


# Air Compressed Energy Conversion through an adapted two pistons reciprocating engine

## Conversión de la Energía del Aire Comprimido a través de un Motor Reciprocante Adaptado de dos Pistones

W. Ortega-Suárez  ; J.W. Bautista-Sánchez   
 DOI: <https://doi.org/10.22517/23447214.23721>  
 Artículo de investigación científica y tecnológica

**Abstract**—This paper provide a preliminary study of a way exploitation energy compressed air converting it in rotational mechanical energy. To comply with this goal, a test bench was assembled with a 0.06 m<sup>3</sup> air storage tank, a two piston pneumatic engine, a dynamometer with the electromagnetic breake and dynamic torque sensor to determine engine power, a control system with PLC to monitoring-controlling the equipment and Also a data acquisition system to register the process variables. A variable time air injection system was included that was electronically controlled through a Hall sensor and a sync disc that It transformer the piston lineal position in a rotary position. The pneumatic engine was built from a two piston air compressor, the power obtained was 52 W and the rotational torque obtained was 2,5 N.m taking into account that the injection time influenced in the results. The efficiency obtained was between 7-11 %.

**Index Terms**— Dynamometer, exergy, Hall effect sensor, torque sensor.

**Resumen**—Este artículo brinda un estudio preliminar de la forma de aprovechamiento de la energía del aire comprimido convirtiéndola en energía mecánica rotacional. Para cumplir lo planteado se acondicionó un banco de pruebas con un tanque de almacenamiento para el aire de 0.06 m<sup>3</sup>, un motor neumático reciprocante de 2 pistones, un dinamómetro con freno electromagnético, un sensor de torque dinámico para determinar la potencia del motor, un sistema de control con PLC para monitorear-controlar el funcionamiento del equipo y un sistema de adquisición de datos que permitió capturar las variables del proceso. Se incluyó un sistema de inyección de aire de tiempo variable controlado electrónicamente a través de un sensor de efecto Hall y un disco de sincronización que traduce la posición lineal del pistón en una posición rotacional. El motor neumático fue construido a partir de un compresor de dos pistones con el que se obtuvo una potencia máxima de 52 W y un torque de 2,5 N.m teniendo en cuenta que la variabilidad del tiempo de inyección influye considerablemente en la salida de potencia. Se obtuvieron eficiencias entre el 7 y 11 % calculadas a partir del concepto de Exergía.

**Palabras claves**—Dinamómetro, Exergía, Sensor de torque, sensor efecto Hall.

Este manuscrito fue enviado el 24 de febrero de 2020 y aceptado el 26 de noviembre de 2020. Este trabajo fue realizado para la obtención del título en ingeniería electromecánica de la Universidad Antonio Nariño.

### I. INTRODUCCIÓN

CON un creciente interés de reducir las emisiones que aportan al calentamiento global en la generación de energía, las industrias buscan reducir el impacto mejorando la eficiencia energética de sus procesos de producción implementado energías renovables, sin embargo, no se puede hacer a un lado que uno de los principales intereses es el de adquirir beneficios tributarios a través del sistema de bonos de carbono [1] y reducir los costos de producción de sus procesos.

Algunos investigadores han desarrollado estudios relacionados que evalúan la conversión de la energía del aire comprimido en energía mecánica rotacional a través de mecanismos manivela-biela-pistón usando motores de combustión interna [1] o diseños propios [2] como motor base. En los hallazgos presentan potencias entre el rango 0,1-0,9 kW [2] y 0,1 y 1,92 kW [3], con eficiencias de hasta 13% y 25 % [3], respectivamente, por mencionar algunos trabajos.

#### A. Energía contenida en el aire comprimido

Para determinar la energía contenida en el aire comprimido de un tanque, es necesario tener presente el concepto de *Exergía*, que comprende la energía disponible para trabajo útil de una fuente de energía dada en un estado inicial y se maximiza cuando el estado final es el estado muerto o de condiciones ambientales [4]. La *Exergía* está determinada por (2) [4]

$$\emptyset = (e - e_0) + p_0 (v - v_0) - T_0 (s - s_0) \quad (1)$$

Donde,

$\emptyset$  es la exergía en un sistema cerrado.  $\frac{kJ}{kg}$   
 $e$  es la energía interna del estado dado.  $\frac{kJ}{kg}$

W. Ortega Suárez y J. W. Bautista Sánchez pertenecieron a la Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica (FIMEB) de la Universidad Antonio Nariño (waortega@uan.edu.co, johnbautista@uan.edu.co)



