 \cdot a^2 + \left[ (P_1 - 3P_2 \cdot a^2)^2 + 4P_3^2 (1 - a^2)^2 \right]^{1/2}}{2(1 - a^2)}$$

Para seleccionar la ecuación apropiada, se tomaron las siguientes consideraciones:

- No existe esfuerzo de flexión
- La longitud de la tubería penstock, es demasiado grande en comparación con el espesor.

Con estas consideraciones, la ecuación para calcular el coef es:

$$\sigma_{ref} = \frac{2\sigma_y(1-a^2) + \sigma_y^2(1-a^2)^2}{2\sigma_y(1-a^2)} \quad (22)$$

Donde:

$$a = \frac{r}{1 + \frac{B}{c}}$$

Ahora, la máxima relación de carga está dada por:

$$k_{x,max} = \frac{\sigma_{ref} + \sigma_y}{2\sigma_y} \quad (23)$$

Tomando los datos para el acero A y reemplazand en las Ec. 21 - 23, se tiene:

$$a = \frac{4}{1 + \left(\frac{24.525}{24}\right)} = 0.02287$$

$$\sigma_{ref} = \frac{2(466.57)(1-0.02287^2) + (466.57)^2(1-0.02287^2)^2}{2(466.57)(1-0.02287^2)} = 466.57$$

$$k_x = \frac{466.57}{790} = 0.5906$$

$$k_{x,max} = \frac{800 + 790}{2 \cdot 790} = 1.071$$

A continuación, se presenta una tabla resumen de esta sección con los dos materiales propuestos:

Tábla 11. Cálculo de  $k_x$  (Colapso plástico)

Ecuación (21) - Ecuación (23)				
Variable	Valor	Operación	Resultado	Unidad
$k_x$	0.5906			

### Evaluación de la falla en el diagrama FAD

La siguiente ecuación es independiente del material, geometría, estado de carga o tamaño de las fisuras. Util cuando se conoce únicamente los esfuerzos de flexión y resistencia a la tracción.

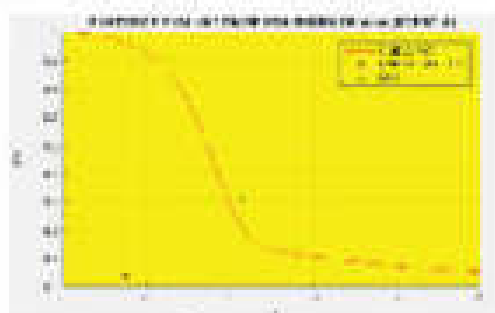
$$K_f = [(1+0.5L_c^2)]^{0.5} [0.3 + 0.7 \exp(-0.6L_c^2)]$$

De la misma forma, con los datos obtenidos en las tablas anteriores, a través de una proyección lineal, se pudo obtener el valor de  $h_{max}$ .

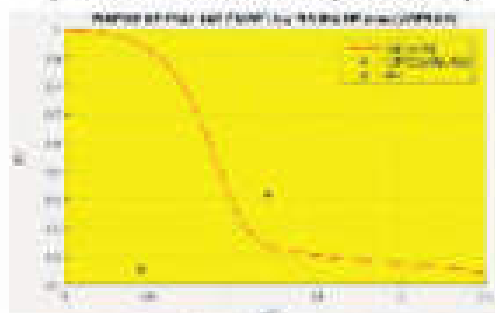
Tabla 13. Cálculo de  $K_{f_{max}}$

DETERMINACIÓN					
CONDICIÓN	$K_f$	$K_{f_{max}}$	$K_{f_{max}}$	$h_{max}$	UNIDAD
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	mm
1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	mm

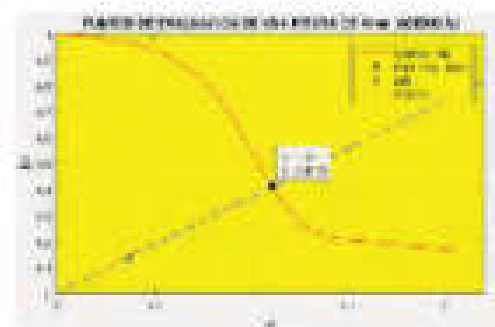
Los resultados para relación de fractura de valor  $K_f$  aplicado a  $K_{f_{max}}$  y la proporción de carga aplicada al rendimiento de carga, obtenida en las secciones anteriores para un tamaño de fisura o grieta detectada de 4 mm, se representan gráficamente en la curva FAD que se presenta a continuación.



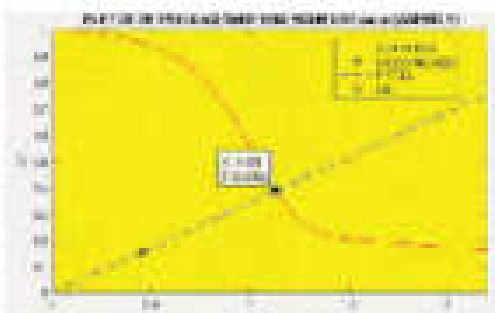
a) Evaluación del Punto (ACERO A)



b) Evaluación del Punto (ACERO B)



c) Evaluación Gráfica en el punto límite de la curva FAD (ACERO A)



d) Evaluación Gráfica en el punto límite de la curva FAD (ACERO B)

Figura 11. Puntos de evaluación de una grieta detectada del tamaño de 4 mm

La posición del punto de evaluación, varía según el crecimiento de la fisura; esta variación indicó si el modo de falla conduce a una falla por fractura o colapso plástico. La siguiente figura permitió ver el comportamiento que tienen los materiales utilizados cuando el valor de la fisura crece en un rango dado.

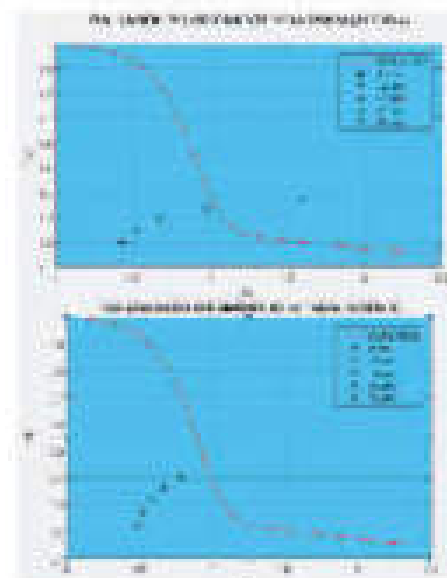


Figura 12. Evaluación del amplitud de la fisura (0.26 a 1)

La figura 13 muestra que la propagación de la fisura

en el Acero A, se proyecta a tener un comportamiento con tendencia a colapso plástico, mientras que con el Acero B se proyecta a tener una tendencia a fallar por fractura.

Para obtener el factor de seguridad, se utilizó la relación que se indica en la siguiente figura.



Figura 13. Diferencia con el factor de seguridad

El factor de seguridad se lo pudo calcular, desde el diagrama de evaluación FAD, para cada tamaño de fisura.

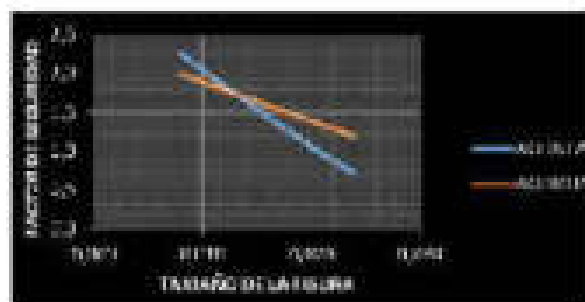


Figura 14. Factor de seguridad para diferentes tamaños de fisura.

**Cálculo del tiempo de operación previo a la reparación, una vez que ha sido detectada la falla.**

Afirmando el criterio de tener un Factor de Seguridad de 2 en todas las fases del diseño y utilizando los datos de la Figura 14 y Ec.16 -17, se calculó el número de ciclos que se cumplirán previo a una reparación de la tubería formada o penstock.

Tabla 13. Cálculo del número de ciclos previo a la reparación.

Tamaño de la fisura (mm)	Factor de Seguridad (Acero A)	Factor de Seguridad (Acero B)
0	1.4	1.4
20	1.3	1.3
40	1.2	1.2
60	1.1	1.1
80	1.0	1.0
100	0.9	0.9
120	0.8	0.8
140	0.7	0.7

El factor de corrección de la intensidad del esfuerzo  $\gamma$ , variará con el incremento del tamaño de la fisura; esta variación se determinó en la siguiente figura.

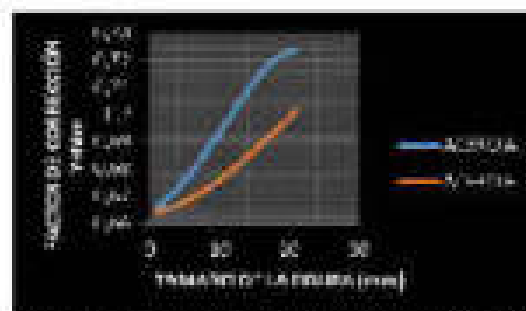


Figura 15. Variación del factor de corrección de la intensidad del esfuerzo con el incremento de la fisura

Como se pueda apreciar, la variación de  $\gamma$  no es considerable conforme crece el valor de la fisura, por lo que se ratifica la hipótesis planteada de que para este diseño se considera el valor de  $\gamma = M_0$  como constante.

**Reparación**

Para la reparación de una tubería Penstock, se debe seguir las siguientes fases:

- ✓ Localización de la avería
- ✓ Cierre del servicio
- ✓ Reparación de la avería
- ✓ Apertura del servicio

Los sistemas de reparación en tuberías de acero, se clasifican en:

- ✓ Sistemas de reparación sin corte de tubería
- ✓ Sistemas de reparación con corte de tubería

En la reparación de tuberías de acero, es común la utilización de soldadura para realizar la reparación o sustitución de la tubería, para esta reparación es importante que no exista presencia de agua. En caso de que esto no sea posible, la reparación se debe realizar necesariamente con piezas mecánicas.

Si se realiza la reparación mediante soldadura, se deberá tener en cuenta que:

- ✓ No debe existir presencia de agua.
- ✓ Todas las soldaduras deberán realizarse por soldadores calificados y con experiencia demostrada.

En caso de que exista presencia de agua y la reparación se encuentre en la parte superior del tubo, se puede realizar normalmente el tapado de la fisura con un trozo de acero soldado ya que no expone ningún

impedimento el agua que se encuentra a un nivel inferior al de la zona de trabajo.

En el caso de que la zona a reparar se encuentre en la zona baja del tubo y haya presencia de agua, se tendrán que realizar algunas intervenciones especiales como puede ser la de hacer una ventana por el lado superior del tubo y frenar el agua con un pequeño dique, así como el agua con una bomba. Después de soldar la zona afectada se retira el dique y se suelda la pequeña ventana como en el caso anterior.

Realizada la reparación se protegerán los tubos con los mismos o similares recubrimientos exteriores, con el fin de evitar ataques por el exterior de las tuberías. También, se realizará la comprobación de la soldadura con diferentes tipos de Ensayos No Destructivos como son los líquidos penetrantes, partículas magnéticas, radiografía o ultrasonido. En caso de no disponer de ningún ensayo para realizar dicha comprobación se pondrá en servicio la tubería y se comprobará si existen pérdidas. Si se observa alguna pérdida por la soldadura, se descargará la tubería y se reparará la falla o fisura.

Luego se deberá reponer el revestimiento conforme las especificaciones del producto, debiendo controlar el espesor del mismo.

No se deberá poner la tubería en funcionamiento hasta no estar comprobada la reparación.



Figura 18. Reparación de una Penstock

#### 4. CONCLUSIONES

Debido a las cargas de cíclicas, el diseño se consideró como dinámico en lugar de estático, por lo que se tuvo que aplicar el criterio de Goodman para su ejecución. Una vez evaluada la penstock bajo el estado de cargas dado, se determinó que el material que brinda las mejores condiciones de implementación es el BS1501-223 Gr.490L (ACERO B), ya que aunque se requiera un espesor mayor para soportar el trabajo que va a realizar, definitivamente es más barato y su tiempo de vida útil es mucho mayor una vez que se haya identificado una fisura de 4 mm.

