

# Implementación de un banco para pruebas en motor Diésel monocilíndrico con aplicaciones investigativas.

Implementation of a test bench for a single-cylinder diesel engine with investigative applications.

Hugo Narváez Pallares, Simon Villareal Acosta, Jorge Eliécer Duarte Forero, Adriana Rincón Montenegro

Ingeniería mecánica, Universidad del Atlántico y Universidad del Norte, Barranquilla, Colombia

Correo-e: hrnarvaez@mail.uniatlantico.edu.co,  
svillarreal@mail.uniatlantico.edu.co, jorgeduarte@mail.uniatlantico.edu.co,  
afrincon@uninorte.edu.co

**Resumen**— Este documento describe los criterios fundamentales en el diseño de un banco de pruebas para un motor Diésel monocilíndrico cuatro tiempos y posteriormente la selección de los procesos implementados para su construcción. En la fase de diseño, la ergonomía y la seguridad fueron consideradas como los factores de mayor relevancia para garantizar un banco flexible y confiable para el operario durante su funcionamiento, donde se revisaron estudios que permitieron ajustar de forma coherente las dimensiones del banco en función a parámetros antropométricos y a condiciones para guardas de protección. Posteriormente, los sistemas y subsistemas del banco (que generan efectos significativos sobre los elementos estructurales) fueron validados por medio de simulaciones de cargas. La construcción se fundamentó en la estética, disponibilidad de materiales y procesos de manufactura de fácil acceso en el mercado que ofrecieran alta calidad a bajo costo. Se concluyó que luego de la construcción, instalación y puesta a punto en base a los resultados obtenidos por las pruebas, el banco operó en muy buenas condiciones.

**Palabras clave**— Banco de pruebas, diseño, ensayos, motor Diésel.

**Abstract**— this document describes necessary guidelines on design of a test bench for a four-stroke single-cylinder Diesel engine and then the selection of processes implemented for its building. During design, ergonomics and safety were considered the most relevant aspects to make a bench adaptable and reliable to the operator while it works, where studies were reviewed in order to adjust coherently bench dimensions based on anthropometrics parameters and conditions for protection guards. After sizing, systems and subsystems, that generate significant effects on structural elements, were validated by load simulations. Building was based on esthetics, materials availability and manufacturing processes easily accessible on market that would offer high quality at low cost. It was concluded that after building, installation and tuned up based on obtained results by tests, bench worked in good conditions.

**Keywords** — Test bench, design, assay, Diesel engine.

## I. INTRODUCCIÓN

Un banco de pruebas es un conjunto de infraestructura, maquinaria e instrumentación para realizar diversas mediciones y comprobaciones experimentales [1]. El campo investigativo que ilustran los motores de combustión interna es bastante amplio, lo cual motiva a industrias y centros de educación superior a que se implementen bancos que tengan la capacidad de variar los parámetros operacionales del motor bajo condiciones especificadas [2]. En estudios como el de Duarte *et al.* [3] se empleó un banco de pruebas con el fin de validar experimentalmente un modelo termodinámico para la predicción de la temperatura en el punto de ignición de motores de combustión interna turbocargados operando con combustibles gaseosos, evaluándose distintas estrategias de control que permitieron evidenciar cual tenía un mejor desempeño, siendo muy buenas herramientas para incrementar el rango de aplicación de combustibles gaseosos con bajo número de metano. Sin embargo, en las estrategias de gestión de los motores, existe una brecha entre lo modelado matemáticamente y lo que realmente ocurre, debido a que es necesario realizar un proceso de ajuste a diferentes correlaciones experimentales que complementan las ecuaciones fundamentales en sistemas térmicos. Investigaciones como el OD realizado por Payri *et al.* [4] se basan en la medición durante el proceso de combustión de la presión en cámara y parámetros operacionales del motor instalado en un banco de prueba, permitiendo representar con modelos matemáticos el desempeño termodinámico, donde se puede observar gráficamente su comportamiento y la poca

dispersión que existe de lo experimental comparado con lo modelado.

En la actualidad, uno de los grandes retos es garantizar que las emisiones contaminantes se mantengan dentro de los parámetros requeridos debido a la tendencia global de obtener energía limpia. Por ello se evalúan nuevas fuentes de energía alternativa [5] como el estudio realizado por Duarte *et al.* sobre la caracterización del comportamiento de motores de combustión interna operando con combustibles gaseosos con número de metano variable, los cuales apoyados experimentalmente sobre bancos, permitieron validar modelos para la predicción del comportamiento de algunas variables del motor. En su estudio se concluyó que la incidencia de la autodetonación decrece significativamente a medida que el número de metano incrementa. Además, para una alta relación de compresión y una alta presión de entrada en el colector, los combustibles con alto número de metano son adecuados. Una de las tendencias creadas para mitigar estas emisiones contaminantes es la recirculación de gases de escape (EGR: Exhaust Gas Recirculation). Pla [6] profundiza de manera teórica los tipos de EGR dependiendo del lugar hacia donde serán llevados y desde donde serán tomados los gases de escape, su temperatura y la masa total admitida, con el fin de encaminar estas alternativas al efecto que tendrán sobre el proceso de combustión en los motores Diésel. De manera experimental sobre un banco de pruebas y mediante diversos modelos matemáticos concluye que los parámetros que más se verán “afectados” sobre la operación de este sistema son las condiciones de admisión, el funcionamiento de compresores y turbinas para la sobrealimentación, entre otros.