$e_0$  es la energía interna del ambiente.  $\frac{kJ}{kg}$

$p_0$  es la presión del ambiente. kPa

$v$  es el volumen específico del estado dado.  $\frac{m^3}{kg}$

$v_0$  es el volumen específico en el ambiente.  $\frac{m^3}{kg}$

$T_0$  es la temperatura del ambiente. K

$s$  es la entropía en el estado dado.  $\frac{kJ}{kg \cdot K}$

$s_0$  es la entropía en el ambiente dado.  $\frac{kJ}{kg \cdot K}$

Teniendo en cuenta que la energía potencial ( $e_p$ ), la energía cinética ( $e_c$ ) son insignificantes y que  $T = T_0$ ; la ecuación (1) se reduce a (2) [4]

$$\phi = RT_0 \left( \ln \frac{p}{p_0} + \frac{p_0}{p} - 1 \right) \quad (2)$$

Donde  $p$  es la presión en el estado dado.

### B. Masa del aire en el interior del tanque

Al tener un volumen constante en el tanque y al aire como un gas ideal a las condiciones de presión y temperatura dentro de él, antes y después de cada prueba, el flujo de aire fue calculado para un proceso de flujo no estacionario debido a que las condiciones de masa dentro del volumen de control cambian con el tiempo [4]. La prueba consistió en llenar el tanque hasta una presión y temperatura dadas, los cuales, serán las condiciones iniciales para calcular la masa contenida en el tanque por medio de (3). Se ajustó la presión de suministro a un valor determinado y se encendió el equipo (sin carga) hasta que la presión de suministro empezó a caer por debajo del ajuste. Durante este periodo de tiempo se registraron datos a través del SCADA y se registraron las condiciones finales de presión y temperatura en el tanque para obtener la masa final dentro del recipiente. La diferencia entre el valor inicial y final fue el aire consumido durante la prueba y se dividió entre el tiempo registrado para obtener un flujo de masa [4].

$$m = \frac{pV}{RT} \quad (3)$$

Donde,

$m$  es la masa de aire en el tanque en kg

$p$  es la presión del tanque en kPa

$V$  es el volumen del tanque en  $m^3$

$R$  es la constante universal del gas ideal  $\left(0,287 \frac{kPa \cdot m^3}{kg \cdot K}\right)$

$T$  es la temperatura del aire en el tanque dada en K

### C. Balance de Exergía en un sistema.

Para un volumen de control hay que tener en cuenta el balance de Exergía, consulte (4) y (5) [4].

$$X_{entrada} - X_{salida} - X_{destruida} = \Delta X_{sistema} \quad (4)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [W - p_0(V_2 - V_1)] + \sum_{entrada} m * \phi - \sum_{salida} m * \phi - X_{destruida} = (X_1 - X_2) \quad (5)$$

Donde,

El índice  $k$  denota al estado dado.

$W$  es trabajo útil. kJ

$P_0$  es la presión ambiental. kPa

$V_2$  es el volumen en el estado 2.  $m^3$

$V_1$  es el volumen en el estado 1.  $m^3$

$m$  es la masa que entra y sale. kg

$\phi$  es la Exergía de las corriente de flujo.  $\frac{kJ}{kg}$

$X_1$  y  $X_2$  representa la Exergía en los estados 1 y 2. kJ

### D. Eficiencia de un dispositivo de flujo estacionario

La Eficiencia térmica y coeficiente de desempeño son términos definidos para la primera ley de la termodinámica. Para la segunda ley se incluye el trabajo útil y el trabajo reversible. Según la literatura [4], el trabajo reversible se define como “la cantidad máxima de trabajo útil que puede producirse cuando un sistema experimenta un proceso entre los estados inicial y final especificados”. Con (6) [4] se halla la eficiencia para dispositivos productores de trabajo

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (6)$$

Donde,

$W_u$  es el trabajo útil desarrollado por el dispositivo. kJ

$W_{rev}$  es el trabajo reversible obtenido en la ecuación de balance de Exergía. kJ.

## II. CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.

### A. Acondicionamiento del compresor a motor neumático

El motor base usado para el presente trabajo partió de la adaptación de un compresor de aire de dos pistones, el cual, fue implementado en antiguos sistemas automotrices de frenado [5]. La TABLA I identifica las características técnicas de este.