Revisado los catálogos de las casas fabricantes que proveen este tipo de Acero, para la construcción de Penstocks, se pudo verificar que si existe el material con las condiciones geométricas para obtener la tubería requerida para el diseño planteado.

La variación de  $Y$  no es considerable conforme crece el valor de la fisura, por lo que se consideró el valor de  $Y=1$ mm como constante.

El tiempo requerido previo a una reparación de la tubería una vez detectada la fisura de 4mm, es de 152.5 años.

La propagación de la fisura en el Acero A, se proyecta a tener un comportamiento con tendencia a colapso plástico, mientras que con el Acero B se proyecta a tener una tendencia a fallar por fractura.

El Factor de Seguridad para el acero BS1501-223 Gr.490L basado en el análisis realizado en el diagrama FAD cuando la fisura de 4 mm es detectada, tiene un valor de 2.49.

Aunque los cálculos realizados, demuestran que pasará un tiempo considerable previo al proceso de Reparación; como diseñadores se recomienda que el proceso de Reparación y Mantenimiento de la Tubería Fortada se lo realice cada 10 años, tiempo en el cual el costo utilizado para esta actividad no representará un valor considerable.

Además, se recomienda que se proyecten investigaciones futuras acerca:

Evaluación de la tenacidad a la fractura en aceros para tuberías penstock para probetas compactas de diferentes espesores.



Evaluación de la tenacidad a la fractura en aceros para tuberías penstock para probetas de flexión bajo la Norma ASTM E-399.

Realizar un estudio sobre análisis de convergencia y refinamiento de mallas en tuberías penstock sometidas a Mecánica de la Fractura.

Los autores agradecen al MSc Luis Andrade, Docente de la asignatura Diseño Avanzado del Programa de Maestría en Manufactura y Diseño asistidos por computador de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, por compartir sus conocimientos y experiencias referente a la temática planteada.

## 5. REFERENCIAS

- [1] Andrade, L. (2015). Mecánica de la Fractura. Módulo de Diseño Avanzado. Sangolquí: Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.
- [2] Arana J, González J. (2002). Mecánica de Fractura. Bilbao: Universidad del País Vasco.
- [3] Hoeford W. (2005). MECHANICAL BEHAVIOR OF MATERIALS. (págs. 227 - 245). USA: Cambridge.
- [4] Bambei John (2012), Steel Penstocks, United States of America, Second Edition, ASCE.
- [5] Budynas-Nisbett, (2006), Shigley's Mechanical Engineering Design, United States of America, Eighth Edition, Mc Graw-Hill.
- [6] Norton L. Robert, (1999), Diseño de Máquinas, México, Primera Edición en español, Pearson.
- [7] British Standard Institution. (2005) Guidance on Methods for Assessing the Acceptability of Flaws in Structures. BS7910:2005.
- [8] ASME (2007), Code for Pressure Piping: Power Piping. B31.1-2004.
- [9] Hou Jian- Qiao, An Ma- Wen, He Ying- Min, (2004), Comments on Design Methods of Penstocks,

School of Civil Engineering, Wuzhen University, P.R.China. ASME Digital Collection.

- [10] Reid, C.H and Babie, B.L., "Choosing a Steel for Hydroelectric Penstocks" Case Histories Involving Fatigue and Fracture Mechanics, ASTM STP- 918, C.M.Hudson and T.P.Rich, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia.

- [11] <http://www.serviciometeorologico.gob.ec/clima>

## 6. BIOGRAFÍAS



José Guillermo Trujillo Jaramillo.  
Nació en Quito provincia de Pichincha, Ecuador. Magister en Manufactura y Diseño asistidos por computador, Diploma Superior de cuarto nivel en Pedagogías Innovadoras,

Diplomado Internacional de Gestión por competencias Ingeniero Mecánico, Docente / Instructor Tiempo Completo de la Escuela Técnica de la Fuerza Aérea - Carrera de Tecnología Superior en Ciencias Militares Aeronáuticas de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.



Herbert Humberto Viñachi Bermeo.  
Nació en Otavalo provincia de Imbabura, Ecuador. Magister en Docencia de la Matemática, Doctor en Docencia de la Matemática, Ingeniero Civil, Docente /Instructor Tiempo

Completo de la Escuela Técnica de la Fuerza Aérea - Carrera de Tecnología Superior en Ciencias Militares Aeronáuticas de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

### REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN

Fecha recepción: 22 septiembre 2018

Fecha aceptación: 19 noviembre 2018

## MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN MOTOR TRIFÁSICO JAULA DE ARDILLA EN SIMULINK PARA ANALIZAR FALLAS UTILIZANDO TRANSFORMADA DE FOURIER.

### MODELING AND SIMULATION OF A THREE-PHASE MOTOR SQUIRREL CAGE IN SIMULINK TO ANALYZE FAULTS USING TRANSFORMED FOURIER.

Walter Román<sup>1</sup>, Alicia Barrazo<sup>2</sup>, Jorge Brasantes<sup>3</sup>, María Ancies<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Universidad de Pinar del Río ESPE - Departamento de Ciencias Básicas, Química y Geología y Minas de Pinar del Río.  
<sup>2</sup>Universidad de Pinar del Río ESPE - Departamento de Electrónica y Electrónica, Química y Geología y Minas de Pinar del Río.  
<sup>3</sup>e-mail: wromana@upr.edu.cu, jbrasantes@upr.edu.cu, yanciesm@upr.edu.cu, abarrazo@upr.edu.cu.

Revista Energía, Mecánica, Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 13 (14)

#### Resumen

El presente trabajo se orienta en el análisis y simulación del efecto de los armónicos producidos en las corrientes del estator, particularmente en un motor trifásico jaula de ardilla, debido a que la información contenida en los armónicos de la señal pueden indicar la presencia de diversos tipos de fallas tanto eléctricas como mecánicas, se utiliza el software Simulink de Matlab con el objetivo de aplicar el análisis de Fourier al valor de distorsión armónica total de la señal de corriente de cada fase del estator y comparar sus valores con los valores establecidos por el CONELEC los cuales son valores límites que debe tener una señal de corriente para que un motor esté funcionando correctamente y no tenga ninguna falla eléctrica y/o mecánica, del análisis de resultados se obtiene una diferencia del 2% considerada como aceptable debido a que es un motor simulado en perfectas condiciones.

#### Palabras clave:

Análisis armónico, motor jaula de ardilla, Simulink, Transformada de Fourier

#### Abstract

The present work is oriented in the analysis and simulation of the effect of the harmonics produced in the currents of the stator, particularly in a three-phase squirrel-cage motor, because the information contained in the harmonics of the signal can indicate the presence of different types of both electrical and mechanical faults, the Matlab Simulink software is used with the objective of applying the Fourier analysis to the total harmonic distortion value of the current signal of each stator phase and comparing its values with the values established by the CONELEC, which have the limit values that a current signal must have for a motor to be functioning correctly and not have any electrical and/or mechanical failure, from the analysis of results a difference of 2% considered acceptable is obtained because it is a simulated motor in perfect condition.

#### Keywords:

Harmonic analysis, squirrel cage motor, Simulink, Fourier Transform.



## 1. INTRODUCCIÓN

Los motores eléctricos jaula de ardilla tienen una gran presencia en la automatización de los procesos industriales, donde su consumo eléctrico es el dado aproximadamente en un 63% de la energía eléctrica producida según [1], el estudio realizado en [2] determina que una de las técnicas de mantenimiento predictivo para determinar el estado técnico de las máquinas rotatorias está dado en función del análisis de los armónicos producidos por los motores, su mal funcionamiento implica un incremento en el consumo de energía, el estado de carga y la temperatura de los rodamientos del motor, el trabajo realizado por [3] determina que los componentes armónicos constituyen parámetros importantes para el diagnóstico de falla del sistema de rotor, en este contexto, la presente investigación desarrolla la modelación y simulación de un motor trifásico jaula de ardilla en Simulink para detectar fallas mediante el análisis de armónicos utilizando la Transformada de Fourier, la misma que nos permite extraer de forma eficiente y eficaz los componentes armónicos del sistema del rotor.

El estudio realizado por [4] muestra el análisis comparativo entre un motor de inducción jaula de ardilla trifásico tradicional y un motor de inducción trifásico asimétrico alimentado por voltaje monofásico, referenciando este trabajo se determina a la variación del voltaje, frecuencia y velocidad del motor como los parámetros que son analizados en la presente investigación, en [5] se muestra el estudio para la evaluación y clasificación de fallas en el aislamiento eléctrico de los motores de inducción y [6] investiga los diferentes factores de desequilibrio utilizados para los motores de inducción, estas investigaciones promueven utilizar las diferentes herramientas tecnológicas para realizar investigaciones sobre problemas de motores.

En tal virtud, la presente investigación es de carácter experimental comparativo, donde se varían los diferentes parámetros citados anteriormente con la intención de analizar el comportamiento del motor y verificar que

los resultados obtenidos se enmarquen en las especificaciones técnicas de funcionamiento dados por los fabricantes y controlados por el CONELEC, la modelación se realiza considerando el análisis de Fourier, para lo cual, se obtiene la expansión en Serie de Fourier en su forma trigonométrica y compleja de la señal continua  $x(t)$ , se aplica el cálculo numérico ante la dificultad de resolver de forma analítica los diferentes integrales de la onda, por lo que es necesario realizar la discretización de la señal mediante la Transformada de Fourier lo cual se logra realizando un muestreo del plano tiempo-frecuencia obteniendo la Transformada Discreta de Fourier la misma que está implementada en Matlab mediante la función `fft`, y su algoritmo reduce el tiempo de cálculo de  $n^2$  pasos a  $n \log_2(n)$ , la eficiencia del algoritmo requiere considerar una muestra de  $2^n$  puntos de la serie.

Los armónicos son ondas que se presentan tanto en tensión como en corriente y afecta a la calidad de la potencia eléctrica [7], e influye directamente en el rendimiento y vida útil del equipo eléctrico [8], específicamente al motor al cual se le proporciona energía eléctrica, se analiza el fenómeno de la distorsión armónica en un motor de inducción trifásico jaula de ardilla, donde los motores de inducción constituyen dispositivos de accionamiento muy empleados en el mundo industrial [9], el análisis de este tipo de fenómenos resulta un poco complicado de realizarse manualmente pero existen herramientas informáticas e incluso software y hardware especializado para su análisis y monitoreo constante, por esto [10] nos muestra las ventajas de la utilización de software muy fuerte en este tipo de análisis como Matlab, específicamente con la aplicación Simulink que es considerado como la herramienta más fuerte y con mayores aplicaciones en simulaciones y cálculo de todo índole.

## 2. MATERIALES Y METODOS

Este artículo presenta una metodología que emplea de forma directa el uso de software matemático para una mayor facilidad de cálculo

y de gráficas en comparación de los métodos convencionales, ahorrando mucho tiempo al análisis de los armónicos presentes en motores de inducción trifásicos. La metodología se fundamenta en el análisis experimental de las corrientes armónicas producidas en un motor de inducción trifásico desde el momento en que se estabiliza y el mismo funciona a velocidad, intensidad y corriente nominal para evitar así datos del arranque del motor en donde los datos son muy diferentes a cuando el motor funciona en estado nominal, de la desarrollo experimental se determina la relación entre el orden de armónicos utilizados y el margen de error originado.

### Armónicos

Los armónicos se definen habitualmente con los dos datos más importantes que los caracterizan, que son: La amplitud la misma que hace referencia al valor de la tensión o intensidad del armónico y el orden que hace referencia al valor de su frecuencia referido a la fundamental (50 Hz). Así, un armónico de orden 3 tiene una frecuencia 3 veces superior a la fundamental, es decir  $3 * 50 \text{ Hz} = 150 \text{ Hz}$  [11]. En la Figura 1, se visualiza los parámetros ingresados en el Simulink para representar la forma de la onda sin contenido de armónicos, con una frecuencia constante de 60Hz y una amplitud constante de 1 pu.