Para que este tipo de instalaciones funcione de forma correcta y rentable muchas de sus piezas deben ser adaptadas unas a otras de manera que satisfagan las necesidades de operación del usuario, cumpliendo con las distintas regulaciones técnicas [7], por ello es fundamental que el diseño de los elementos estructurales y de los sistemas complementarios del banco esté basado en la ergonomía y la seguridad ya que se debe garantizar en todo momento la salud ocupacional del operario en lo que respecta a riesgos biomecánicos [8]. En Colombia se cuentan con escasas y no recientes fuentes de datos antropométricos de la población nacional, lo que conlleva a utilizar bases de datos extranjeras o en el peor de los casos llevar a cabo un conjunto de prácticas que no las tienen en cuenta [9]. Estrada *et al.* [10] facilita una caracterización de la población laboral nacional de acuerdo a su antropometría, de gran utilidad para el diseño de bancos de pruebas [11, 12]. Generalmente, los riesgos mecánicos presentes en el banco (de acuerdo a su naturaleza funcional) son producto de la falta de mantenimiento preventivo y/o correctivo, carencia de guardas de seguridad y elementos de protección personal [13]. En base a esto, aislar al operario de cualquiera de estas posibilidades mediante guardas de protección que se adapten en función del encendido/no encendido del banco, permite desarrollar prácticas acordes al fin investigativo sin poner en riesgo la seguridad de los involucrados.

El modelado de cualquier artefacto se precisa como un acercamiento en la determinación de los materiales para su construcción, lo que a su vez permite validar durante el planteamiento cualquier consideración mediante herramientas computacionales que simulen las condiciones a las cuales estará expuesto. En base a los resultados arrojados, se proponen nuevos criterios analizando variables como cambio de los materiales, dimensionamiento del diseño en general, etc., que se verán repercutidos en los costos, funcionabilidad y selección de los procesos para su construcción. No obstante, una forma de corroborar lo que se plantea en el diseño y lo seleccionado para su construcción, es dando puesta a punto al banco, realizar pruebas y en base a los resultados obtenidos inferir si se está operando en correcto funcionamiento.

## II. DISEÑO DEL BANCO

Se plantearon diferentes alternativas en lo que respecta a la forma de los elementos complementarios y demás componentes estructurales del banco; por ello, se evaluaron diferentes opciones partiendo desde un diseño preliminar, pasando por uno conceptual y finalizando con la selección de un diseño idóneo en base a evaluación multicriterio.

### A. Diseño preliminar.

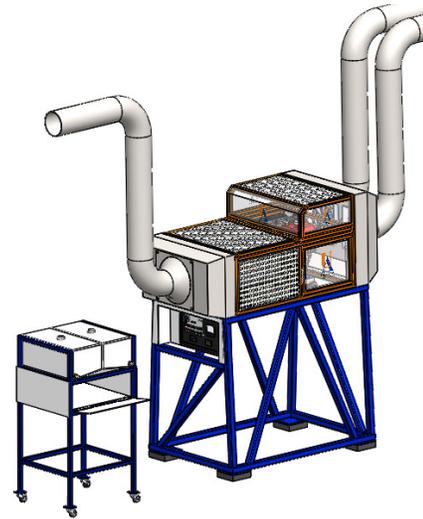


Figura 1. Diseño base del banco.

Niño [14] resalta los componentes que debe poseer un banco de pruebas para realizar ensayos, destacando la estructura principal que sirve de soporte al motor y elementos complementarios como el sistema de alimentación de combustible, el sistema de enfriamiento o ventilación del motor, entre otros. La fase preliminar consistió en una evolución del modelo físico del banco donde se plantearon diferentes criterios que fueron transformando la estructura y adicionando o sustrayendo elementos complementarios para su

funcionamiento. Sin olvidarse de la ergonomía y la seguridad, dicho procedimiento arrojó como resultado el diseño base del banco, figura 1.

**B. Dimensionamiento del banco en base a factores ergonómicos.**

La ergonomía es una variable a tener en consideración dentro de una organización ya que se debe garantizar en todo momento la seguridad y salud ocupacional [8].

Cebollada *et al.* [15] ofrece una metodología para el diseño y proyecto de máquinas que considera mayormente la antropometría y la biomecánica, es decir, las dimensiones corporales, la postura, el tipo de trabajo (pesado, ligero o de precisión), movimientos del cuerpo, esfuerzos físicos y la capacidad mental del operario. En base a esto y a resultados de estudios previos [10] donde se caracterizan las medidas antropométricas de la población laboral colombiana, se sustrajo la información de mayor relevancia con el fin de dimensionar coherentemente el banco.

	Nombre de variable	P <sub>50</sub> (cm)
<b>HOMBRES</b>	Estatura (1)	168,6
	Altura ojos parado (2)	157,9
	Altura acromial parado (3)	137,9
	Altura cresta iliaca parado (4)	100,7
	Altura radial parado (5)	106,5
	Largura alcance lateral con asimiento (6 lateral)	76,9
	Largura alcance anterior con asimiento (6)	71,4
	<b>MUJERES</b>	Estatura (1)
Altura ojos parado (2)		145,1
Altura acromial parado (3)		127,1
Altura cresta iliaca parado (4)		92,3
Altura radial parado (5)		97,8
Largura alcance lateral con asimiento (6 lateral)		70,1
Largura alcance anterior con asimiento (6)		65,6

Tabla 1. Medidas antropométricas de la población laboral colombiana (percentil 50) [10].

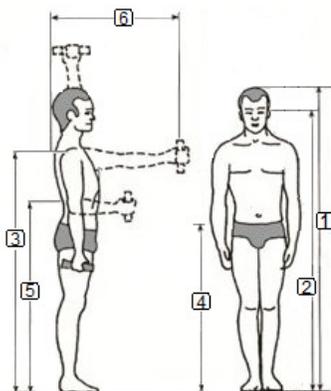


Figura 2. Variables de medidas antropométricas. Adaptada de Estrada y Camacho [10].

Como se observa en la tabla 1, se obtuvieron dos datos por cada variable (hombre-mujer), luego se promediaron con el fin de estandarizar y arrojar por resultado la magnitud de medida de cada una de las variables antes descritas, como se muestra en la tabla 2.

Variable	Magnitud de referencia (cm)
Estatura (1)	162,1
Altura ojos parado (2)	151,5
Altura acromial parado (3)	132,5
Altura cresta iliaca parado (4)	96,5
Altura radial parado (5)	102,2
Largura alcance lateral con asimiento (6 lateral)	73,5
Largura alcance anterior con asimiento (6)	68,5

Tabla 2. Variables y magnitudes de medida [10].

