

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DINAMOMÉTRICO PARA MOTOS DE 125 CENTÍMETROS CÚBICOS

Vinicio Suasnavas<sup>1</sup> Iván Cando<sup>2</sup> Guido Torres<sup>3</sup> Juan Rocha<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> *Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Escuela Politécnica del Ejército Extensión Latacunga, Márquez de Maenza S/N Latacunga, Ecuador*  
Email: visp2007@hotmail.com, esthivanegro\_10@hotmail.com, gtorres@espe.edu.ec, jrocha@espe.edu.ec

---

## RESUMEN

EL presente artículo muestra el diseño de un banco dinamométrico para motocicletas 125cc.

Se describen los parámetros de cargas máximas a tomar en consideración durante el diseño y los resultados obtenidos en los análisis computacionales de las pruebas a las motocicletas en tiempo reales.

## ABSTRACT

THE present paper shows the design of a 125cc motorcycle dynamometer.

Parameters peak loads are described to take into consideration during the design and the results obtained in the computational analysis of the evidence to motorcycles in real time.

## I. INTRODUCCIÓN

El número de motocicletas y el uso de las mismas ha incrementado en el mercado por el fácil uso y tomando en cuenta que emiten menos gases contaminantes y evitan mucho tráfico dentro de la ciudad.

Al ser un vehículo destinado para el uso de facilidad de transporte, se tomó en cuenta la necesidad de incorporar un equipo capaz de optimizar el tiempo y espacio de mantenimiento preventivo y correctivo para motocicletas 125cc.

## DINAMÓMETRO

Un banco de pruebas es un dispositivo para la medición de fuerza, momento de fuerza o poder. En el caso de este proyecto va en función de absorber la energía producida por un motor motriz giratorio de cada motocicleta que se vaya a probar, mediante la medición simultánea de par y velocidad de rotación.

Nuestro banco es considerado de chasis ya que adopta la función de banco un nmero amplio de motores 125cc.

## FRENO HIDRÁULICO TIPO FROUDE

El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par, en el que el giro de carcasa y rotor son independientes.

Al ser un sistema hidráulico abierto tiene como función la utilización de un líquido con una presión continua, este fluido va a frenar el equipo por medio del rotor y carcasa y el efecto de velocidades y fenómenos actuantes dentro del dinamómetro, a su vez el fluido va a ser el refrigerante para el sistema ya que banco de pruebas actúa en altos regímenes de giro.



Figura 1. Banco de pruebas dinamométrico

## II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

### Acoplamiento de fluidos y convertidores de par para fluidos.-

El acoplamiento de fluidos es la unión de una bomba centrífuga y una turbina montada ambas dentro de una misma carcasa, para evitar pérdidas al eliminar pérdidas al eliminar conducciones o canales que de otra manera se necesitarían para conectarlas. No hay ninguna conexión sólida entre la bomba y la turbina; el líquido corriente mente agua, transmite el par transportando el momento de la cantidad de movimiento desde la bomba hasta la turbina. El acoplamiento fluido tiene dos ventajas principales:

La suavidad de marcha, ya que las vibraciones torsionales no se transmiten a su través el par total no se desarrolla hasta que el aparato ha alcanzado su velocidad de régimen, lo cual es conveniente tanto para los motores eléctricos como para los motores de combustión interna con grandes masas de inercia.

La aplicación de la ecuación de momento de la cantidad de movimiento da la relación entre el par desarrollado y la variación de la cantidad de movimiento angular en la bomba o en la turbina.

## III. CÁLCULOS ANÁLISIS DE FUERZAS DE CARGA

### Análisis de la deformación total de la estructura

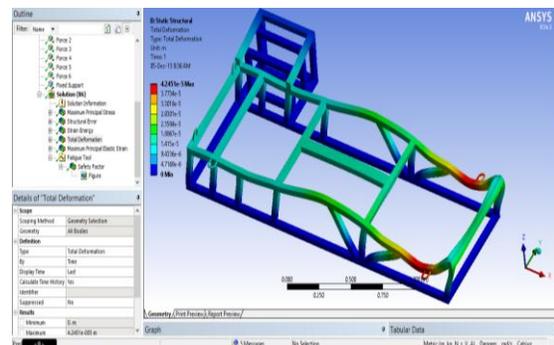


Figura 2: Deformación total de la estructura en ANSYS

El modelo estructural se sometido a cargas puntuales las cuales dan como resultado un factor de deformación máxima de 0,4mm, esto demuestra que la deformación total en la estructura en regímenes máximos de pruebas no va a fallar en el momento de realizar las pruebas en el banco.