TABLA I  
DATOS TÉCNICOS DEL COMPRESOR DE AIRE

| Descripción                                  |                          |
|--|--------------------------|
| Marca  | BENDIX-WESTINGHOUSE      |
| Modelo                                       | 2S7 1/4W                 |
| Serie  | C 20 56                  |
| Aplicación                                   | Freno de aire automotriz |
| Máxima velocidad de rotación                 | 1250 RPM                 |
| Presión máxima                               | 6,2 bar (90 psi)         |
| Desplazamiento @ vel máxima                  | 205,3 lpm (7,3 cfm)      |
| Potencia @ velocidad máxima y presión máxima | 1193 W (1,60 Hp)         |
| Carrera                                      | 38,10 mm (1,50 in)       |
| Diámetro de pistón                           | 52.3875 (2,0625 in)      |
| Mínima presión aceite @ ralentí              | 0,35 bar (5 psi)         |
| Mínima presión de aceite @ velocidad nominal | 0,97 bar (14 psi)        |
| Número de pistones                           | 2                        |
| Tipo de enfriamiento                         | Aire-Natural             |
| Tipo de lubricación                          | Externa                  |

La Fig. 1 muestra la vista en corte transversal de un compresor de la misma referencia pero una versión más antigua, el cual implementa un puerto de agua para la refrigeración forzada y una válvula de alivio que controla la presurización en el tanque del sistema de frenado, en cuanto lo demás no cambia respecto al modelo implementado. Allí se pueden identificar: un pistón (PISTON), el puerto de suministro de aire (INTAKE MANIFOLD) y la válvula de descarga de aire (DISCHARGE VALVE).

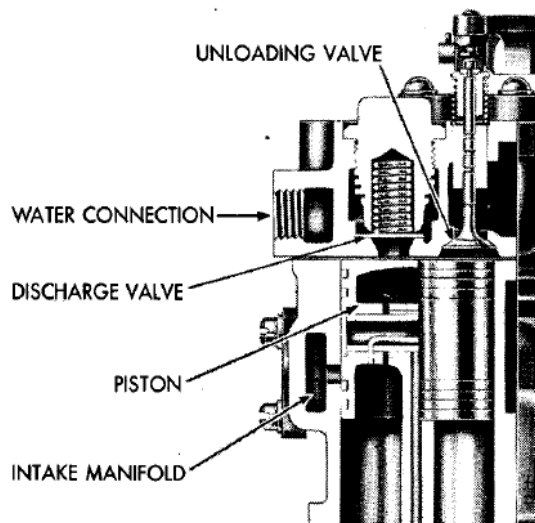


Fig. 1. Corte transversal del cilindro y detalle de la cámara de compresión.

El control de aire para el suministro y descarga se realizó con una electroválvula neumática del tipo 5/2 (5 vías/dos posiciones) por lo que fue necesario adaptar un único puerto para ambas funciones.

Las principales modificaciones consistieron en:

1. Obstrucción de los puertos de admisión ubicados en el bloque.



Fig. 2. Obstrucción de los puertos originales de admisión.

2. Cambio de las válvulas de descarga por acoples roscados con un único puerto para el suministro/descarga de aire.

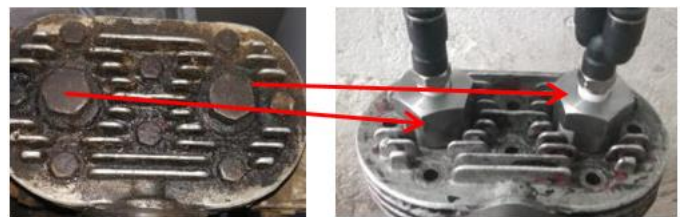


Fig. 3. Instalación de acoples con único puerto para ingreso y descarga de aire.

3. Instalación de lubricación externa para los cojinetes del cigüeñal y los rodamientos. Para lograrlos se implementó una bomba de aceite eléctrica como la de la Fig. 4 y, mostrado en la Fig. 5, un cárter (4) para contener el aceite con sus respectivos puertos para la succión de la bomba (5) y el llenado de aceite (6)



Fig. 4. Bomba eléctrica (1), tubería de succión (2) y tubería de descarga (3).

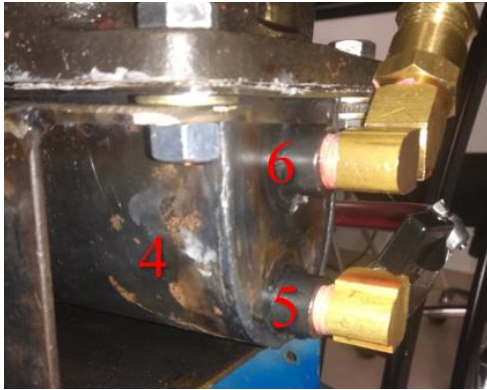


Fig. 5. Reservorio de aceite (4), puerto de succión (5) y puerto de descarga (6)

4. Cambio de sección en el eje para instalar acople tipo quijada curvada o Curved Jaw por su traducción al inglés. La transmisión de movimiento al compresor se realizaba con un sistema de pelea-correa lo que implicaba una sección cónica del eje pero fue modificado para usar el acople con sección recta.