Del diseño preliminar seleccionado, en la figura 3 se identificaron las principales dimensiones y se relacionaron con las variables descritas en la tabla 2, esto en función a parámetros antropométricos, ergonómicos y al tipo de trabajo que se realiza.

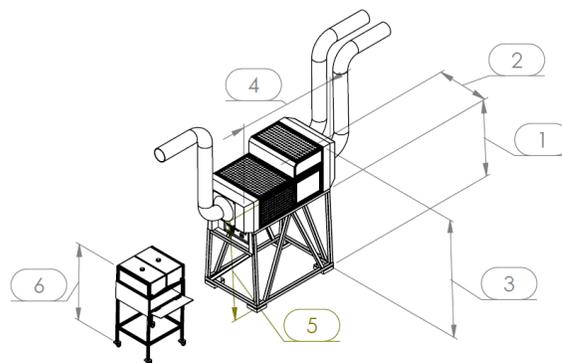


Figura 3. Dimensiones principales del banco.

1. Altura de la bancada: el tipo de trabajo ligero que realiza el banco [15] conllevó a que la altura del plano de la mesa o en este caso la altura de la bancada, debía coincidir con la altura de los codos o altura radial (parado). En consecuencia, esta dimensión se aproximó a un valor de 100 cm.

2. Profundidad de la bancada: guarda relación con la largura alcance anterior con asimiento, la cual según Cebollada *et al.* queda definida como una circunferencia con centro en el hombro. De ahí que el valor apropiado fue de 70 cm.

3. Altura del banco: está en función de la estatura del operario y la altura de los ojos. Dichos valores se promediaron y se aproximaron al entero más cercano para obtener la altura máxima del banco igual a 160 cm.

4. Ancho del banco: su valor se asocia a la largura del alcance lateral con asimiento que, en términos generales, solo describe la mitad del ancho del banco. Por ello, teniendo en cuenta el espacio que ocupan algunos de los elementos secundarios este valor se ajustó a 140 cm.

5. Altura hasta punto de apertura de rejilla de protección: se determinó en base a la altura acromial (parado), evitando movimientos no adecuados en la manipulación del mecanismo de apertura de la rejilla. Se consideró que esta medida debía ser 140 cm.

6. Altura del reservorio de combustible: bajo los mismos fundamentos descritos para el dimensionamiento de la altura de la bancada, el valor que se ajustó para el reservorio fue de 100 cm.

#### C. Seguridad asociada al banco.

Con el objetivo de prevenir y mitigar los riesgos de tipo mecánico, los resguardos fueron la primera medida de acción ya que evitarían el contacto de las personas o de sus miembros con el punto o zona de peligro [16]. Se identificaron dos tipos de resguardos aplicables a dos zonas de peligro inminentes en el banco: resguardo fijo para el alternador (no requiere que el operario lo manipule para hacer cambios sobre el) y resguardo regulable para el motor (apertura- no apertura manual durante su funcionamiento). Además de sus características, estos resguardos debían ser envolventes para encerrar totalmente la zona peligrosa y que no se tuviera acceso de ninguna forma.

El carácter didáctico de este banco requiere un amplio nivel de visualización de las partes en funcionamiento como también de sus elementos complementarios. Bajo esta condición, se seleccionó lámina perforada ( $\varnothing$  10 mm) intercalado calibre BWG-20 de acero galvanizado para algunas secciones de la guarda, y para las demás partes se empleó acrílico transparente liviano de 8 mm de espesor ya que presenta alta resistencia mecánica y cumple con normativas estandarizadas. Sobre la bancada principal se implementó una forma trapezoidal que mantendría al operario alejado de la zona de peligro sin salirse de los parámetros antropométricos, figura 4.

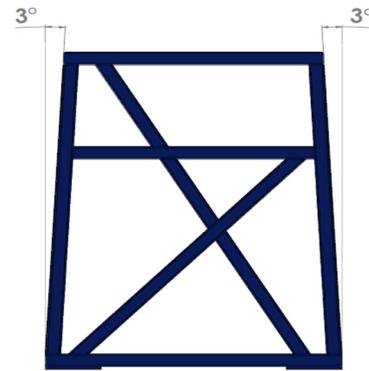


Figura 4. Forma trapezoidal de la bancada principal.

Por su parte, el ducto de escape representaba un tipo de riesgo físico ya que podría causar lesiones por quemaduras; se hizo necesario aislarlo térmicamente mediante anillos disipadores de calor en fibra de vidrio.

#### D. Diseño conceptual.

La estructura principal fue el elemento sometido a estudio considerando los materiales con los cuales podría ser construida y las cargas estáticas a las cuales estaría sometida.

- Selección de materiales para los elementos del banco.

La intención de iniciar este proceso con la selección de los materiales, se debió a que en base a sus características se lograría estudiar los límites de fluencia, peso, entre otros, que permitirían posteriormente analizar el diseño simplificado y determinar si era viable o no para su construcción. Con el fin de comparar la gama de materiales aplicables al tipo de trabajo que realizan las estructuras soportes, se usó la biblioteca de materiales de ANSYS®17.0 encontrando similitud en las propiedades mecánicas de los aceros ASTM A500 Grado C con el acero AISI 1020 y lámina Galvanizada (ASTM A653) con acero galvanizado, como se organiza en la tabla 3.

		Límite tracción MPa	Límite elástico MPa	Densidad kg/m <sup>3</sup>
Material para construcción	ASTM A500 Grado C	427,47	344,73	7850
Material biblioteca de Ansys 17.0	AISI 1020	420	350	7870

Tabla 3. Propiedades de los materiales y equivalencias en ANSYS®17.0.

- Cargas o pesos simplificados de los elementos por medio del centro de masa arrojado por ANSYS® 17.0.