Hay que tomar en cuenta que todo el análisis de las fuerzas aplicadas se encuentran en condiciones promedias, por lo cual el equipo presenta una deformación mínima con respecto a las acciones de las fuerzas.

## CAUDAL VOLUMÉTRICO

La sección de entrada, correspondiente al radio medio del borde de ataque, tiene un área:  $A_1$ ; la componente normal de la velocidad, es la que atraviesa perpendicularmente la citada área, con lo que el caudal de paso será:

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_{n1}$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de ataque es:

$$u_1 = w \times R_1 = \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{ rad/s}}{60 \text{ rpm}}\right) 0,059 \text{m} = 49,42 \text{ m/s}$$

En las bombas centrífugas, es habitual que el ángulo de la velocidad absoluta de entrada (respecto a la dirección tangencial) sea de  $90^\circ$ , es decir, que el flujo de entrada tenga exclusivamente componente normal, siendo la tangencial nula; es decir:

$$\beta_1 = 90^\circ$$

$$V_{n1} = V_1; V_{t1} = 0$$

En este caso, la velocidad tangencial del flujo de entrada es nula, y la velocidad tangencial del flujo de salida, se determina a partir del triángulo de velocidades en la salida.

$$V_2 = u_2 \times \tan \beta_2$$

La velocidad tangencial correspondiente al radio medio del borde de estela es:

$$u_2 = w \times R_2$$

$$= \left(8000 \text{rpm} \frac{2\pi \text{ rad/s}}{60 \text{ rpm}}\right) 0,0165 \text{m}$$

$$= 13,82 \text{ m/s}$$

Con lo que las velocidades absoluta y normal de entrada son:

$$v_2 = V_{t2} = u_2 \tan \beta_2 = 13,82 \tan 10^\circ$$

$$= 2,43 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_2 b_2) V_{t2} = (2\pi \times 0,0165 \times 0,002) \times 2,43 \text{m/s} = 5,03 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

## POTENCIA HIDRÁULICA

Se determina a partir de la Ec. de Euler para turbomáquinas:

$$Ph = (\rho Q)(u_1 V_{t1} - u_2 V_{t2})$$

$$Ph = 16,89 \text{Kg m}^2/\text{s}^3 = 26,6 \text{ hp}$$

Rodete de paso integral, también llamado rodete desplazado o retraído.

## CÁLCULOS DE TURBINA

### Consideraciones:

$$\text{Capacidad volumetrica} = 197 \text{cm}^3$$

$$\text{Poder de freno} = 8,29 \text{ kW}$$

$$\eta_m = 0,85$$

$$\text{Maxima velocidad recomendada}$$

$$= 8500 \text{ rpm}$$

$$P_{\text{útil}} = P_{\text{en el eje}} = P_{\text{freno}} = P_{\text{turbina}} \\ = 8,29 \text{ kW}$$

$$u_1 = 1,575\sqrt{9,8 \times 1,68}$$

$$u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

La velocidad real es algo más pequeña y viene expresado como:

$$c_1 = 0,97\sqrt{2gH}$$

$$c_1 = 0,97\sqrt{2 \times 9,8 \times 1,68}$$

$$c_1 = 5,566 \text{ m/s}$$

Para el caudal  $Q$  se considera:

$$\beta = 22,50^\circ$$

$$R_1 = 0,024 \text{ m}$$

$$b_1 = 0,0028 \text{ m}$$

$$V_1 = u_1 = 6,390 \text{ m/s}$$

$$Q = (2\pi R_1 b_1) V_1$$

$$Q = (2\pi \times 0,024 \times 0,0028) \times 6,390 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 2,698 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

De la fórmula de potencia despejamos  $H$  y obtenemos:

$$P = Q\rho gH \quad H = \frac{P}{Q\rho g}$$

$$H = \frac{8,29}{(2,698 \times 10^{-3})(1000)(9,8)}$$

$$H = 0,314 \text{ m}$$

Considerando que la  $\eta_m = 0,85$

$$P_i = \frac{P_a}{\eta_m}$$

$$P_a = P_i \cdot \eta_m$$

$$P_a = 8,29 \times 0,85$$

$$P_a = 7,05 \text{ kW}$$

Por tanto,

$$\eta_{\text{total}} = 0,85 = 85\%$$

$$H_u = 0,266 \text{ m}$$

Para el cálculo del rendimiento hidráulico  $\eta_h$ , tenemos:

$$\eta_h = \frac{H_u}{H}$$

$$\eta_h = \frac{0,266}{0,314}$$

$$\eta_h = 1,53$$

$$\eta_h = 0,847 = 84,7\%$$

#### IV. DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

El banco de pruebas dinamométrico para motos de 125 centímetros cúbicos presenta un área de automatización el cual tiene una comunicación entre los elementos que entregan señales como: el sensor (Encoder) y una celda de carga, el primero mide las revoluciones y el otro mide la fuerza entregada en el freno estos dos sensores entregan señales a la tarjeta receptora de datos primero actúa como amplificador operacional

para luego tener comunicación con un micro controlador el cual tiene la función de recepción de datos digitales para luego tener la comunicación con la Pc.

El equipo presenta una adquisición de datos en un sistema maestro – esclavo utilizando comunicación serial.

Presentando este software en LabView el cual tiene las gráficas de TORQUE y POTENCIA en tiempo reales.

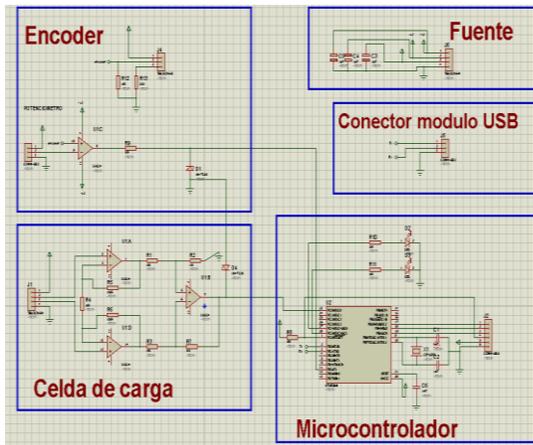


Figura 3: Diagrama en PROTEUS

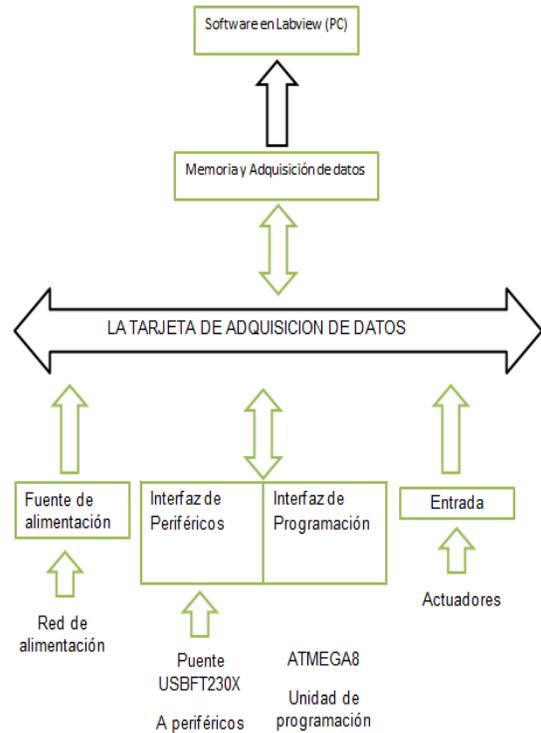


Figura 4: proceso de comunicación entre la tarjeta de adquisición de datos y software

## V. CURVAS DE TORQUE Y POTENCIA

Al comparar los datos técnicos de las motocicletas GN125cc y los datos obtenidos con el banco de pruebas, se demuestra que las curvas de torque y potencia están dentro de una tolerancia del 7%, ya que hay que tomar en cuenta la pérdida de energía, el tipo de combustible, la forma de conducción de la motocicleta en el banco de pruebas, la variación de la aleta de aceleración, entre otros, tomando en cuenta que los datos obtenidos son de una motocicleta con vida útil promedio.

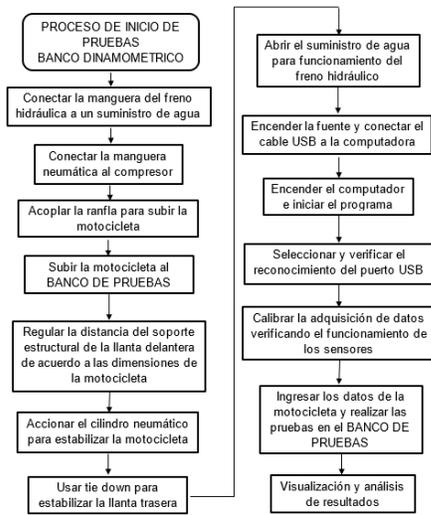


Figura 5: Diagrama de procesos de inicio de pruebas

### CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS A MAS DE 1500 RPM

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 11,5HP a 7600 rpm y de máximo torque 7,3 N-m a 6000 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según las curvas se producen el 6,5% de pérdidas de energía, estas pérdidas se dan por el rozamiento entre la llanta y el rodillo, la forma de realizar los cambios de marcha, entre otros.