Fig. 6. Cambio de sección en el lado accionado del eje, cónica (izquierda), recta (derecha)

5. Se realizó la inclusión de un disco que permitió la sincronización entre el movimiento de los pistones y la inyección/descarga del aire dentro del cilindro. La Fig. 7 muestra un esquema de la función del disco, el cual, está conformado por un área circular y una semicircular. La superficie circular permite el montaje con tornillos al respaldo del acople y la semicircular representa el recorrido o carrera de uno de los pistones, el área semicircular faltante (representada por la línea punteada) representa la carrera del segundo pistón.

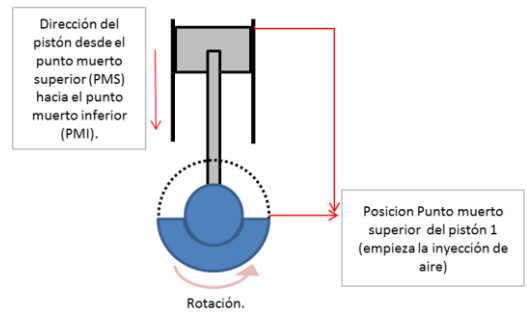


Fig. 7. Representación esquemática del disco de sincronización.

La Fig. 8 muestra el montaje final del disco de sincronización al respaldo del acople.

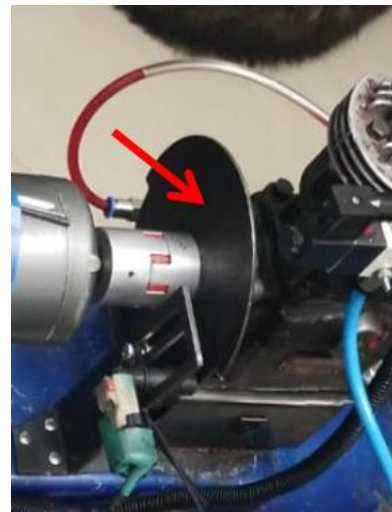


Fig. 8. Montaje del disco de sincronización.

#### B. Acondicionamiento del Dinamómetro.

Para medir el par torsional de un motor que gira en un determinado sentido, es necesario generar un par torsional en sentido opuesto que intente frenarlo. Para ello se implementó una máquina de corriente continua de imán permanente que funciona como generador o freno electromagnético.

1). Freno electromagnético: El generador eléctrico se basa en leyes de la física como la ley de inducción de Faraday, ley de Lenz y la ley de fuerza de Lorentz para la conversión de energía mecánica en energía eléctrica [6].

La Fig. 9 representa la ley de inducción de Faraday en la que una espira posee un movimiento mecánico rotacional dentro de un campo magnético constante (imán permanente). En ella se genera una diferencia de potencial (voltaje) a medida que la espira cambia de ángulo respecto a las líneas del campo magnético (horizontales) con su respectivo periodo de tiempo debido a la velocidad de giro de la espira, como se muestra en el diagrama de la parte inferior.

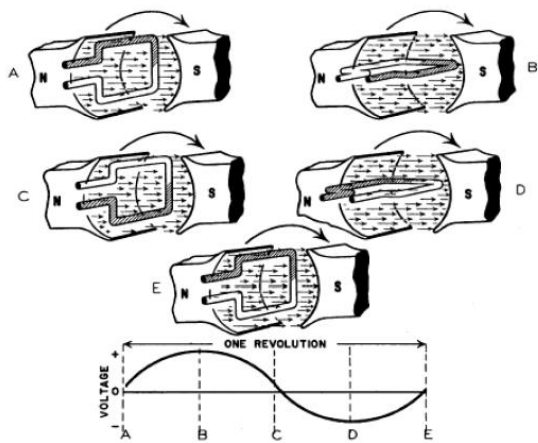


Fig. 9. Espira de un generador dentro de un campo magnético constante [7]

La Ley de Lenz dice que: “La corriente inducida en una espira está en la dirección tal que crea un campo magnético que se opone al cambio en el flujo magnético dentro del área que encierra a la espira” [8]. De esta forma, si se tiene un voltaje en los terminales de la espira y se hace circular una corriente instalando una resistencia allí, se inducirá un campo magnético que se opondrá al flujo magnético que generó inicialmente dicho voltaje, esto ocasionará una fuerza en dirección contraria al sentido de rotación de la espira, dicha fuerza está ligada a la ley de fuerza de Lorentz de la cual saldrá el torque requerido para frenar el motor neumático. La Fig. 11 muestra la fuerza de Lorentz en amarillo originada por la corriente “I” que circula por la espira debido a la resistencia “R”, el campo magnético “opuesto” generado es “B” y tiene la dirección mostrada. El torque generado depende de las dimensiones de la espira.