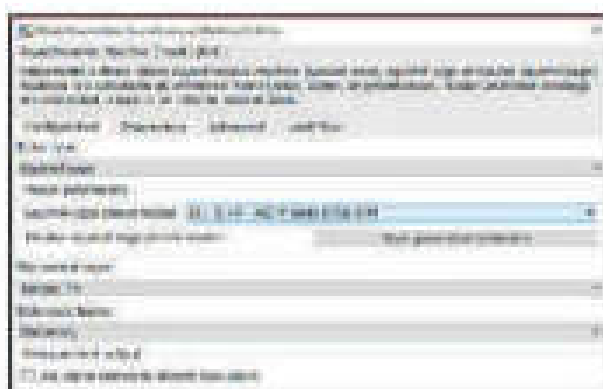


Figura 1. Valores de la fuente de onda de seno en Simulink.

La frecuencia de la onda periódica se denomina frecuencia fundamental y los armónicos son señales cuya frecuencia es un múltiplo entero de esta frecuencia. Cuando una onda

periódica no tiene esta forma sinusoidal se dice que tiene contenido armónico, lo cual puede alterar su valor pico y/o valor RMS causando alteraciones en el funcionamiento normal de los equipos que están sometidos a esta tensión o corriente. La distorsión armónica total (THD) [11] va ser fundamental para el análisis de fallas mecánicas o eléctricas en el motor jarilla de ardilla ya que es una herramienta para definir los efectos de los armónicos en el motor y así poder comparar en base a los valores establecidos por la CONELEC para que un motor este en correcto funcionamiento. Frecuencia fundamental (f1): Frecuencia de la onda original (50/60 Hz)

- Orden de un armónico (n): Número entero dado por la relación de la frecuencia de un armónico a la frecuencia fundamental. Con el orden se determina la frecuencia del armónico (Ejemplo: 5° armónico  $\rightarrow 5 * 50 \text{ Hz} = 250 \text{ Hz}$ ). [10]
- Tasa de distorsión armónica (THD) [11]: Relación entre el valor eficaz del residuo armónico de la tensión y/o corriente y el valor de la componente fundamental.

La medición y la resultante de los armónicos se explica por la distorsión armónica total (THD: Total Harmonics Distortion), el métodos de cálculo se fundamenta en la utilización de la norma CEI 61000-2-2 [11] donde define el THDF como la relación (en porcentajes) entre el valor eficaz de las componentes armónicas y la amplitud de la armónica fundamental.

$$THD_p = \frac{\sqrt{U_2^2 + U_3^2 + U_5^2 + \dots}}{U_1} \quad (1)$$

Donde:  
U representa los armónicos

### El análisis de Fourier en el estudio de armónicos producidos por un motor.

En [12], menciona que la transformada de Fourier rápida se usa para cambiar entre dominios espaciales y de frecuencia, e indica que este procedimiento se puede aplicar para simular máquinas de inducción con fallas de



bobinado, en [13] se determina la relación de conmutación a frecuencias fundamentales entre el contenido armónico más alto y más bajo como un criterio de distorsión armónica, en el trabajo publicado en [14] se encuentra la formulación del Teorema de Fourier, la ecuación (2) indica que toda onda periódica no sinusoidal puede ser descompuesta como la suma de ondas sinusoidales, mediante la aplicación de la serie de Fourier, siempre y cuando se cumplan las siguientes condiciones:

- Que la integral a lo largo de un periodo de la función sea un valor finito,
- Que la función posea un número finito de discontinuidades en un periodo, y
- Que la función posea un número finito de máximos y mínimos en un periodo.

Cualquier función  $f(t)$  con periodo  $2\pi$  tiene su representación en series de Fourier de acuerdo con la siguiente expresión:

$$f(t) = \frac{1}{2}a_0 + \sum_{n=1}^{+\infty} a_n \cos(n\omega t) + \sum_{n=1}^{+\infty} b_n \sin(n\omega t) \quad (2)$$

Donde  $a_n$ ,  $a_0$  y  $b_n$ , representan los coeficientes de la expansión en Serie de Fourier para la función  $f(t)$  dado en su forma trigonométrica.

Para el análisis espectral de las ondas es necesario definir la Transformada de Fourier de la señal continua  $x(t)$  dada por

$$F\{x(t)\} = X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (3)$$

Donde la ecuación (3) representa la suma de funciones exponenciales complejas periódicas [15], la Transformada Discreta de Fourier se define como un operador lineal que actúa sobre un vector de entrada  $X_N$  de  $N$  muestras en el dominio de tiempo discreto y que genera coeficientes  $X_N$  de longitud  $N$ , la misma que está dado por

$$X_N = F_N x_N \quad (4)$$

La transformada rápida de Fourier está dada por

$$X(k) = \sum_{j=0}^{N-1} x(j) \omega_N^{j(k-1)(N-1)} \quad (5)$$

La transformada inversa rápida de Fourier está dada por

$$x(j) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(k) \omega_N^{-j(k-1)(N-1)} \quad (6)$$

$$\text{Con } \omega_N = \exp\left(-\frac{j2\pi}{N}\right)$$

Para [16], la necesidad de utilizar los algoritmos computacionales de las ecuaciones 4, 5, y 6; están dadas en la necesidad de desarrollar técnicas avanzadas de diagnóstico de máquinas eléctricas.

La Transformada de Fourier en tiempo corto, el método consiste en dividir la señal no estacionaria en pequeños intervalos donde se supone que la señal es estacionario, mediante una función ventana de anchura determinada, que se desplaza y se multiplica con la señal, al aplicarse la DFT en cada intervalo se obtiene una distribución tiempo-frecuencia de la señal, este proceso se formula mediante

$$STFT_N^{(window)}(t, \omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} [x(\tau) \cdot \text{window}(\tau - t)] \cdot e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (7)$$

De esta forma se pretende abordar al problema de incertidumbre de Heisenberg [17], en cual manifiesta que no es posible la representación exacta de una señal dada en tiempo-frecuencia, salvo se considere intervalos de tiempo en los cuales existan determinadas bandas de frecuencia.

### C. Simulación del motor de inducción

El software de simulación representa una herramienta importante para desarrollar controladores, simplificando la obtención de los parámetros de este y además permitiendo



visualizar el comportamiento del sistema para diferentes valores del controlador. Se utiliza como herramienta para la simulación, análisis y obtención de parámetros el Simulink de Matlab [18], debido a que cuenta con una amplia gama de herramientas para el diseño de sistemas dinámicos, ya sea en función del tiempo o en función de la frecuencia (transformada de Fourier rápida).

En la Figura 2, se muestra el diseño del motor de inducción seleccionado para trabajar, el cual tiene un voltaje nominal de 460V, una frecuencia de 60Hz que es la frecuencia con la que se maneja la transmisión ecuatoriana de energía eléctrica y la velocidad nominal que trabaja el motor es de 1750 RPM, además se presenta el modo de conexión de un motor de inducción en Simulink para analizar sus armónicos en estator y en el rotor.

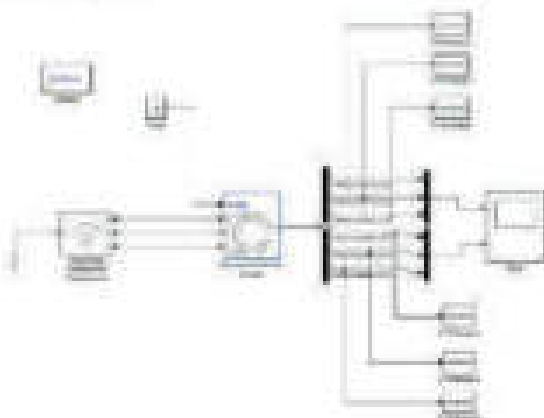


Figura 2. Motor de inducción para de análisis en Simulink.

Para almacenar las señales de las corrientes del estator como del rotor se utiliza un simout [19], para luego hacer un análisis de FFT (Transformada rápida de Fourier) por fase en las corrientes del rotor y estator en un powergui.

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los datos de corriente en el estator por fase, el THD por fase y los parámetros mecánicos [20] son extrapolados y vectorizados a través del Matlab para aplicar los análisis estadísticos descriptivos que permitan definir intervalos de confianza para los errores detectados a la variación de diferentes armónicos.

#### A. Señales de las corrientes de estator

La señal de la figura 3 muestra la corriente de las fases del estator con respecto al tiempo como podemos observar al inicio de la señal hay una distorsión lo cual se produce por el arranque del motor y luego se estabiliza llegando al valor nominal de corriente consumido por el motor [21]. Se procede analizar las señales del estator por fase mediante la FFT análisis (transformada rápida de Fourier), con armónicos y sin armónicos.

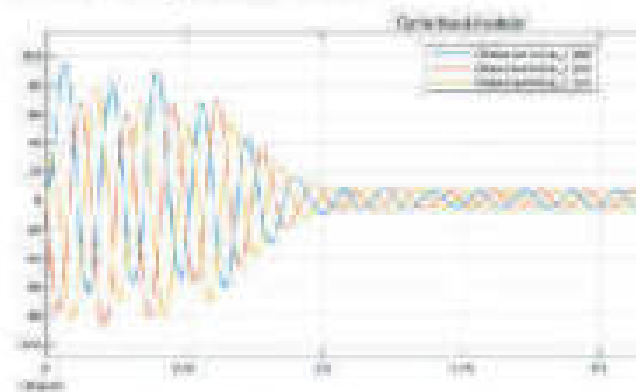


Figura 3. Señales de corriente de la estator del estator

#### B. Señal de corriente sin armónicos

En la figura 4 observamos una señal de corriente sinusoidal para que es producida por la fuente de alimentación trifásica de la fase B, la cual no contiene armónicos y esta señal la analizamos en 11 ciclos con una frecuencia fundamental de 60 HZ para hallar su FFT y observar el comportamiento de los armónicos en la señal. En este análisis también nos brinda información del THD que es igual a 0.56%.

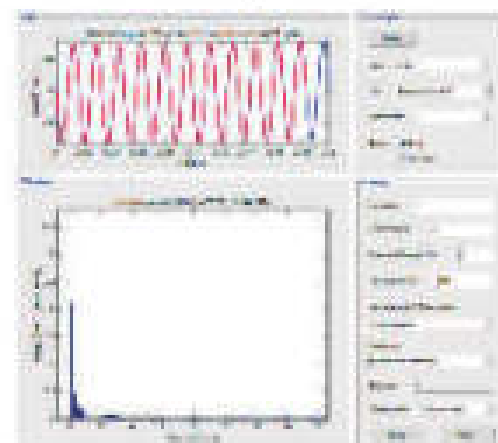


Figura 4. Señal de corriente pura de la estator de la fase B con voltaje nominal y su FFT

*C Señal con armónicos con voltaje nominal (460v)*

*Corriente de la fase A del estator*

En la figura 5 observamos una señal de corriente producida por la fase A del estator con distorsión al inicio esto es debido al arranque del motor y luego se estabiliza debido al comportamiento normal del mismo, la señal se analiza desde que se estabiliza a los 0.13 (s) en 7 ciclos con una frecuencia fundamental de 60 Hz para hallar su FFT y observar el comportamiento de los armónicos en la señal. En este análisis también nos brinda información del THD que es igual a 4.53%, lo cual nos indica un aumento de armónicos que sería causante de pérdidas en el motor.