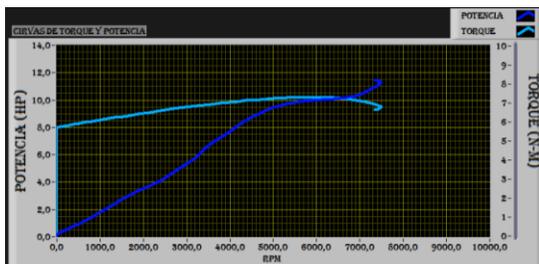


Figura 6: Curva de torque y potencia

### CURVAS OBTENIDAS EN EL BANCO DE PRUEBAS EN RALENTÍ

La motocicleta analizada nos muestra un máximo en potencia de 10,4 HP a 7700 rpm y de máxima torque 7,4 N-m a 5900 rpm, tomando en cuenta que la ficha técnica de la motocicleta tiene un máximo de torque de 12,3 HP a 9000 rpm y un máximo en potencia de 8,5 N-m a 7000 rpm. Según los datos obtenidos se producen pérdidas de energía por estar a un régimen mínimo de revoluciones por minuto, además de tomar en cuenta los accesorios utilizados.

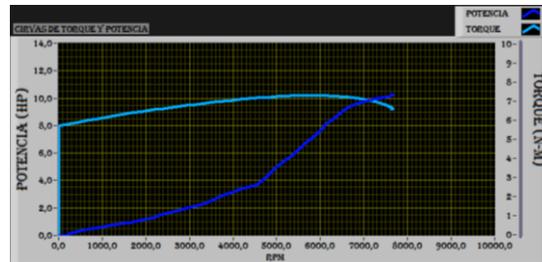


Figura 7: Curva de torque y potencia

### VI. CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un banco de pruebas dinamométrico tomando en cuenta 250 kg de peso (motocicleta-conductor) y realizando un análisis de las dimensiones de motocicletas, determinando los materiales adecuados según sus propiedades mecánicas y sus costos. Además de determinar la opción más viable en sus dimensiones y pesos, considerando la ergonomía, seguridad y fácil acceso para el usuario al momento de realizar las pruebas.

- Al obtener las curvas de torque y potencia en tiempos reales, se comparó una motocicleta con potencia de 12,3 HP a 9000 rpm y torque de 8,5 N-m a 7000 rpm según su ficha técnica, con valores obtenidos en nuestro banco de pruebas, dándonos una potencia de 11,5HP a 7600 rpm y torque de 7,3 N-m a 6000 rpm, llegando a la conclusión de que el margen de error está entre el 6,5% dado que se produce pérdidas de energía por varios factores mencionados en el análisis de las curvas de torque y potencia, además se comprueba el correcto diseño y análisis de cada elemento construido.
- Nuestro banco de pruebas además de ser ergonómico por el fácil manejo y acceso del usuario para la realización de pruebas en el banco, también se construyó de forma ecológica, ya que para la construcción del soporte estructural se utilizó material reciclable, obteniendo un prototipo que cumple las normas y reglamento de seguridad de nuestro banco de pruebas.

## **VII. BIBLIOGRAFÍA**

- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., Liu, X., & Gao, Z. (1989). Diseño en ingeniería mecánica. México: McGraw-Hill.
- Streeter, V. L. (1968). Mecánica de Fluidos. 4ta Edición. España: McGraw-Hill.
- Mataix C. (1982). Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Editorial Castillo.

## VIII. BIOGRAFÍA



Vinicio Israel Suasnavas, nació en Riobamba, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales en asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



Oscar Iván Cando, nació en Quito, Ecuador. Es ingeniero Automotriz, presta sus servicios profesionales en asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo, Ecuador. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica de Riobamba- Ecuador y cuenta con un Magíster en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamérica de Ambato-Ecuador, Egresado de la Maestría de Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi, Actualmente se desempeña como docente del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de Fuerzas Armadas - ESPE en la ciudad de Latacunga.



**Juan Carlos Rocha**, nació en Quito, Ecuador, es ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Sistemas Automotrices, Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial en la Escuela Politécnica del Ejército desde 2008. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.