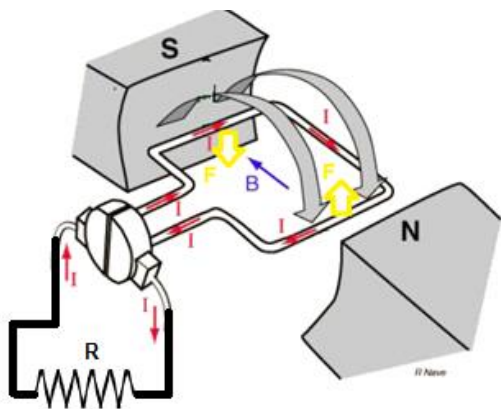


Fig. 10. Fuerza de Lorentz en la espira [9].

2). Medición del torque: La medición del par torsional se realizó a través del sensor de torque dinámico mostrado en la

Fig. 14 que posee la capacidad de medir hasta 50 N.m.



Fig. 11. Sensor de torque dinámico modelo YGX-T1050

El principio de funcionamiento consiste en la deformación elástica del eje que es convertida en señal eléctrica a través de galgas extensiométricas. Dicha señal es amplificada para llevarla al controlador del sistema y calcular la potencia en el eje a través de (7) (incorporada en el PLC).

$$P = \frac{M \cdot \omega}{9,55} \tag{7}$$

Donde,

P es la potencia en W.

M es el torque rotacional en N.m

ω es la velocidad de giro en rpm

El sensor fue instalado entre el motor neumático y el freno electromagnético por medio de acoples flexibles quijada curva, este tipo de acople permite cierto desalineamiento axial, radial y angular [10] que facilita el montaje del conjunto. La instalación final muestra en la Fig. 12, hacia la izquierda el freno electromagnético y hacia la derecha el motor neumático.



Fig. 12. Montaje sensor de torque

C. Acondicionamiento del sistema de control y adquisición de datos.

1). Sistema de control del banco: Fue instalado un PLC para realizar la captura de datos de presión, temperatura, velocidad de giro y torque del motor. También se usaron electroválvulas para el suministro de aire al sistema neumático desde el tanque principal y relés electromecánicos para accionar la bomba de lubricación. El sistema de control de inyección de aire a los cilindros se realizó con un lazo aislado al PLC.

En la Fig. 13 se esquematizó el sistema de control diseñado. Dentro del PLC se desarrollaron la secuencias de monitoreo, protección y operación del banco en lenguaje de programación escalera o LADDER por su traducción al inglés.

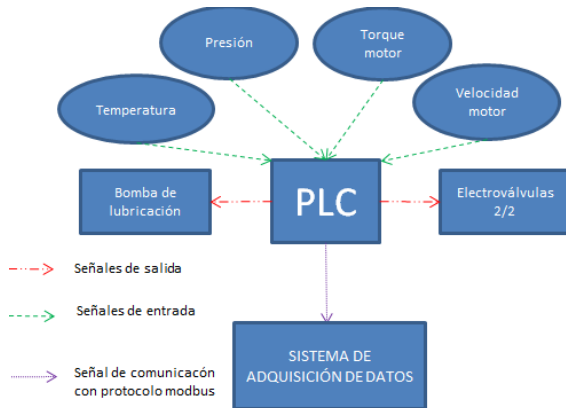


Fig. 13. Esquema del Sistema de control y adquisición de datos.

Las variables pudieron visualizarse en la pantalla que incorpora el PCL, ver Fig. 14, y fueron enviadas por comunicación MODBUS RTU al sistema de adquisición de datos.



Fig. 14. Pantalla local del PLC en página "Dinamómetro"

La Tabla II enlista los principales componentes implementados en el sistema de control.