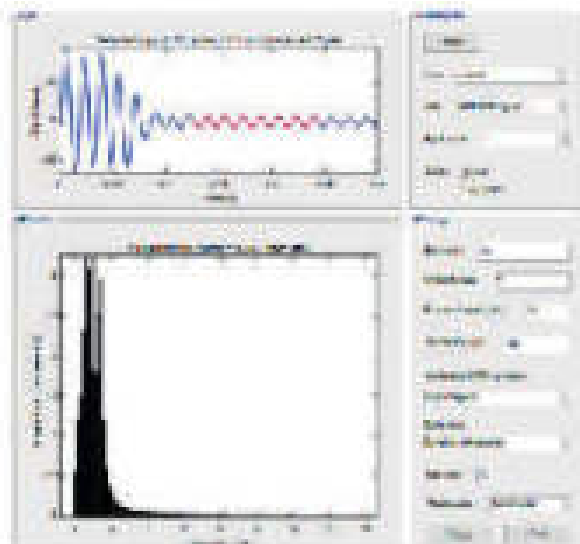


Figura 5. Señal de corriente del estator de la fase A con voltaje nominal por FFT

*Corriente de la fase B del estator*

En la figura 6 observamos una señal de corriente producida por la fase B del estator con distorsión al inicio esto es debido al arranque del motor y luego se estabiliza debido al comportamiento normal del mismo, la señal se analiza desde que se estabiliza a los 0.13 (s) en 7 ciclos con una frecuencia fundamental de 60 Hz para hallar su FFT y observar el comportamiento de los armónicos en la señal. En este análisis también nos brinda información del THD que es igual a 4.74%, lo cual nos indica un aumento de armónicos que

sería causante de pérdidas en el motor.

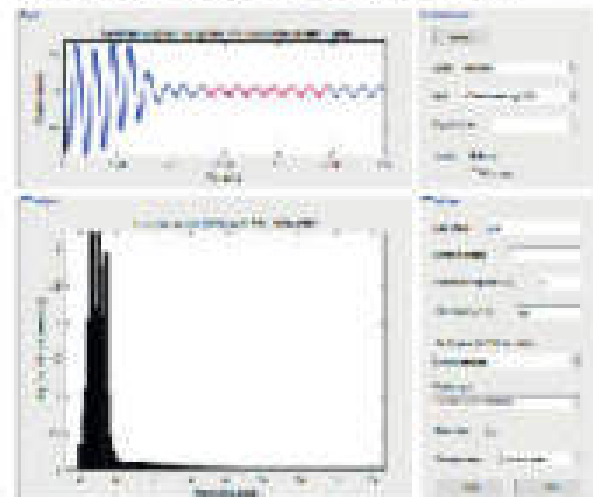


Figura 6. Señal de corriente de estator de la fase B con voltaje nominal por FFT

*Corriente de la fase C del estator*

En la figura 7 observamos una señal de corriente producida por la fase C del estator con distorsión al inicio esto es debido al arranque del motor y luego se estabiliza debido al comportamiento normal del mismo, la señal se analiza desde que se estabiliza a los 0.13 (s) en 7 ciclos con una frecuencia fundamental de 60 Hz para hallar su FFT y observar el comportamiento de los armónicos en la señal. En este análisis también nos brinda información del THD que es igual a 4.99%, lo cual nos indica un aumento de armónicos que sería causante de pérdidas en el motor.

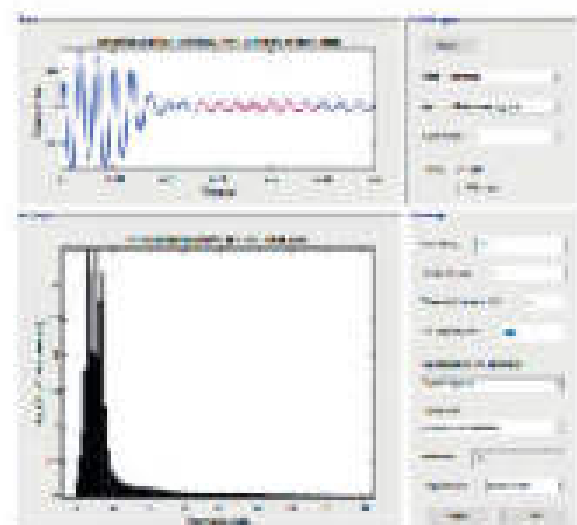


Figura 7. Señal de corriente del estator de la fase C con voltaje nominal por FFT



Los resultados de la experimentación se muestran en la tabla 1, los armónicos se clasifican según su amplitud (indicada en % con respecto a la fundamental) y señales con armónicos a 450 V y 460 V.

Tabla 1. Diferencia de señal para y con armónicos

FASES	señal para	Señal con armónicos a 450V	Señal con armónicos a 460V
FASE A	0.54%	+ 53%	+ 53%
FASE B	53%	4%	3%
FASE C	53%	3%	+ 3%

Tomando en cuenta los valores permitidos por el CONELEC sobre la calidad de distribución de servicio eléctrico del Ecuador, podemos observar que los valores máximos de la tabla 2 son inferiores a los valores obtenidos de la simulación, tomando en cuenta que por la situación de la estabilidad de las ondas después del arranque del motor solo se analiza 7 armónicos a partir de que se encuentre en estado estable el motor.

Tabla 2. Límites de distorsión armónica máxima para límite de corriente para sistemas de 120V a 60,000V (2)

RELACION I / I	LÍMITES PARA COMPONENTES ARMÓNICAS IMPARES EN % DE I					RANGO DE TENSIONES (V) (3)
	3-5	11-13	17-19	25-27	35-37	
1/2	40	20	15	08	05	30
1/3	70	35	25	10	05	30
1/4	100	40	30	15	07	30
1/5	120	50	30	20	10	30
1/6	150	70	40	25	14	30

Para la Fase A, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos arrojados nos dan un 4.53% a una tensión de 460 V.

Para la Fase A, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos arrojados nos dan un 4.36% a una tensión de 450 v, tomando 450V como la variación mínima de tensión en la red eléctrica.

Para la Fase B, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos

arrojados nos dan un 4.74% a una tensión de 460 V.

Para la Fase B, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos arrojados nos dan un 4.26% a una tensión de 450 V, tomando 450V como la variación mínima de tensión en la red eléctrica.

Para la Fase C, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos arrojados nos dan un 4.99% a una tensión de 460 V.

Para la Fase C, el máximo sugerido por el CONELEC es de 4% mientras que los datos arrojados nos dan un 4.26% a una tensión de 450 V, tomando 450V como la variación mínima de tensión en la red eléctrica.

En la tabla 3 se presenta el resumen del análisis realizado determinando intervalos de confianza para los índices de tensión y su correspondiente perturbación producida.

Tabla 3. Intervalos de confianza para las ondas de tensión

ÍNDICE DE TENSÓN	PERTURBACIÓN INTRODUCIDAS
THD < 3%	No existe perturbación
3% < THD < 10%	Existen perturbaciones menores pero no graves
THD > 10%	Existen perturbaciones graves

#### 4. CONCLUSIONES

Utilizando los algoritmos del análisis de Fourier implementados en el software Matlab y con la utilización del Simulink se validó de forma experimental la variación en las señales de corriente de las fases para un motor trifásico jaula de ardilla con el fin de conocer la distorsión armónica total (THD), en la simulación se ha logrado determinar los intervalos de variación se encuentra entre el 1% y 4% e considerado como un funcionamiento normal del motor, pero un porcentaje superior al 3% representa un indicador de la presencia de fallas eléctricas o mecánicas en el motor.

Además, por el método de superposición se determinó que la presencia de los armónicos de mayor orden determina el comportamiento



general de un motor, de esta forma se puede simular el efecto de cada armónico presente en la onda que se analiza sobre el comportamiento del motor, que desde el punto de vista didáctico, permite comparar las características de la máquina sobre la influencia de los diferentes armónicos de tiempo.

## 5. REFERENCIAS

- [1] Conelec, P. M. D. E. (2013). *Electrificación 2013-2022 Anexo A: Metodología de la Proyección de la Demanda*.
- [2] Torres-Rodríguez, R. M., & Batista-Rodríguez, C. R. (2010). Análisis vibrodinámico de motores eléctricos. *Ingeniería Mecánica*, 13(1), 9-18.
- [3] Yao, J., Tang, B., & Zhao, J. (2016). Improved discrete Fourier transform algorithm for harmonic analysis of rotor system. *Measurement*, 83, 57-71.
- [4] Wellington, P., de Mendonça Roberlam, G., & Luciano, M. N. (2015). Comparative performance analysis of a standard three-phase induction motor and an asymmetric three-phase induction motor fed from a single-phase network. *Electric Power Systems Research*, 125, 211-219.
- [5] Guedes, A. S., Silva, S. M., de Jesus Cardoso Filho, B., & Conceição, C. A. (2016). Evaluation of electrical insulation in three-phase induction motors and classification of failures using neural networks. *Electric Power Systems Research*, 140, 263-273.
- [6] El-Khamashi, E., El-Desouki, M., Mahmoud, J. G., Farid, A. W., & Al-Ahmar, M. A. (2018). The use of the current complex factor to determine the precise output energy of the induction motor. *Electric Power Systems Research*, 154, 23-36.
- [7] Pluppo, J. K., Nelson, J. P., & Sen, P. K. (1994). Power quality and harmonic distortion on distribution systems. *IEEE transactions on industry applications*, 30(2), 476-484.
- [8] Grajales, J., Ramírez, J., & Cadavid, D. (2004). Efectos de los armónicos en los motores de inducción: una revisión. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, (31).
- [9] Valencia, D., Quispe, E., & Sousa, V. (2014). Estudio del efecto de la distorsión armónica de tensión sobre la operación del motor trifásico de inducción en estado estacionario. *Energética*, (43), 67-77.
- [10] Martínez-Pañeda, E. (2016). MATLAB: Una herramienta para la didáctica del Método de los Elementos Finitos. *UNIÓN, Revista Iberoamericana de Educación Matemática*, (45), 242-268.
- [11] Fornieles, F. (2009). Armónicos: Efectos, diagnóstico y soluciones. *XV Jornadas de Conferencias de Ingeniería Electrónica del Campus de Terrassa, Universitat Politècnica de Catalunya*.
- [12] García Santamaría, C. (2017). Análisis espectral de señales para la detección de fallos de motores de inducción.
- [13] A Suamez, J. A., Di Mauro, G. F., Ansat, D., & Agüero, C. (2005). Análisis de la distorsión armónica y los efectos de atenuación y diversidad en áreas residenciales. *Revista del IEEE América Latina*, 3(5), 71-77.
- [14] Bollen, M. H., Ribeiro, P. F., Larson, E. A., & Lundmark, C. M. (2008). Limits for voltage distortion in the frequency range 2 to 9 kHz. *IEEE Transactions on Power Delivery*, 23(3), 1481-1487.
- [15] Sapena-Bano, A., Martínez-Roman, J., Pache-Panadero, R., Pineda-Sánchez, M., Pérez-Cruz, J., & Riesa-Guasp, M. (2018). Induction machine model with space



harmonics for fault diagnosis based on the convolution theorem. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, 100, 463-481.

[16] Arabal, M. R., Barrero, F., Ortega, M. G., & Martín, C. (2016). Harmonic analysis of direct digital control of voltage inverters. *Mathematics and Computers in Simulation*, 130, 155-166.

[17] Arcila, J. D. (2010). Armónicos en sistemas eléctricos. *ieb sa*, 1-26.

[18] Salazar, I. H. E. (2003, January). Programa en Matlab para análisis y simulación de armónicos. In *Símpoio Internacional sobre la Calidad de la Energía Eléctrica-SICEL* (Vol. 2).

[19] Bañó, A. S. (2014). Desarrollo de técnicas avanzadas de diagnóstico de máquinas eléctricas válidas para cualquier régimen de funcionamiento (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de València).

[20] Hernández, J. U. V., & Yepes, E. C. (2017). Detección de barras rotas en motores de inducción utilizando la STFT. *Jóvenes en la ciencia*, 3(2), 2383-2387.

[21] García Santamaría, C. (2017). Análisis espectral de señales para la detección de fallos de motores de inducción.

[22] Oviedo, S. J., Quiroga, J. E., & Ordóñez Plata, G. (2014). Validación Experimental de la Metodología Motor Current Signature Analysis para un Motor de Inducción de 2 HP. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, (70).

Diplomado en Estadística. Docente Tiempo Completo del Departamento de Ciencias Exactas de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.