En base a la información obtenida de los materiales, se aplicaron a los diferentes elementos del banco y, debido a que gran parte de las fuerzas que actúan son las relacionadas al peso de los elementos que lo conforman, se planteó analizar la estructura principal con fuerzas puntuales distribuidas en 4 secciones del banco; dos de estas son las comprendidas por las campanas y las otras dos a los costados en las zonas de apoyo de la estructura secundaria. El cálculo de estas fuerzas equivalentes se determinó trasladando al área deseada (punto de referencia (0,0,0) de cada zona) el peso de cada componente por un sistema fuerza-par. Por ello se realizó un ensamblaje de los componentes cuyas fuerzas actúan en cada zona de apoyo.

- Ensamblaje 1: conjunto de piezas formadas por campana de suministro de aire, ducto de aire, ventilador de suministro y tobera de conexión entre el ducto y la campana.
- Ensamblaje 2: conjunto de piezas formadas por estructura secundaria, puerta frontal y superior, tapa para alternador, tapa para motor y el conjunto de rejillas de seguridad del banco.
- Ensamblaje 3: conjunto de piezas formadas por campana de extracción de aire, dos ductos de aire, dos ventiladores de extracción y tobera de conexión entre el ducto y la campana.

E. Diseño teórico y computacional para la bancada principal.

Se determinó con ANSYS® 17.0 las coordenadas del centro de masa de cada ensamblaje como muestra la figura 5. De la figura se aprecia que el sistema de coordenadas fue restablecido para facilidad de cálculos. Realizando el mismo procedimiento se obtuvo la información de la tabla 4.

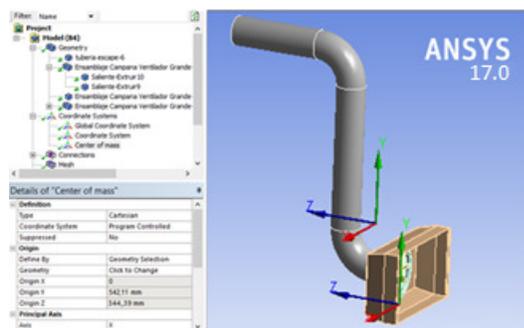


Figura 5. Coordenadas del centro de masa del ensamblaje 1.

Ensamblaje	Peso (Kg)	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	15,583	0	542,11	344,39
2	35,721	326,59	315,02	64,40
3	26,784	0	698,06	368,29

Tabla 4. Pesos y coordenadas de centros de masas para los ensamblajes.

Estas fuerzas se trasladaron a un punto determinado de cada zona y se simplificó el ensamblaje de manera que fuese posible trabajar con facilidad el cálculo estático de la fuerza equivalente y el momento resultante en esta zona, figura 6.

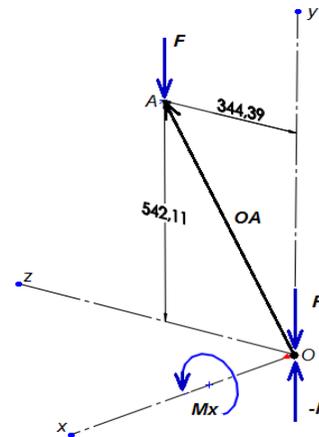


Figura 6. DCL de fuerzas y momentos del ensamblaje 1.

$$F = F_1 = 152,87 \text{ N} \tag{1}$$

$$\sum \vec{M}_x = \sum (\vec{r} \times \vec{F}) \tag{2}$$

De las ecuaciones anteriores se conoce lo siguiente:

$$\vec{r} = \vec{OA} = (0i + 542,11j + 344,39k)mm \tag{3}$$

$$\vec{F} = \vec{F}_1 = (0 - 152,87j + 0k)N \tag{4}$$

Para obtener el momento resultante sobre el eje x se tiene entonces:

$$\vec{M}_{x1} = (\vec{OA} \times \vec{F}_1) = \begin{vmatrix} + & - & + \\ i & j & k \\ 0 & 542,11 & 344,39 \\ 0 & -152,87 & 0 \end{vmatrix} \tag{5}$$

$$\vec{M}_{x1} = +[(542,11 \times 0) - (-152,87 \times 344,39)]i - [0]j + [0]k \tag{6}$$

$$\vec{M}_{x1} = (52.646,89i)N \cdot mm \tag{7}$$

La norma de este vector permite obtener la magnitud del mismo.

$$\|\vec{M}_{x1}\| = M_{x1} = \sqrt{(52.646,89)^2} = 52646,89 \text{ N} \cdot mm \tag{8}$$

$$O \text{ también } M_{x1} = 52,646 \text{ N} \cdot m \tag{9}$$

De igual forma, los resultados obtenidos de los ensamblajes complementarios se muestran en la tabla 5 y se representan sobre la estructura principal de manera general en la figura 7.

En la figura 8 se muestran las disposiciones de cargas y momentos para validar el perfil cuadrado de 25mm x 25mm; además en las figuras 9 y 10 se muestran resultados (esfuerzo de Von Mises, deformación unitaria, factor de seguridad, entre otros) del efecto de las cargas.

Ensamblaje 1	DCL	Valor
$F_1$	1	152,87 N
$M_{x1}$		52,646 N·m
Ensamblaje 2	DCL	Valor
$R_{y1}$	4	169,547 N
$M_{x1}$		10,918 N·m
$R_{y2}$	3	180,873 N
$M_{x2}$		11,648 N·m
Ensamblaje 3	DCL	Valor
$F_3$	2	262,75 N
$M_{x3}$		96,768 N·m
Ensamblaje motor-alternador	DCL	Valor
$R_{y1}$	6	288,08 N
$M_{o1}$		2,11 N·m
$R_{y2}$	5	363,33 N
$M_{o2}$		2,67 N·m

Tabla 5. Resultados de fuerzas y momentos sobre los ensamblajes y su número equivalente en el DCL de la figura 7.

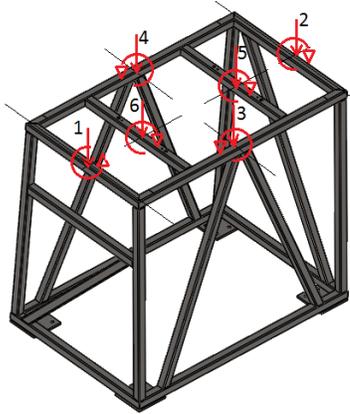


Figura 7. DCL de la bancada principal con fuerzas y momentos resultantes.