TABLA II  
PRINCIPALES COMPONENTES DEL SISTEMA DE CONTROL

| Descripción                    | Función   |
|--------------------------------|---|
| Selector de dos posiciones     | Permite suministrar/remover la energía eléctrica al sistema de control.                                       |
| Botón de parada de emergencia. | Permite parar el equipo cuando se presenta alguna emergencia.   |
| Electro válvula 2/2            | Permite el suministro de aire desde el tanque hasta la unidad de regulación.                                  |
| Termocuplas tipo K             | Permite determinar la temperatura del aire al ingreso y la salida en los colectores                           |
| Transductores de presión.      | Permite determinar la presión del aire de suministro.   |
| Transductor de torque          | Permite medir el par rotacional que produce el motor.   |
| Sensores efecto Hall           | Permite lectura de velocidad del motor  |
| Amplificadores de señal        | Amplifican la señal del sensor de efecto Hall y el sensor de torque.  |
| PLC                            | Procesa las señales de cada sensor y permite desarrollar la lógica de operación del equipo                    |
| Relés de estado sólido.        | Permite el accionamiento de las electroválvulas 5/2   |
| Relés electromecánicos         | Permite el accionamiento de la electroválvula 2/2 y de la bomba de lubricación del motor                      |
| Fuente de Voltaje AC/DC        | Es la fuente de alimentación del sistema de control, se alimenta a 120 VAC y suministra 5 VDC, -5 VDC, 24 VDC |
| Regulador de voltaje DC/DC     | Reduce el voltaje de 24 VDC a 12 VDC para la bomba de lubricación.  |

2). Sistema de inyección de aire: Como se mencionó previamente, el control de inyección/descarga de aire se realizó en un lazo de control aislado con excepción de la señal de velocidad, la cual, se derivó desde el amplificador hacia el PLC.

La Fig. 15 permite identificar el funcionamiento del sistema de control de aire: Cuando el disco gira, el sensor de efecto Hall produce un pulso por cada vuelta debido al semicírculo, dicho pulso pasa por un amplificador que acciona el relé de estado sólido y, a su vez, éste acciona la electroválvula neumática. La válvula permanece abierta durante el paso del semicírculo por el sensor, ocasionando así la inyección del aire en un cilindro desde el punto muerto superior hasta el punto muerto inferior mientras que se está produciendo la descarga del aire en el otro cilindro, así mismo ocurrirá cuando el semicírculo del área punteada pase por el sensor, en el segundo cilindro se inyectará aire mientras se ejecuta la descarga en el primer cilindro.

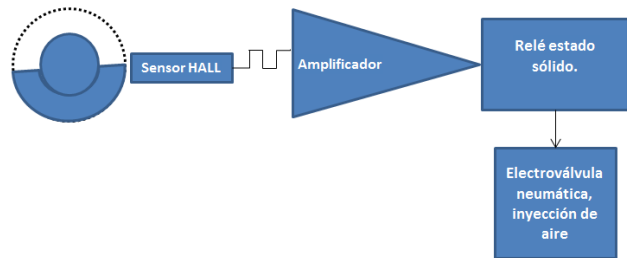


Fig. 15. Esquema control de inyección de aire.

3). Sistema de Supervisión, Control y Adquisición de Datos (SCADA): Fue implementado el software Ignition SCADA

de Inductive Automation en su versión 7,9 (desarrollado en JAVA) para registrar y monitorear las variables procesadas en el PLC. Ignition SCADA se ejecuta a través de exploradores de internet usando un servidor local (localhost) lo que permite su implementación en cualquier sistema operativo. Para el registro de datos se enlazó Ignition SCADA al software administrador de bases de datos MySQL, el cual, permitió generar una matriz de datos con intervalos de muestreo de 0,1s, 1s, 10s ó 30s para, posteriormente, exportarla a un archivo plano de Valores Separado por Comas (CSV por sus siglas en inglés). El archivo CSV pudo ser procesado con Ms-Excel para realizar el respectivo análisis de datos.

Otra característica de Ignition SCADA es el uso de comunicación TCP (Transmisión Control Protocol por su descripción en inglés) para intercambiar información con el sistema al cual está supervisando, en este caso, el PLC. Sin embargo, el PLC usa el protocolo de comunicación MODBUS RTU (Remote Terminal Unit por su descripción en inglés), debido a esto fue necesario implementar un tercer software que permitió realizar interface entre el PLC y el sistema SCADA. La interface NODE RED es un software basado en lenguaje NODE.JS que, al igual que Ignition, se ejecuta en un explorador de internet con su respectivo servidor local (localhost). El esquema de la Fig. 16 representa la arquitectura diseñada para el sistema SCADA. El local host mostrado es la dirección del puerto virtual de cada servidor local.

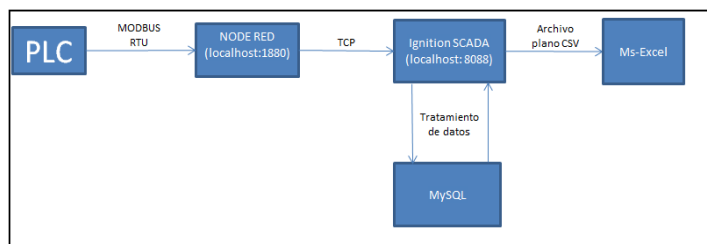


Fig. 16. Arquitectura Sistema SCADA

La Fig. 17 muestra el diseño final de la interface Humano-Máquina (HMI por sus siglas en inglés), a la izquierda se presentan las variables del banco de pruebas y a la derecha se observa la matriz de datos, debajo de esta, en la parte inferior derecha, se incorporó un botón con la opción de generar el archivo CSV una vez finalizadas las pruebas. La cantidad de datos almacenados se define por la caja editable al lado inferior izquierdo de la tabla, la cual toma registros por el tiempo ingresado (en segundos), es decir, si se editó el número 600, se tomará 600 filas cuando el intervalo de muestreo sea de 1s.