<sup>2</sup> Norma Barreno - Magíster en Matemática Básica, Diploma Superior en Docencia Matemática. Docente Tiempo Parcial del Departamento de Ciencias Exactas de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.



<sup>3</sup> Jorge Basantes - Asistente de la carrera de Ingeniería Electromecánica del Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.

<sup>4</sup> Manuel Macías - Asistente de la carrera de Ingeniería Electromecánica del Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.

Autor para correspondencia: wroman@espe.edu.ec

**REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN**

Fecha recepción: 20 septiembre 2018  
Fecha aceptación: 10 noviembre 2018

**BIOGRAFÍAS**



<sup>4</sup> Wilson Román - Magíster en Matemática aplicada mención Modelación Matemática y simulación Numérica, Magíster en Informática Aplicada,

## EVALUACIÓN DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE PARA EL MOTOR G13B SUZUKI. METODOLOGÍA DIGITAL Y EXPERIMENTAL

### EVALUATION OF THE EXHAUST MANIFOLD FOR THE G13B SUZUKI ENGINE. DIGITAL AND EXPERIMENTAL METHODOLOGY

Eduan Arroyo<sup>1</sup>, Juan Carlos Jilroy<sup>2</sup>, Edilberto Llanes Cordero<sup>3</sup>, Juan Mena Romero<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Universidad Internacional SEK, Facultad de Arquitectura e Ingeniería, Casilla 1103 03, Quito - Ecuador

<sup>2</sup>Universidad Técnica del Norte, Facultad de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Casilla 199, Iquitos - Ecuador

<sup>3</sup>Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Departamento de Energía y Materia, Sangolquí - Ecuador

e-mail: <sup>1</sup>earroyo@sek.edu.ec, <sup>2</sup>edilberto@unor.edu.ec, <sup>3</sup>edilberto.llanes@unor.edu.ec, <sup>4</sup>juanmena@espe.edu.ec

Revista Energía, Mecánica, Innovación y Futuro, VII Edición 2018, No. 14 (14)

#### Resumen

La presente investigación tiene como objetivo diseñar el múltiple de escape para un vehículo Suzuki con motor G13B Twin Cam, mediante el uso del software de código libre 1D OpenWAM, para la obtención de las dimensiones y configuración de mayor potencia máxima. Se fabrica el múltiple de escape por dos métodos, denominados A (doblado de tubos con aplastamiento en la zona de curvatura) y B (unión de tubos predoblados de sección constante), a fin de observar el efecto del proceso de construcción en el desempeño del motor. Se logra un incremento de potencia máxima de 8 % y 10 % para el tipo A y B, respectivamente. Finalmente se corrobora los resultados de simulaciones con pruebas experimentales en un dinamómetro, encontrando una diferencia promedio menor al 8 %, con gran semejanza en la silueta de las curvas características, lo cual asegura el proceso computacional, reduciéndose el costo y tiempo de diseño y experimentación.

#### Palabras clave:

Simulación 1D, OpenWAM, múltiple de escape, torque y potencia del motor.

#### Abstract

The present research aims to design the exhaust manifold for a Suzuki vehicle with G13B Twin Cam engine, by using the free code 1D OpenWAM software, in order to obtain the dimensions and configuration of power maximum. The exhaust manifold is manufactured by two methods, known as A (bending of tubes with flattening in the curvature zone) and B (joining of pre-bent tubes of constant section), in order to observe the effect of the construction process on the performance of the motor. It achieves a maximum power increase of 8% and 10% for type A and B, respectively. Finally, we confirm the results of simulations with experimental tests in a dynamometer, finding an average difference less than 8% with great similarity in the silhouette of the characteristic curves, which ensures the computational process, reducing the cost and time of design and experimentation.

#### Keywords

1D simulation, OpenWAM, exhaust manifold, engine torque and power.



## 1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad el desarrollo de autopartes apunta a la disminución de tiempos de diseño, reducción de costosos ensayos experimentales e incremento de las prestaciones de los vehículos y sus sistemas, mediante la aplicación de software especializado, con la capacidad de representar diversas geometrías y complejidad de los motores [1, 2]. En este sentido OpenWAM es una herramienta gas-dinámica 1D que permite representar el motor mediante bloques y conductos, a los cuales se asigna los parámetros y variables facilitando la obtención de información de acuerdo a los cambios generados en cualquier elemento simulado [3, 4].

El diseño adecuado del múltiple de escape permite reducir las pérdidas por bombeo y mejorar la eficiencia volumétrica de un motor, de manera que, la configuración y longitudes de los conductos influyen directamente en su desempeño [5, 6, 7].

Si bien es cierto, el análisis a partir del cálculo computacional mediante modelos matemáticos reduce las opciones de diseño y selección de elementos, se hace aún necesario el ensayo experimental en los diseños finales para obtener resultados precisos, ya que pueden existir ligeras variaciones en función de las pérdidas mecánicas y desgastes provocados en los motores durante el funcionamiento [7].

En este trabajo se emplea el software OpenWAM para modelar el motor G13B Suzuki de encendido provocado de cuatro tiempos. Mediante el análisis de las curvas de torque y potencia se trabaja en la selección de configuración y dimensiones del múltiple de escape que aporte mayor desempeño al motor, validando el proceso computacional mediante pruebas en un dinamómetro de charic.

## 2. MATERIALES Y METODOS

El presente trabajo considera un método de investigación computacional aplicando software de modelación OpenWAM y de experimentación en dinamómetro para evaluar las prestaciones del motor.

### Motor de experimento

Se utilizó un vehículo Suzuki Twin Cam, motor de cuatro cilindros en línea, con cuatro válvulas por cilindro. Las características del motor se describen en la tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones del motor

Parámetro	Valor
Motor	G13B, DOHC
Cilindrada	1370 cm <sup>3</sup>
Diámetro x carrera	74 x 75,9 mm
Relación de compresión	10:1
Orden de encendido	1-3-4-2
Reglaje de válvulas - Intake	0 ± 1/64
APV	1470litros
Sistema de combustible	MP3-L
Coeficiente	Gasolina
Régimen de rotación	850 ± 30 rpm
Relación Aire-Combustible	14.7:1
APR	

Nota: Exhauce sin gases

### Simulación OpenWAM

OpenWAM sirve en el modelado de un motor de combustión interna (MCI), de encendido provocado (MEP), de cuatro cilindros y cuatro tiempos (4T), el cual trabaja con un sistema de bloques donde se ingresan los datos de cada componente del motor, desde la admisión de aire fresco hasta la salida de gases combustionados, según el modelo que se requiere analizar; en la tabla 2, se visibiliza estas variables.

Tabla 2. Variables por bloques del software OpenWAM

Tipo D	Ícono D	Descripción
Motors		Motor 4T
		Cilindro 4T
Flows de intake		Fan de aspiración
		Válvulas de escape e intake
		Exhaust e Intake
Conectores		Válvula de escape
		Válvula de intake
Elementos 1D		Elementos de flujo unidimensional
Otros		Control de emisiones
		Pérdidas de potencia

Nota: Exhauce sin gases

**Establecimiento de las variables del motor**

En el bloque del motor 4T, se abre un cuadro de diálogo (figura 1), en el cual se definen los parámetros de condiciones de trabajo, transferencia de calor, geometría, pérdidas mecánicas y demás variables que en la tabla 3 se visualiza a detalle.

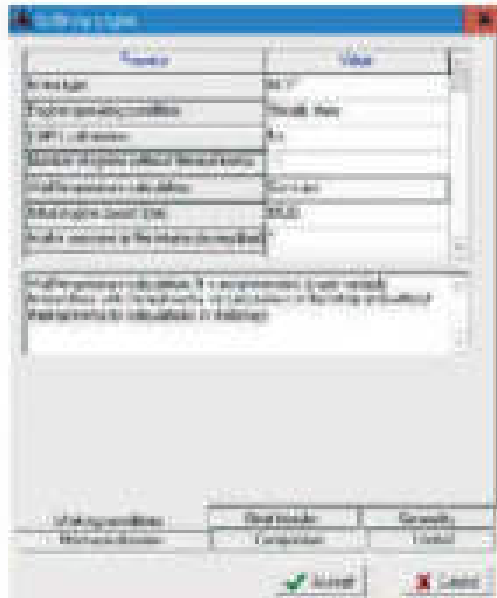


Figura 1. Cuadro de diálogo para motor 4T.

Tabla 2. Variables principales del software (Open WAVE)

Parámetro	Valor
<b>CONDICIONES DE TRABAJO</b>	
Tipo de motor	MEP
Condición de operación	Steady state
Cálculo EGE	No
Número de ciclos	10
Cálculo de temperaturas de pared	Constant
Velocidad de motor (rpm)	6500
Presión de admisión en el centro de admisión (bar)	1
Masa en el centro de admisión (g)	0.5
Presión en el cilindro a la apertura de válvula de escape	Calculada
Presión en el centro de escape (bar)	-
Masa de combustible inyectado (mg)	-
Relación estequiometria aire-combustible	1
Estructura de combustible	1
Poder calorífico de la combustible (MJ/kg)	41870
Densidad de combustible (kg/m <sup>3</sup> )	854
Número de conductos de admisión volumétrica	Hacer referencia al conducto de ingreso de aire fresco en la admisión
Modelo de combustión	Imposing Heat Release Law
Método de combustión	-

<b>TRANSFERENCIA DE CALOR</b>	
Espesor de pared de cilindro (mm)	7
Conductividad de la pared del cilindro (W/mK)	150
Densidad de la pared del cilindro (kg/m <sup>3</sup> )	7413
Calor específico del material del cilindro (J/kgK)	700
Espesor de pared del pistón (mm)	25
Conductividad de la pared del pistón (W/mK)	150
Densidad de la pared del pistón (kg/m <sup>3</sup> )	4019.64
Calor específico del material del pistón (J/kgK)	1000
Espesor de pared del cabezote (mm)	15
Conductividad de la pared del cabezote (W/mK)	200
Densidad de la pared del cabezote (kg/m <sup>3</sup> )	4942
Calor específico del material del cabezote (J/kgK)	1000
Área de pistón (cm <sup>2</sup> )	43.01
Temperatura media de pistón (°C)	400
Área de cabezote (cm <sup>2</sup> )	41.85
Temperatura media de cabezote (°C)	350
Temperatura media de cilindro (°C)	300
Coefficiente de ajuste de transferencia de calor en la admisión	5
Coefficiente de ajuste de transferencia de calor en el escape	1
Temperatura del refrigerante (°C)	90.2
Coefficiente de transferencia de calor CW1	5.122
Coefficiente de transferencia de calor CW2	0.2
Coefficiente de transferencia Xpe	1.5
Torque máximo potencia (Nm)	112.3

<b>GEOMETRIA DEL MOTOR</b>	
Longitud de barra (mm)	150
Carra de pistón (mm)	75.5
Diámetro de cilindro (mm)	74
Relación de compresión	10
Diámetro de la cámara en el pistón (mm)	0
Altura de la cámara en el pistón (mm)	0
Distancia entre válvulas (mm)	37

**Definición del método**

En el bloque de ejecución (EJEC) se definen los datos del método de cálculo, número de ciclos de convergencia (mínimo recomendado 10 ciclos), condiciones de temperatura y presión, sustancia de combustible, como se muestra en la figura 2. Los métodos de resolución para el sistema de ecuaciones se pueden clasificar de acuerdo a la precisión en la solución, siendo éstos de primer orden (método de las características, Lax-Friedrichs, Lax-Wendroff), segundo orden (Lax-Wendroff de dos pasos,



CIENCIA Y TECNOLOGÍA (REVISTA DE INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO)  
 Vol. 7 - Núm. 1 - 2020 (1º SEMESTRE) - PÁG. 120-126

Id: Connack predictor-corrector o Godunov) o alta resolución (Flux Corrected Transport-FCT, Total Variation Diminution-TVD); estos últimos permiten obtener soluciones no difusivas y sin sobreoscilaciones, pero con un costo computacional más elevado [8].