Teniendo en cuenta que el material de prueba descrito en la tabla 3 tiene características altamente soldables se revisó la disponibilidad en el mercado de formas y tamaños de perfiles, seleccionando 3 perfiles cuadrados de dimensiones 25mm x 25mm, 40mm x 40mm y 50mm x 50mm, todos con espesor de 2,5mm; este último dato se seleccionó cuidadosamente para garantizar mayor penetración del material de aporte durante el proceso de soldadura. Conociendo las cargas y momentos, se simuló mediante ANSYS® 17.0 sus efectos sobre la estructura principal aplicando al modelado cada uno de los perfiles mencionados anteriormente, esto con el fin de evaluar cuál era el de mayor conveniencia para la construcción de la estructura.

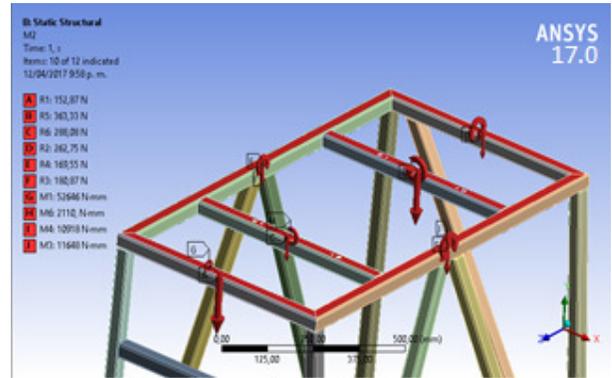


Figura 8. Disposiciones de cargas y momentos sobre perfil de 25mm x 25mm.

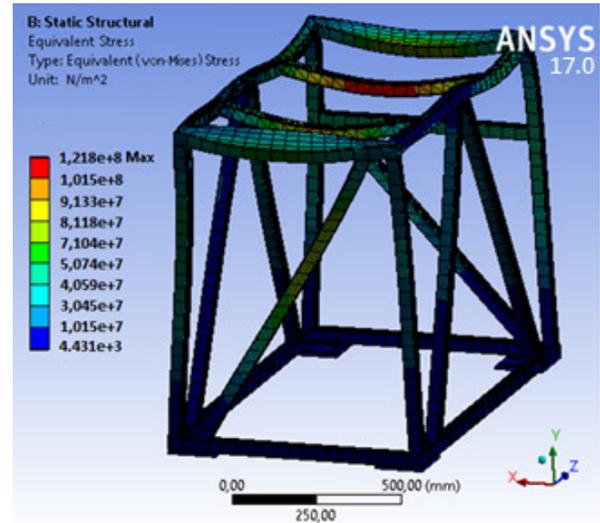


Figura 9. Efectos de las cargas y momentos sobre la estructura.

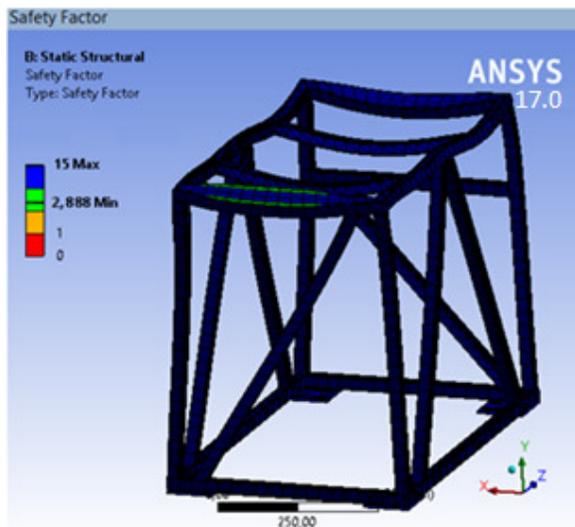


Figura 10. Factor de seguridad para perfil de 25mm x 25mm.

F. Resultados obtenidos por las simulaciones.

De igual manera que para el perfil cuadrado de 25mm x 25mm, se obtuvieron los resultados de las simulaciones cuando se validaron los perfiles de 40mm x 40mm y de 50mm x 50mm, como se muestra en la tabla 6.

Perfil	Área (mm <sup>2</sup> )	Von Mises (MPa)	Desplaz. Estático (mm)	Fact. de Seguridad
25x25	21900	121.8	0.3611	2.888
40x40	35900	99.37	0.09696	3.538
50x50	45900	92.61	0.06939	3.796

Tabla 6. Resultados de las simulaciones para cada uno de los perfiles.

G. Selección del diseño idóneo en base a evaluación multicriterio.

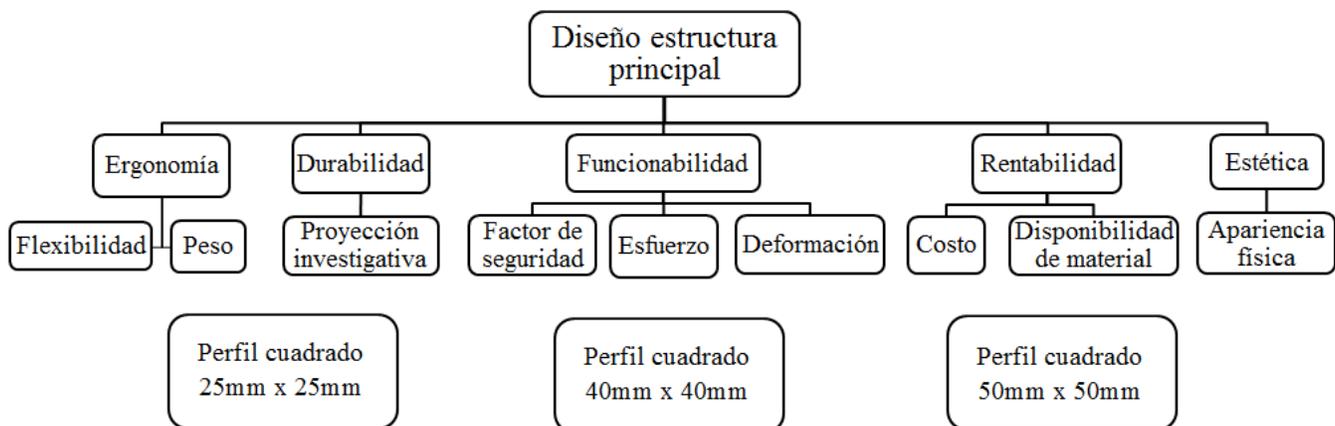


Figura 11. Jerarquía de criterios para evaluación de perfiles.