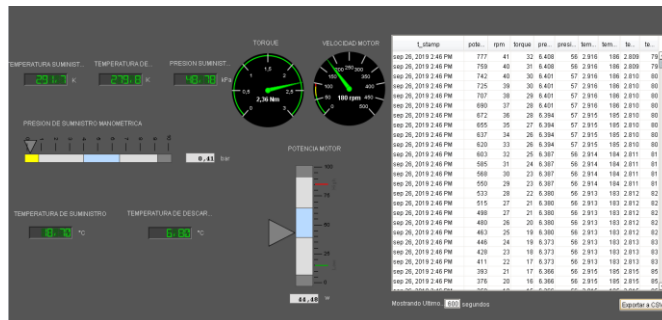


Fig. 17. Interface visual del Sistema SCADA

#### D. Sistema Neumático

Se implementó un sistema básico, el diagrama de la Fig. 18 muestra el circuito neumático y la descripción de los componentes. El colector de admisión identificado con el número 4 se usó para instalar el transductor de presión y la termocupla que brinda las condiciones de entrada.

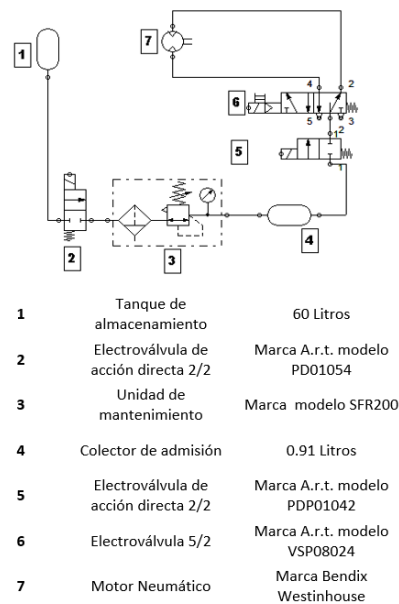


Fig. 18. Circuito Neumático.

### III. EXPERIMENTO Y PRUEBA DINAMOMÉTRICA

#### A. Flujo de aire:

La prueba consistió en llenar el tanque hasta una presión y temperatura que fueron las condiciones iniciales para calcular la masa contenida en el tanque por medio de la Ecuación 1. Se ajustó la presión de suministro a un valor determinado y se encendió el equipo (sin carga) hasta que la presión de suministro empezó a caer por debajo del ajuste (estado final). Durante este periodo de tiempo se registraron datos a través del SCADA y se registraron las condiciones finales de presión y

temperatura en el tanque para obtener la masa final dentro del recipiente. La diferencia entre el valor inicial y final fue el aire consumido durante la prueba y se dividió entre el tiempo registrado para obtener un flujo de masa.

En la Fig. 19 se presentan los resultados de dos pruebas realizadas a 4 valores de presión diferente. Como se esperaba, se muestra una tendencia creciente.

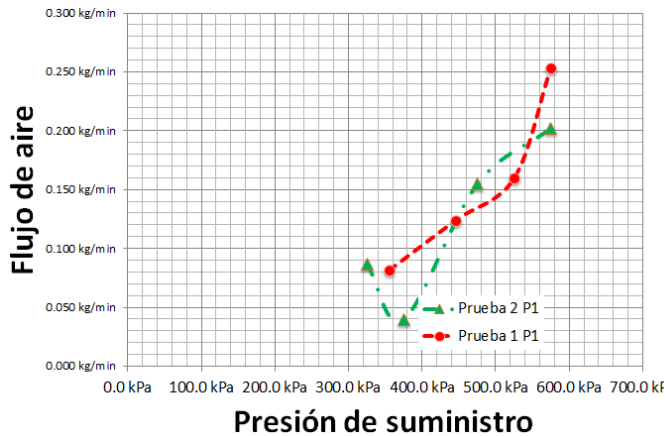


Fig. 19. Flujo de aire respecto a la presión de suministro

### B. Tiempo de inyección del aire:

El tiempo de inyección de aire hace relación al punto relativo del sensor de efecto Hall en el disco respecto a la posición del pistón. Como bien se conoce [11], el conjunto manivela-bielapistón transforma el movimiento rotativo del cigüeñal en un movimiento lineal alternativo del pistón (que cambia posición con el tiempo). Por lo anterior, se puede generar un desplazamiento, en grados, alrededor del disco de sincronización para obtener una posición relativa del pistón como se muestra en la Fig. 20, de esta forma se pudo modificar el momento en kPa que la electroválvula 5/2 iniciaría la inyección de aire al cilindro.