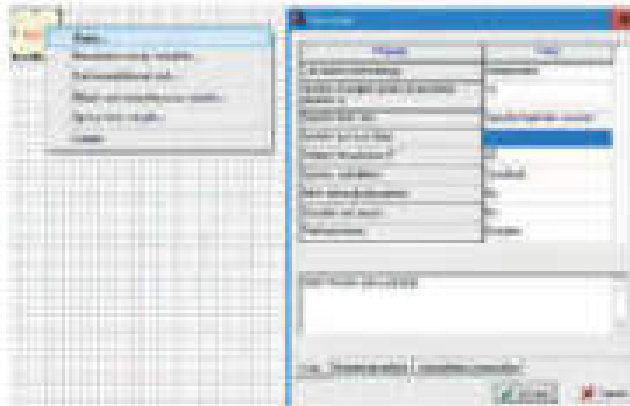


Figura 2. Opción de modo.

**Montaje de motor**

**VALVULAS.-** Se establecen en dos válvulas de admisión y dos de escape por cilindro, considerando los diámetros, ángulos de apertura y cierre como se indica en la tabla 4.

Tabla 4. Parámetros de válvulas

	Admisión	Escape
Diámetro de válvula (mm)	9.1	24.9
Ángulo de apertura de válvula (°)	35.2	138
Coeficiente de velocidad Kc	0.95	0.95
Velocidad	-	-
Escala de velocidad	1	1
Diámetro de referencia para cálculo Cd (mm)	29.1	24.9
Esfera de levantamiento (mm)	1	1

Para comprobar los daños en el manáqui de prueba de impacto, se mide la aceleración en las partes principales como se puede observar en la figura 3, en donde la curva verde pertenece al ensayo sin atenuador y la curva azul al ensayo con atenuador, las unidades están expresadas en mm/s<sup>2</sup>.

Los ángulos de apertura de las válvulas se definen en función del diagrama de distribución, con los respectivos avances y retrasos como se muestra en la figura 3. Las válvulas de admisión permanecen

abiertas 224°, mientras que las de escape 232°.



Figura 3. Diagrama de distribución de válvulas

**SISTEMA DE ADMISIÓN.-** En el sistema de admisión del motor se consideran tres secciones: la primera hace referencia al ingreso de aire fresco al múltiple de admisión, la segunda los conductos desde el múltiple de admisión al cabezote y la tercera los conductos dentro del cabezote, como se indica en la figura 4.

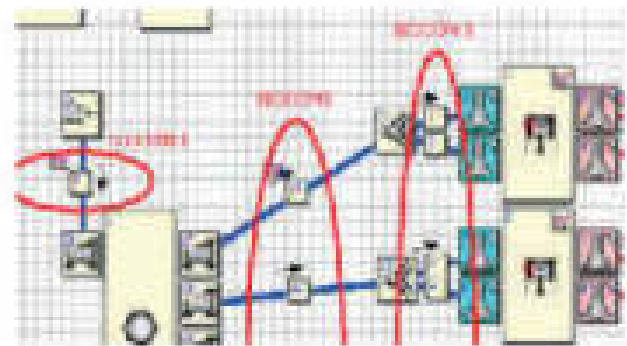


Figura 4. Secciones del sistema de admisión

Los datos empleados en cada sección del sistema de admisión se resumen en la tabla 5, siendo los más representativos los diámetros y longitudes de cada uno de ellos.

Tabla 5. Parámetros de sistema de admisión

Variable	Sección 1	Sección 2	Sección 3
Espesor de pared (mm)	0.850	0.8	0.805
Tipo de conducto	metal pipes	metal pipes	metal pipes
Estado de temperatura de pared	Constant E	metal	Constant
Longitud de conducto (mm)	0.150	13	0.3
Temperatura inicial de pared (°C)	20.2	0	20
Temperatura inicial del gas (°C)	20	20	20

ENERGÍA MECÁNICA MONOMACIÓN Y FORTALECIMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN EN EL SECTOR INDUSTRIAL Y DE INGENIERÍA



Presión inicial del gas (bar)	1	1	1
Velocidad inicial del gas (m/s)	0	0	0
Coefficiente de corrección de la transformación de temperatura	1	1	1
Coefficiente de corrección de fricción	1	1	1
Número de dientes de la corona	1	1	1
Diámetro de entrada (mm)	73.2	44	44
Longitud (mm)	31.1	38	81
Diámetro de salida (mm)	73.2	44	39.1
Método numérico	Low Wendroff Without connection	Low Wendroff Without connection	Low Wendroff Without connection
Solamente			

### Modelo final

Dentro del software OpenWAM se modelaron dos configuraciones de múltiple: 4-1 y 4-2-1, en busca del que aporte mejores resultados de potencia al motor.

En la configuración 4-1 se unen los conductos de escape de los cuatro cilindros en un solo colector, como se muestra en la figura 5.

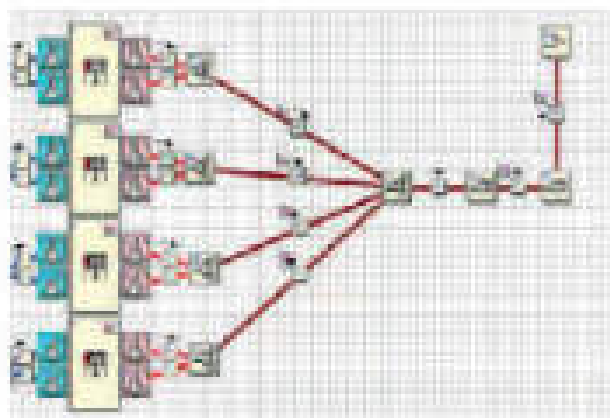


Figura 5 Configuración 4-1 en OpenWAM

En la configuración 4-2-1, mostrada en la figura 6, se conectan los cilindros desfasados 360° según el orden de encendido, en este caso inicialmente se unen los cilindros 1-4 y 2-3 para luego ensamblarse en un colector final. El múltiple de escape original del vehículo Suzuki de igual manera trae esta configuración.

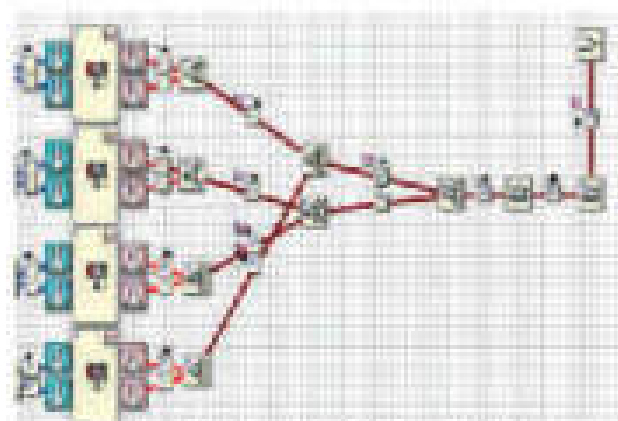


Figura 6 Configuración 4-2-1 en OpenWAM

Una vez definidos los elementos y sus parámetros se realiza una compilación de archivos con lo cual se da inicio a la simulación. Si existe algún error en el modelo, OpenWAM indicará donde se encuentra el problema que se debe corregir para poder correr la simulación nuevamente, como se presenta en la figura 7.



Figura 7 Error de simulación

Finalizadas las simulaciones se tiene para cada caso dos archivos de resultados con la extensión \*.DAT, correspondientes a los instantáneos (INS) y promedios (AVG), que pueden ser abiertos con Excel, para su procesamiento.

### Pruebas Dinamométricas

Para la determinación de la potencia y torque experimentalmente, se utilizó el dinamómetro de rodillos marca MAHA (*Maschinenbau Halderwang*) LPS 3000, desarrollando los ensayos a 2850 mm/m. Las pruebas dinamométricas se llevaron a cabo según la norma INEN 960 [9], basada en la ISO 1585 y la ISO 3173, obteniendo las curvas características del vehículo mediante cinco ensayos con cada múltiple de escape analizado.

## 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Evaluación modelado 1D



El múltiple original, fabricado en dos piezas de hierro fundido utiliza una configuración 4-2-1, uniendo los cilindros 1-4 y 2-3 en los conductos primarios de 273 mm de longitud, para conectarse posteriormente en los conductos secundarios de 318 mm de longitud.

Para la configuración 4-2-1 se realizó un estudio paramétrico inicial a 6500 rpm (figura 8), modificando las variables de longitud del colector en un rango de 250 a 400 mm, tanto para primario como para secundario. En las combinaciones de primario-secundario (mm): 250-350, 350-350, 400-350, 250-400, 300-400, 350-400, se alcanzan mejores resultados de potencia. Se seleccionó la configuración 350-400 mm para simularla en el rango de 2500 a 7500 rpm y observar el comportamiento en todo el rango de revoluciones.

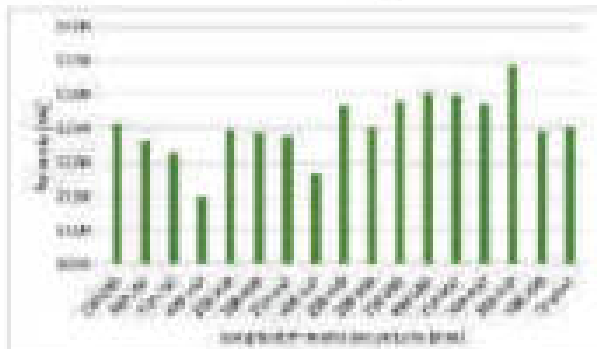


Figura 8. Comparación de potencia para varios diámetros en la configuración 4-2-1

En la configuración 4-1 se varía la longitud de la tubería de 650 a 800 mm en pasos de 25 mm, analizando inicialmente a 6500 rpm (figura 9). Con la dimensión de tubería de 775 mm el motor alcanzó mejor rendimiento por lo que se analizó con esta característica en todo el rango de revoluciones.

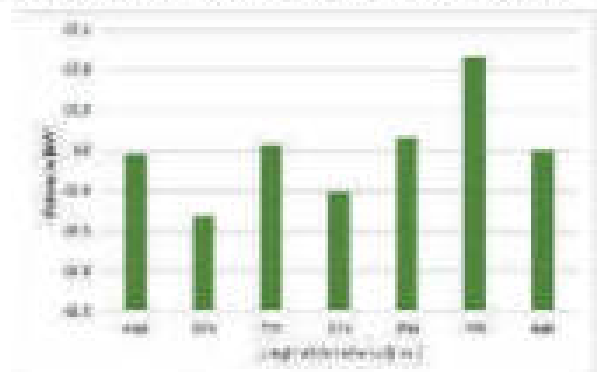


Figura 9. Comparación de potencia para los gases entre 650 a 800 mm, cada 25 mm

*Construcción de múltiples, configuración 4-1*

En base a los resultados analizados, se seleccionó la configuración 4-1 para la construcción del múltiple por dos métodos, denominados A y B, en acero ASTM A500 de 1.5 mm de espesor.

El tipo A, de la figura 10, se realizó mediante el doblado de los tubos con una dobladora hidráulica, en el cual, se produjo deformación de la sección transversal en las curvaturas. El tipo B, se fabricó mediante la unión de secciones de tubos previamente doblados, los cuales mantienen constante la sección circular de la tubería durante todo el trayecto.



Figura 10. Múltiple de escape 4-1, tipo A (doblado), Múltiple de escape 4-1, tipo B (unión)

En la figura 11, se muestran las curvas comparativas de potencia y en la figura 12 las curvas de torque, en donde el múltiple de construcción tipo A presenta una diferencia promedio 8 % con la curva obtenida del proceso computacional, mientras que el colector tipo B tiene una variación promedio menor, cercana al 4 %. Dentro de la simulación en OpenWAM los diámetros de conductos se consideran constantes durante todo el trayecto del múltiple, por tal motivo, los resultados tienen mayor semejanza con la construcción tipo B.