Evaluando a primera vista los resultados obtenidos en la sección anterior, no sería fácil la selección del diseño final ya que los tres perfiles tienen características o ventajas únicas que hacen de sí mismos la mejor opción. Por ello, una buena práctica implicó realizar una evaluación multicriterio para llegar a una selección adecuada basada en criterios de estética, rentabilidad, durabilidad, ergonomía y funcionabilidad para cada tamaño de perfil.

- Perfil de 25mm x 25mm:
  - ✓ Peso: mediante la estimación en ANSYS® 17.0, presentó el menor peso de las tres opciones (38,155 kg), lo que hace la mejor opción respecto a este criterio.
  - ✓ Costos: al tratarse de un perfil de menor tamaño, los costos igualmente disminuyen por lo que sería la mejor opción en base a este criterio.
  - ✓ Disponibilidad de material: igual disponibilidad para todos.

Se consideró como objeto fundamental la información dada en la tabla 6 ya que en base a estos resultados y a otros criterios de selección se evaluó el diseño final. Dos de las variables de mayor relevancia son los esfuerzos de Von Mises y los factores de seguridad obtenidos para cada tamaño de perfil. Entre más robusta era la estructura, el esfuerzo de Von Mises se alejaba del límite elástico del material, esto relacionaba a su vez que para el perfil de mayor área se tenían un esfuerzo y desplazamiento estático mucho menor en comparación al perfil de menor área.

Por su parte, el factor de seguridad ilustra un comportamiento en función del esfuerzo de Von Mises y por lo tanto al ser mayor que la unidad, se deduce que ninguno de los perfiles presentó falla.

- ✓ Estética: a pesar de tener un espesor igual al de los demás perfiles, su menor dimensión de área transversal interfiere el proceso de soldadura creando cordones que resaltan a simple vista y con un aspecto débil.
  - ✓ Funcionabilidad: de acuerdo al diseño conceptual, a pesar de tener un factor de seguridad por encima de la unidad, fue el de menor valor.
- Perfil de 40mm x 40mm:
    - ✓ Peso: mediante la estimación en ANSYS® 17.0, presentó un peso considerablemente alto (60,230 kg).
    - ✓ Costos: tiene un costo promedio entre los tres perfiles.
    - ✓ Disponibilidad de material: igual disponibilidad para todos.
    - ✓ Estética: al ser un perfil de mayor tamaño, le brinda un aspecto de robustez a la bancada principal y por tener un área de sección transversal mayor permite que los cordones se diseminen de mejor manera a lo largo de su cara.
    - ✓ Funcionabilidad: presenta un factor de seguridad por encima de la unidad y se aleja un poco más de la falla haciéndolo más confiable que el perfil anterior.
  - Perfil de 50mm x 50mm:
    - ✓ Peso: es el perfil que genera mayor peso (74,669 kg).
    - ✓ Costos: debido a su mayor dimensión es el perfil que tiene un costo mayor por lo que respecto a este criterio, es el menos favorable para el proyecto.
    - ✓ Disponibilidad de material: igual disponibilidad para todos.
    - ✓ Estética: presenta las mismas características que el perfil de 40mm x 40mm.
    - ✓ Funcionabilidad: presenta un factor de seguridad por encima de la unidad y es el que más se aleja a la falla respecto a los otros dos perfiles.

Un análisis de los criterios para cada perfil, permite pensar que el de 25mm x 25mm toma ventaja sobre los demás por su bajo costo y peso; pero al considerarse la funcionabilidad y estética, las otras dos opciones de perfil toman importancia también. Para simplificar se descarta una opción, la menos favorable, en este caso el perfil de 50mm x 50mm por lo que generaba a la estructura gran peso a un costo elevado, contradiciendo el criterio de fácil manejo o flexibilidad de montaje en los elementos del banco; a su vez su factor de seguridad no difiere mucho del perfil de 40mm x 40mm. El perfil de 25mm x 25mm pese a que tiene un bajo costo y peso, la funcionabilidad y estética del perfil de 40mm x 40mm son de mejor proporción.

Para definir cuál sería el perfil a utilizar para la construcción de la bancada principal se tomó en cuenta un aspecto de mucha importancia: la proyección de trabajos investigativos sobre el banco de pruebas. Este criterio, por encima de los demás, justificó la selección del perfil de 40mm x 40mm destinando al proyecto a tomar un camino conservador el cual garantizaría un margen amplio para la implementación de dichos trabajos.

### III. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

La construcción del banco implicó actividades de menor y mayor relevancia, desde la estimación de la cantidad de material a utilizar hasta la visita a diferentes talleres para la implementación de los procesos de manufactura. Ella se desarrolló en dos etapas, una para la construcción de los elementos estructurales y otra para los elementos secundarios. Inicialmente se visualizó la cantidad de material a necesitar para la construcción y la disposición de cortes que se podrían hacer mediante tablas arrojadas por ANSYS® 17.0. Se cortaron, clasificaron y unieron con puntos de soldadura para presentar las estructuras.



Figura 12. Presentación de los elementos estructurales del banco.

Se identifican como elementos secundarios para la construcción las campanas, ductos de extracción y suministro de aire, las toberas y codos, las rejillas de protección, ventanas de acrílico, cajuela de conexiones eléctricas y tanques de combustible donde se llevaron a cabo procesos de manufactura como corte, doblado, rolado, aplicación de soldadura, entre otros.



Figura 13. Presentación de los elementos estructurales y secundarios del banco.