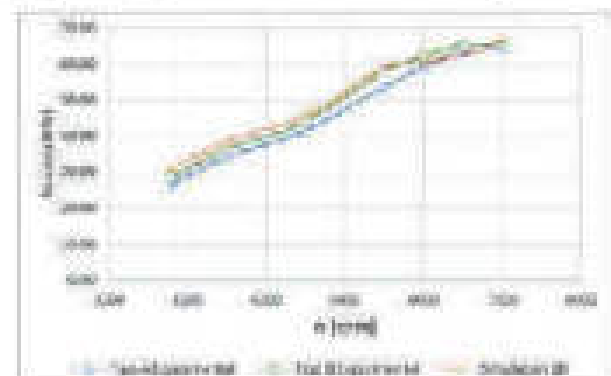


Figura 11. Comparación de curvas de potencia para múltiple 4-1 según los resultados de la simulación 1D y los múltiples tipo A y B producidos en el laboratorio

ESCUELA NACIONAL DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
 INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS Y TECNOLÓGICAS (INTIC)



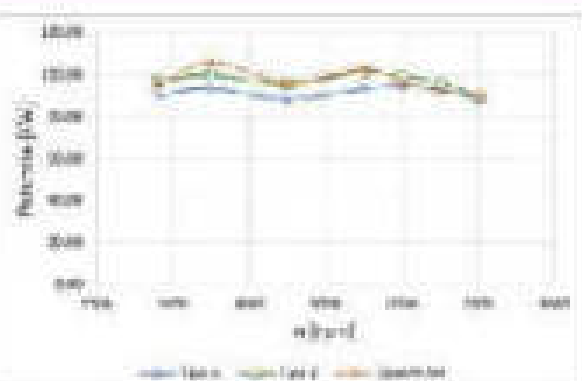


Figura 12. Comparación de curvas de torque para múltiple 4-1 según los resultados de la simulación 1D y los ensayos tipo A y B probados en el laboratorio.

La tabla 6 consiste en un cuadro estadístico en donde se analiza la variación de resultados de la simulación 1D respecto al ensayo experimental con el múltiple 4-1 de construcción tipo A y tipo B, expresado en porcentaje para cada velocidad de giro de motor. Al comparar los resultados de OpenWAM con las pruebas dinamo-métricas se tiene que, las variaciones más importantes se dan a bajas revoluciones; sin embargo, en las revoluciones de interés, es decir mayor a 6000 rpm, el error computacional es menor al 4 %, otorgando confiabilidad al proceso de simulación.

n	Observación Tipo A	Observación Tipo B	DE (OpenWAM)	Porcentaje Tipo A	Porcentaje Tipo B
(rpm)	(%)	(%)	(Nm)	(%)	(%)
1000	71.26	74.78	1000	0	4
1500	76.36	80.75	12.50	4	8
2000	81.09	85.07	15.00	4	7
2500	85.56	89.09	17.50	0	7
3000	89.87	92.97	20.00	7	5
3500	93.97	96.78	22.50	1	4
4000	97.86	100.57	25.00	1	3
			Valor Límite	1	1
			Problema	0	1
			Valor mínimo	0	0
			Resolución estándar	5	7
			Step	10	4
			Presión	0	4

En la figura 13, se muestran los resultados de potencia de las pruebas dinamo-métricas al probar el múltiple original y los dos múltiples construidos tipo A y tipo B. Con el diseño y dimensiones analizadas en OpenWAM se obtuvo una ganancia de potencia máxima entre 8 % a 10 %; el tipo de construcción tiene una fuerte influencia, ya que el método tipo B (sección circular de tubería constante [10]) mejora el desempeño del motor en todo el rango de revoluciones.

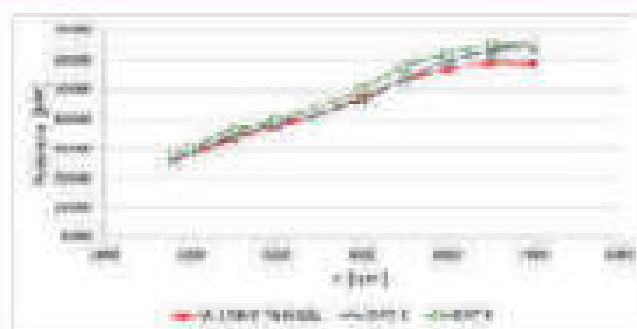


Figura 13. Comparación de curvas de potencia para múltiple original y ensayos tipo A y tipo B.

#### 4. CONCLUSIONES

El modelo unidimensional entrega resultados acordes al funcionamiento del motor, por tanto, es válida su aplicación en la optimización de longitudes y diámetros de múltiples de escape. El modelado 1D, requiere proporcionar al programa datos experimentales de la geometría y funcionamiento del motor analizado, para la obtención de resultados acertados.

En el caso del múltiple 4-1 de construcción tipo A (tubo doblado), existe un error promedio del 8 % entre los resultados de los ensayos experimentales respecto a la simulación 1D, que se atribuye a los cambios de sección transversal de la tubería en la zona de las curvaturas. Mientras que al comparar los resultados computacionales con los ensayos del múltiple 4-1 de construcción tipo B se tiene un error promedio de apenas 4 %.

El múltiple de escape propuesto de configuración 4-1 incrementa la potencia máxima en 8 % para el tipo A y 10 % para el tipo B, así como también un incremento de torque máximo de 3 % para el tipo A y 9 % para el tipo B, en relación al sistema original; ayudando al mejor desempeño del motor en altas revoluciones, esto es, sobre las 5 000 rpm.

#### 5. REFERENCIAS

- [1] Blatt, G., Mackey, D., Ache, M., y Chaffield, G. (2001). Exhaust tuning on a four-stroke engine; experimentation and simulation. SAE Technical Paper, 2001-01-1797. doi:10.4271/2001-01-1797
- [2] Mackey, D., Crandall, J., Chaffield, G., y



Ashu, M. (2002). Optimization of exhaust-pipe tuning on a 4-stroke engine using simulation. SAE Technical Paper, 2002-01-0002. doi:10.4271/2002-01-0002.

- [3] CMT-Motores Térmicos. (2017). OpenWAM. Valencia, España: Universidad Politécnica de Valencia. Disponible en: <http://www.cmt.upv.es/OpenWam01.aspx>.
- [4] Galindo, J., Tzeka, A., Fajardo, P. y Navarro, R. (2011). Coupling methodology of 1D finite difference and 3D finite volume CFD codes based on the Method of Characteristics. Mathematical and Computer Modelling, 54, 1738-1746. doi:10.1016/j.mcm.2010.11.078.
- [5] Bermúdez, V., y Tomás, B. (2011). Pérdidas mecánicas. Dalam F. Payri, y J. M. Desantes (Ed), Motores de combustión interna alternativos (págs. 153-172). Barcelona, España: Editorial Reverté.
- [6] Massimo, M. (2010). Measurement of the effect on brake performance of the intake and exhaust system components in a motorcycle high speed Racing engine. Applied Acoustics, 71, 1-10. doi:10.1016/j.apacoust.2009.07.01.
- [7] Kanowade, N., & Sira, O. (2015). Design, analysis and development of 4-cylinder IC engine exhaust manifold. International Engineering Research Journal, 472-478.
- [8] Galindo, J., y Hernández, J. (2011). Modelado de motores. Dalam F. Payri, y J. M. Desantes (Ed), Motores de combustión interna alternativos (págs. 746-796). Barcelona, España: Editorial Reverté.
- [9] Instituto Ecuatoriano de Normalización. (1984). Determinación de la potencia neta del motor. NTE INEN 960:1984, Vehículos automotores.
- [10] Mohiuddin, A., Raham, A., & Dawid, M. (2007). Optimal design of automobile exhaust system using GT-Power. International Journal of Mechanical and Materials Engineering, 2(1), 40-47.

## 6. BIOGRAFÍAS



Edwin Salomón Arroyo Terán, nació en Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, Magister en Diseño Mecánico con mención en fabricación de autopartes. Docente en la Universidad Técnica del Norte. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en diseño mecánico.



Juan Rocha Hoyos - Ingeniero Automotriz, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Magister en Sistemas Automotrices, Escuela Politécnica Nacional Investiga en temas: Elementos de los sistemas automotrices, motores y sus emisiones, además de la electrónica automotriz. Ha trabajado como docente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y actualmente profesor auxiliar en la Universidad Internacional SEK Quito - Ecuador.



Edilberto Antonio Llanes Cedeno. Ingeniero Mecánico Automotriz y Master en Eficiencia Energética por la Universidad de Cienfuegos - Cuba y PhD en Ciencias Técnicas por la Universidad Politécnica de Madrid - España. Investiga en temas de: Eficiencia Energética, Energía y Ambiente. Posee 15 años de experiencia en la docencia entre la Universidad de Granma - Cuba, Universidad de Zambesi - Mozambique y la Universidad Internacional SEK Quito - Ecuador.



Luis Antonio Mena Navarrete, Ingeniero Mecánico, Universidad "Amatad de los Pueblos" de Moscú Rusia, Magister en Ciencias en Ingeniería. Investiga en temas relacionados con las rugosidades de los elementos automotrices, El rendimiento de los motores gasolina, El comportamiento del biodiesel en motores de combustión interna, autor de la obra "Compilador

de ejercicios de motores de combustión interna Diesel-Gasolina". Trabaja como docente tiempo completo del departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas Espe-Latacunga.

Autor para correspondencia:  
e.arroyo.mdm@uisek.edu.ec  
carlos.rocha@uisek.edu.ec

**REGISTRO DE LA PUBLICACIÓN**

Fecha recepción	26 febrero 2018
Fecha aceptación	27 abril 2018



## *NORMAS PARA LA PRESENTACIÓN DE ARTÍCULOS EN LA REVISTA ENERGÍA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO*

*La revista Energía y Mecánica dispone de registro ISSN 1390-7395 conferido por la SENESCYT a petición de la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE.*

*Todo artículo debe ser inédito, el mismo que se enviará previa convocatoria al Comité Editor de la Revista, la cual siguiendo el proceso de calificación y arbitraje por pares especialistas considerará su publicación.*

*Se realizará la convocatoria de manera escrita y mediante uso de la página WEB Institucional.*

*Es de responsabilidad del autor obtener el permiso para utilizar el material de otras publicaciones.*

*Los autores respetar el uso de normas y citas de otras autorías mediante la cita adecuada.*

*Los autores entregarán sus artículos impreso y en digital formato WORD, escrito a dos columnas, espacio sencillo en letra Calibri 11, Arial o Times 11.*

*Los autores presentarán el acuerdo de autorización de publicación, de responsabilidad y declaración de ética.*

*Incluir el nombre del autor, institución en la que trabaja, correo electrónico, dirección de la institución.*

*Incluir su biografía y fotografía actualizada.*

*Se presentará el resumen en español y en inglés, con o máximo 200 palabras.  
Se respetará la norma utilizada para citar textos y derechos de autor mediante el uso de la norma IEEE.*

*No dejar títulos de temas, tablas o gráficos sueltos en hojas en blanco.*

*Los gráficos, tablas deberán contener la numeración detalle y fuente, debiendo ser de calidad gráfica adecuada.*

*Las referencias serán en orden alfabético incluyendo Apellidos, Nombre, Año, Título, Revista, País y otras que considere la norma.*

*Enumerar fórmulas y ecuaciones.*

*Otras indicaciones o pautas serán de decisión del comité editorial, el mismo que proporcionará un formato para que los artículos se ajusten a los requerimientos de la edición.*

*TÍTULO DE ARTÍCULO A SER PRESENTADO EN LA REVISTA ENERGÍA MECÁNICA  
INNOVACIÓN Y FUTURO (EN ESPAÑOL)*

*TÍTULO DE ARTÍCULO A SER PRESENTADO EN LA REVISTA ENERGÍA MECÁNICA  
INNOVACIÓN Y FUTURO (EN INGLÉS)*

\*Resumen Apellido, Nombre, \*Resumen Apellido, Nombre, \*Resumen Apellido, Nombre,  
\*\* Author name s, surnames, Department  
Email: \*\*\*

Energía Mecánica Innovación y Futuro VI Edición 2017, No. ( )

RESUMEN

Se presentan las instrucciones generales para presentar el artículo científico en la Revista Energía Mecánica Innovación y Futuro Vol. 4 necesarios para ser considerada su publicación.