Para la mayoría de partes del banco se seleccionaron los colores institucionales de la Universidad \*\*\*, estos son \*\*\*. A su vez los elementos como ductos de ventilación, rejillas, campanas,

entre otros, fueron pintados de gris metalizado con el fin de que el banco tuviese un aspecto llamativo y por consiguiente se contribuyera a mejorar su estética externa. Se utilizó pintura electrostática con una primera capa de pintura rica en zinc para evitar corrosión y en una segunda capa se aplicó pintura de color especificado, ambas secadas al horno. Se instaló en su lugar final de trabajo tal como muestra la figura 14.



Figura 14. Banco de pruebas en su lugar final de trabajo (comparación del banco real y el CAD).

#### IV. PRUEBAS SOBRE EL BANCO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las pruebas sobre el banco se ejecutaron basadas en la metodología de la norma SAE J1349 [17], la cual indica el procedimiento para hallar la potencia y torque neto del motor. Para las pruebas de consumo de combustible se siguió el método volumétrico. La norma requiere valores mínimos de exactitud para la instrumentación y condiciones atmosféricas en rangos específicos, entre otros requerimientos para las pruebas. El montaje de los equipos para los ensayos fue designado como se muestra en la figura 15.

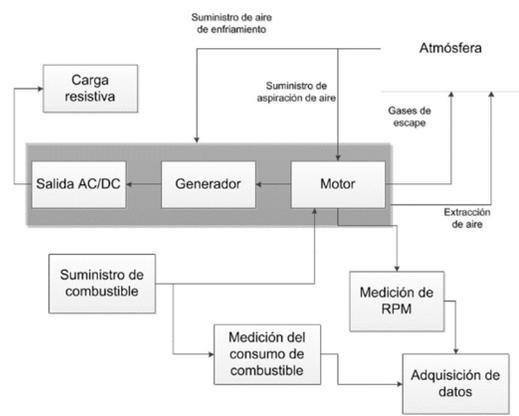


Figura 15. Esquema simplificado de montaje para las pruebas.

Para realizar el análisis de los resultados obtenidos se tomó como base comparativa las curvas características del motor en prueba suministrada por el fabricante [18]. Las especificaciones técnicas son mostradas en la tabla 7.

<b>Motor</b>	
Marca	SOKAN
Modelo	SK-MDF300
Tipo	4T refriger. por aire
Cilindrada	299 cc
Potencia máxima	6,6 HP a 3600 RPM
Combustible	Diésel
Consumo de combustible	1,5 l/h
Sistema de arranque	Manual
Lubricante	EDO Silver Plus 15W40

Tabla 7. Especificaciones técnicas del motor en prueba [18].

Los datos obtenidos fueron tabulados, analizados y arrojaron como resultado las curvas experimentales características del motor.

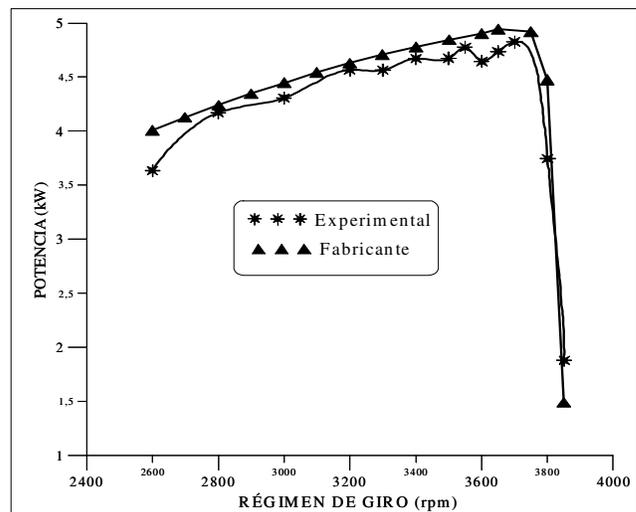


Figura 16. Curva de Potencia - Régimen de giro.

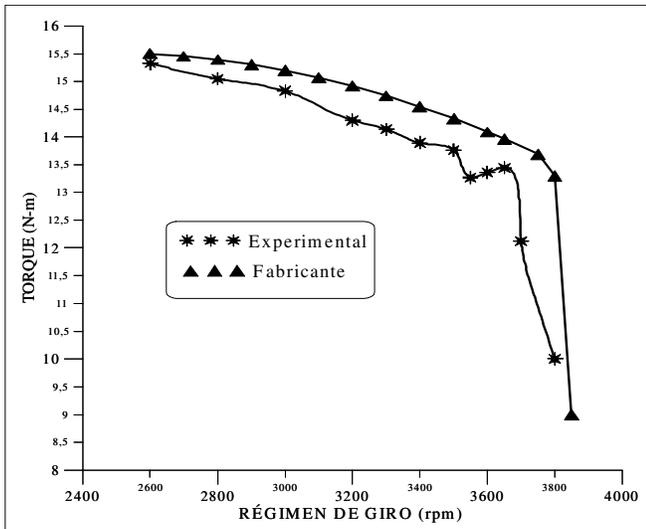


Figura 17. Curva de Torque - Régimen de Giro.

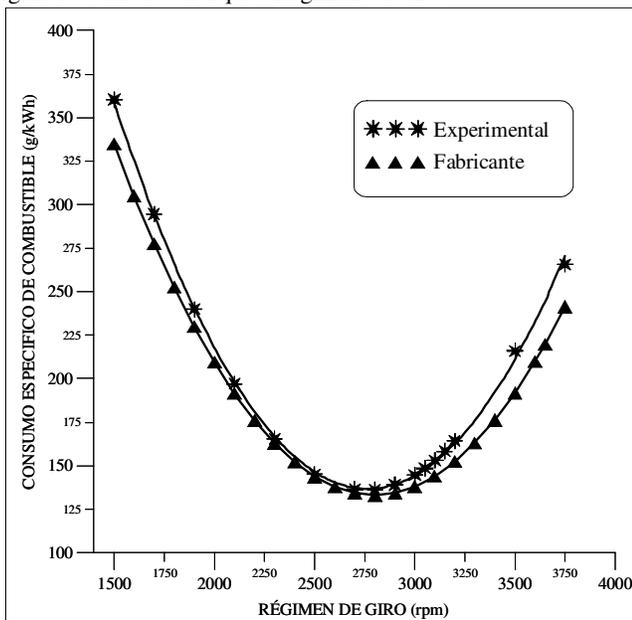


Figura 18. Curva Consumo específico de combustible - Régimen de giro del motor.

De las curvas obtenidas por las pruebas, se observa una similitud con las curvas entregadas por el fabricante. En las de potencia y torque se dispersan los valores en un intervalo de 2000 rpm a 2600 rpm, lo cual se atribuye a que en este intervalo la tensión no es constante, sino que incrementa paulatinamente hasta alcanzar la tensión nominal de 120V, donde a partir de entonces las curvas toman valores semejantes a las curvas del fabricante.

## v. CONCLUSIONES

- ✓ Se diseñó una estructura de soporte para el banco donde primaron los principios ergonómicos y de seguridad para el operador, garantizando durante su implementación buenas condiciones de trabajo.
- ✓ Se evaluó el diseño de la estructura propuesta mediante análisis de elementos finitos en la herramienta Ansys 17.0 dando respaldo a cualquier consideración de diseño que se haya definido.
- ✓ Se construyó la estructura de soporte para el banco y los elementos complementarios bajo las condiciones de diseño especificadas, asegurando funcionalidad, estética y durabilidad, obteniendo un banco de pruebas a bajo costo.
- ✓ Se determinó, basado en pruebas y ensayos, un correcto funcionamiento del banco dentro de los parámetros establecidos, encontrándose apto para su implementación.
- ✓ En base al comportamiento de los datos durante las pruebas, se obtuvieron curvas con alta confiabilidad para ratificar que el motor en prueba cumple con las condiciones de entrega de potencia establecidas por el fabricante, esto es, una potencia máxima aproximada de 4,8 kW a un régimen de giro de 3700 rpm.

## REFERENCIAS

- [1] R. Marchese, M. Budeguer, and J. “Bustos, Los bancos de pruebas para motores”. Avances en la Producción Vegetal y Animal del NOA. 2007-2009. p 215-227.
- [2] J. Cegarra. “Metodología de la investigación científica y tecnológica”. Díaz de Santos, 2012. 376 p.
- [3] J. Duarte, G. Amador, J. García, A. Fontalvo and R. Vásquez. “Auto-ignition control in turbocharged internal combustion engines operating with gaseous fuels.” Energy. 2014. no. 71, p. 137-147.
- [4] F. Payri, P. Olmeda, J. Martin and A. Garcia. “A complete 0D thermodynamic predictive model for direct injection diesel engines.” Applied Energy. June, 2011. vol. 88, p. 4632-4641.
- [5] J. Duarte, G. Amador, A. Rincón, A. Fontalvo, A. Bula, R. Vásquez and W. Orozco. “Characteristics of auto-ignition in internal combustion engines operated with gaseous fuels of variable methane number.” ASME: Journal of Energy Resources Technology. July, 2017. vol. 139.
- [6] B. Pla. “Análisis del proceso de la recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diesel sobrealimentados”. Tesis doctoral. Valencia, España:

- Universidad Politécnica de Valencia. Departamento de máquinas y motores térmicos, 2008. 183 p.
- [7] A. J. Martyr, and M. A. Plint, "Engine testing-Theory and practice". 3 ed. Massachusetts: Butterworth-Heinemann, 2007. 464 p.
- [8] FERRER VELÁZQUEZ, Francisco; MINAYA LOZANO, Gilberto, et al. Manual de ergonomía. Fundación MAPFRE. Madrid-España: Editorial MAPFRE S.A., 1994. 615 p. ISBN 84-7100-833-1.
- [9] A. Hernández and C. Portillo. "Diseño y construcción de un banco de pruebas de un motor diesel". Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana, 2011. 113 p.
- [10] J. Estrada and J. Camacho. "Parámetros antropométricos de la población laboral colombiana 1995" Revista Facultad Nacional Salud Pública. 1998. vol 15, no. 2, p. 112-139.
- [11] P. Hernández, M. Camacho, J. Duran, C. Pacheco, J. Roldan and J. Duque. "Construcción de un banco para prácticas electroneumáticas." Scientia et Technica. Junio, 2015. vol 20, no. 2, p. 119-128.
- [12] F. Márquez and M. Rojas. "Diseño y construcción de un banco de pruebas para motores monocilindricos de cuatro tiempos a gasolina". Trabajo de grado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana, 2011. 143 p.
- [13] BRITISH STANDARD. Occupational Health and Safety Management Systems-Requirements. OHSAS 18001. OHSAS project group. 2007
- [14] L. Niño. "Banco de pruebas de motores para el laboratorio de máquinas térmicas alternativas, diseño del puesto de trabajo y propuesta de modernización del laboratorio". Trabajo de grado como requisito para optar al título de Diseñador Industrial e Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. 2006. 229 p.
- [15] F. Cebollada and M. Torres, "Principios ergonómicos generales para aplicar en el diseño de máquinas seguras, bajo normativa europea" in XIV Congreso Internacional de Ingeniería Gráfica (5-7, junio, 2002: Santander, España). pp. 1-10.
- [16] NORMA TÉCNICA ESPAÑOLA. Agentes químicos: estrategias de muestreo y valoración. NTP 553. Instituto nacional de seguridad e higiene en el trabajo. 2000
- [17] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. Engine Power Test Code—Spark Ignition and Compression Ignition—Net Power Rating. SAE J1349. Pensilvania, 2004. 23 p.
- [18] Opti Generators Inc. "Owner's manual for OPTI4000DE". pp 60.
- [19] H. Narváez and S. Villarreal, "Implementación de un banco de pruebas para motor Diésel monocilindrico 4 (cuatro) tiempos con aplicaciones investigativas y didácticas". Trabajo de grado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico. Puerto Colombia, Universidad del Atlántico, 2017. 120 p.