El resumen presenta el objetivo, alcance, resultados que sean fácilmente identificables por los lectores.

Debe contener de 150 a 250 palabras. Use la letra tipo Times New Roman en tamaño 11 en texto justificado.

Palabras clave:

Palabras que relacionan el contenido del artículo que se encontrarán en el resumen serán de 3 a 5 citándose en orden alfabético.

ABSTRACT

Redacción del resumen en inglés:

Keywords:

Palabras claves en inglés.



## 1. INTRODUCCIÓN

Documento en plantilla de Microsoft Word para la preparación de artículos. Incluye una descripción de las fuentes, espaciados e información relacionada para generar la versión final, se adjunta archivo de ejemplo.

Redactado en página A4, los márgenes deben ser: superior, inferior, izquierdo y derecho 25 mm.

La hoja debe estar dividida en dos columnas.

La versión final del artículo se debe enviar con el nombre de los autores para su revisión por pares de ser en un archivo en formato PDF con el fin de publicarlo en línea y en formato Word para su publicación impresa.

Para consultas dirigirse a:  
[vgarazo@espe.edu.ec](mailto:vgarazo@espe.edu.ec),  
[innovacion-es@espe.edu.ec](mailto:innovacion-es@espe.edu.ec)

### Instrucciones

No exceder más de 7000 palabras entre 8 y 10 carillas máximo e incluir:

- Título en español e inglés
- Autores y su afiliación institucional
- Resumen en español e inglés
- Palabras clave en español e inglés

### Contenido del Artículo

#### 1. Introducción

- Fundamentación
- Definiciones
- Revisión de literatura
- Formulación de objetivos y establecimiento de hipótesis

#### 2. Materiales, fuentes y métodos

- Recopilación de datos
- Tratamiento de las variables
- Análisis estadístico
- Material adicional
- Figuras
- Tablas

- Resultados
- Discusión
- Conclusiones
- Referencias bibliográficas

### Material adicional

### NORMATIVA:

#### Título principal

El título del artículo debe estar centrado y con fuente Times New Roman tamaño 14, escrito con letras mayúsculas y con la primera letra de las palabras mayores en mayor tamaño.

#### Nombre del Autor(s) y afiliaciones

Los nombres del autor(es) deben estar centrados abajo del título y con fuente Times New Roman tamaño 8, en negrita tal como se indica en la parte superior de este documento.

Se escribirá primero el nombre y luego el apellido.

Si el artículo tiene más de un autor, los nombres estarán separados por comas de manera que todos los nombres se los autores estén en una sola línea. Los detalles de los autores no deben mostrar ningún título profesional como PhD, MSc, Dr.

Utilizar editor de ecuaciones de Microsoft Word.

Etiquetar las ecuaciones consecutivamente colocando la numeración entre paréntesis y alineándola con el margen derecho.

La ecuación debe estar centrada.

Utilizar unidades del sistema métrico SI.

### REFERENCIAS

Aquí se colocará la bibliografía utilizada.

Verificar las citas colocadas, considerar la norma:

APA  
 IEEE

Las referencias se presentan al final ordenadas numéricamente en corchetes [1] según el orden de aparición en el texto. Un punto debe seguir al paréntesis

[2].

Referencias múltiples pueden citarse con paréntesis separados por un guión [1]–[3]. Cuando se cite un libro indicar las páginas con la información relevante.

Al final del artículo liste y enumere todas las referencias bibliográficas con una fuente Times New Roman tamaño 12.

Usar "et al" si hay seis autores o más.

### Resultados y Discusión

Analizar datos, valores, curvas obtenidas en el proceso de desarrollo del artículo o investigación.

### Conclusiones

Obtenidas de los datos obtenidos.

### Bio grafía

Incluir fotografía formal y actualizada, con estudios y títulos académicos, funciones en la institución.

El resto de artes y diseños se cubrirán por parte de la editorial.

## PROCESO DE EVALUACIÓN POR PARES

La revista Energía y Mecánica dispone de registro ISSN 1390-7395 conferido por la SENESCYT a petición de la Universidad de Pinar del Río ESPE. Todo artículo debe ser inédito, el mismo que se enviará previa convocatoria al Comité Editor de la Revista, la cual siguiendo el proceso de calificación y arbitraje por pares especialistas a ciegos quienes considerarán su publicación.

Responsabilidades de los Revisores

### a) Aporte a la decisión editorial

El proceso de revisión por pares ayuda al Editor de la revista a tomar decisiones editoriales y a través de la comunicación editorial con el autor también ayuda a mejorar la calidad y el éxito de un manuscrito sometido a la revista. Los revisores se comprometen en realizar una revisión crítica, constructiva y honesta de la calidad científica de un manuscrito.

### b) Respeto a los plazos de revisión

El revisor que no se sienta adecuado para realizar la tarea propuesta o que crea que no puede realizar la revisión en el tiempo requerido por la revista deberá informar al Editor de forma inmediata.

### c) Confidencialidad

Cualquier texto asignado para su lectura será considerado confidencial. Por lo que dichos textos no deben discutirse con otras personas sin el permiso expreso del Editor.

### d) Objetividad

La revisión por pares debe realizarse objetivamente. Cualquier juicio personal sobre el autor es inapropiado. Se requiere que los revisores justifiquen adecuadamente los juicios y comentarios realizados de un manuscrito.

### e) Reconocimiento a fuentes de información

Los revisores se comprometen a indicar con precisión las referencias bibliográficas de trabajos fundamentales que el autor podría pasar por alto. Estas recomendaciones deben hacerse de manera transparente sin querer aumentar las citas a trabajos realizados por los mismos revisores. El revisor también debe informar al Editor de cualquier similitud o superposición del texto recibido para su revisión con otras obras que conozca.

### f) Conflictos de interés y divulgación

La información confidencial o las indicaciones obtenidas durante el proceso de revisión por pares deben considerarse confidenciales y no pueden utilizarse para fines personales. Se requiere que los revisores no acepten revisar artículos para los que exista un conflicto de intereses debido a relaciones de colaboración o competencia con el autor y/o su institución de origen.

## Responsabilidades de los Autores

### a) Acceso y retención de datos

Si el Editor lo considera apropiado, los autores de los artículos también deberán hacer disponibles las fuentes o los datos en los que se basa la investigación desarrollada, para que puedan mantenerse durante un periodo de tiempo razonable después de la publicación y posiblemente hacerlos visibles.



**b) Originalidad y plagio**

Los autores deben garantizar que han escrito trabajos completamente originales y si los autores han utilizado el trabajo y/o las palabras de otros deberán indicarlo o citarlo correctamente en el manuscrito.

**c) Publicaciones múltiples, repetitivas y/o concurrentes**

El autor no debe publicar artículos que describen la misma investigación en más de una revista. Proponer el mismo texto a más de una revista al mismo tiempo es éticamente incorrecto e inaceptable.

**d) Especificaciones de fuentes**

El autor siempre debe proporcionar la indicación correcta de las fuentes y contribuciones mencionadas en el artículo. Un artículo debe contener suficientes detalles y referencias para permitir una respuesta.

**e) Autoría de la obra**

La autoría del trabajo debe ser correctamente atribuida y todos aquellos que han realizado una contribución significativa a la concepción, organización, implementación y reelaboración de la investigación que es la base del artículo deben indicarse como coautores. Si otras personas han participado significativamente en ciertas fases de la investigación, su contribución debe ser reconocida explícitamente. En caso de contribuciones de múltiples, el autor que envía el texto a la revista debe declarar que ha indicado correctamente los nombres de todos los demás coautores, que ha obtenido la aprobación de la versión final del artículo y su consentimiento para su publicación en la revista.

**f) Conflicto de intereses y divulgación**

Todos los autores deben indicar en su manuscrito cualquier conflicto financiero u otro conflicto de interés que pueda interpretarse de manera tal que influya en los resultados o la interpretación de su trabajo. Todas las fuentes de apoyo financiero para el proyecto deben ser divulgadas correctamente.

**g) Errores en artículos publicados**

Cuando un autor descubra un error significativo o una imprecisión en su trabajo publicado, debe notificar de inmediato al Editor de la revista para retirar o corregir el texto.

**CÓDIGO DE ÉTICA**

Energía Mecánica Innovación y Futuro es una revista científica revisada por pares, inspirada en el código de ética para publicaciones desarrollada por el Comité de Ética de Publicaciones (COPE - Committee on Publications Ethics).

**Responsabilidades de los Editores**

**a) Decisiones de publicación**

El Editor de la revista es el responsable de decidir si publicar o no los artículos. El Editor se ampara en el Comité Científico de la revista y está sujeto a los requisitos de las leyes aplicables con respecto a la difamación, la infracción de derechos de autor y el plagio. El Editor de la revista puede comunicarse con otros editores o revisores para tomar sus propias decisiones.

**b) Equidad**

El Editor de la revista evalúa los artículos propuestos para su publicación en función de su contenido sin discriminar por motivos de raza, género, orientación sexual, religión, origen étnico o ciudadanía u orientación política de los autores.

**c) Confidencialidad**

El Editor y cualquier miembro del Equipo Editorial de la revista no pueden divulgar ninguna información sobre un manuscrito enviado para la evaluación de la revista a ninguna persona excepto al autor de correspondencia, revisores, revisores potenciales, consultor editorial y editores de sección según corresponda.

**d) Conflictos de interés y divulgación**

Los materiales no publicados contenidos en un manuscrito enviado no deben utilizarse en a investigación del Editor o un miembro del Equipo Editorial de la revista sin el consentimiento expreso por escrito del autor.

**POLÍTICAS PLAGIO**

Energía Mecánica Innovación y Futuro fomenta la honestidad de los autores y sus publicaciones. En este sentido, el Editor General de la revista una vez que recibe el envío de un nuevo artículo se encarga de pasarlo por el sistema de detección de plagio URKUND, sistema que analizará el contenido



completo de cada manuscrito y generará un informe completo acerca de su originalidad. Luego de este proceso, el Editor General analizará este informe y de acuerdo a los resultados presentados (porcentaje de similitud) y siempre al considerar que se respeten los derechos de autor de terceros trabajos, determinará si cada uno de los artículos sometidos a la revista *Machay* puede continuar con el proceso de revisión por pares.

- Manuscritos que presenten un porcentaje de similitud menor al 20% y que hayan respetado los derechos de autor de terceros serán procesados directamente.
- Manuscritos que presenten un porcentaje de similitud menor al 20% donde se evidencia que los derechos de autor de terceros no han sido respetados serán devueltos a sus autores con los comentarios respectivos para que realicen las correcciones pertinentes.
- Manuscritos que presenten un porcentaje de similitud moderado, es decir entre el 20% y 50%, serán devueltos a sus autores con los comentarios respectivos para que realicen las modificaciones necesarias con el fin de reducir el porcentaje de similitud. Además, se solicitará a los autores que envíen una carta donde se justifique el moderado porcentaje de similitud.
- Manuscritos que presenten un porcentaje de similitud elevado, es decir mayor al 50%, serán rechazados y sus autores pasarán a formar parte de una lista de autores de riesgo de la revista. Una vez que los autores hayan sido ingresados en esta lista podrán solicitar salir de la misma siempre y cuando presenten una carta donde se justifique de manera expresa el alto porcentaje de similitud alcanzado.





## **ENERGÍA MECÁNICA INNOVACIÓN Y FUTURO**

Revista de difusión N° 7  
ISSN: 1390 - 7395  
Publicación Anual / Diciembre 2018

**RESPONSABLE LEGAL**  
Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE  
Av. General Rumiñahui s/n  
Sangolquí - Ecuador  
P.O. Box. 171 -5 - 318  
einnovacion-el@espe.edu.ec  
wgerazo@espe.edu.ec