Los puntos PMS, P1, P2 y P3 corresponden a  $0^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $25^\circ$  y  $31^\circ$  antes del punto muerto superior (PMS), respectivamente.

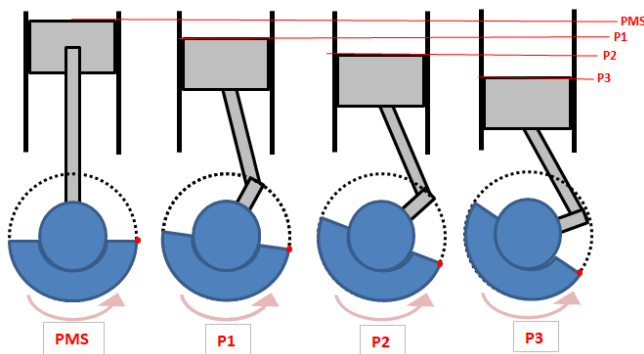


Fig. 20. Puntos relativos de posición entre ángulo del disco y el pistón.

El sensor se ubicó en cada uno de los puntos obteniendo diferentes comportamientos durante las pruebas con carga.

La razón por la que se introdujo este concepto fue debido al volumen muerto que existe entre la electroválvula 5/2 y la superficie del pistón, de esta forma, se logró que el aire iniciara el llenado de dicho volumen antes de que el pistón llegue al PMS para que la fuerza generada por la presión sobre el área del pistón se sincronice adecuadamente con el movimiento alternativo. Sin embargo, existen repercusiones debido a que, a mayor presión, mayor es el caudal de fluido y el volumen muerto se llenará en menor tiempo, por lo tanto, se generarán fuerzas contrarias al movimiento del pistón que ocasionarán pérdidas de potencia y velocidad.

### C. Velocidad de giro respecto a la presión de suministro:

Las mediciones de velocidad rotativa se realizaron bajo la máxima carga que se podía obtener del freno electromagnético, cada línea de la Fig. 21 representa un punto de inyección diferente. Las tres tendencias presentan crecimiento directo respecto a la presión, con la observación, de que en P1 dicho crecimiento posee una pendiente menos pronunciada, lo que repercutirá en la potencia.

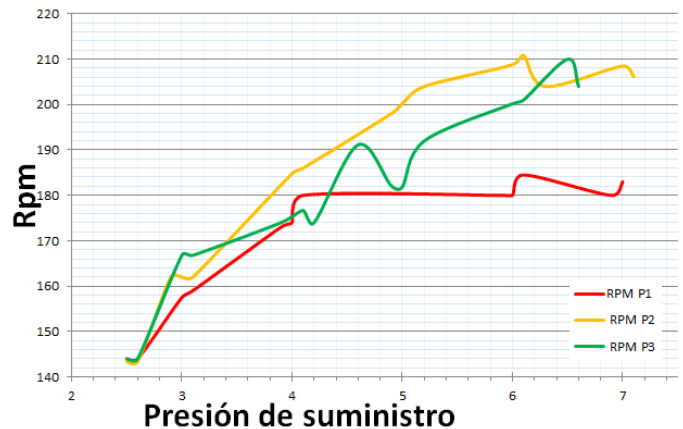


Fig. 21. Velocidad de rotación vs Presión de suministro

### D. Prueba Dinamométrica:

La Fig. 22 muestra la curva de potencia respecto a la velocidad de giro de un motor neumático de pistones [2], de ella se pueden identificar tres formas de construir las gráficas. Una es permitiendo el giro del motor en vacío a un presión dada para que la velocidad del motor se desplace hasta el máximo y aumentar la carga progresivamente para recorrer la curva de izquierda a derecha (flecha 1); otra forma, no muy habitual, es ajustar la presión al igual que la forma previa pero iniciando con una carga alta y decrementando progresivamente hasta llegar carga cero y máxima velocidad, es decir, recorrer la curva de izquierda a derecha (flecha 2). La tercera forma es construir la gráfica a velocidades constantes, es decir, con un desplazamiento vertical (flecha 3); este proceso es más tedioso



cuando no se cuenta con un sistema de gobierno automático de velocidad que permita mantener un régimen de giro constante durante toda la prueba.

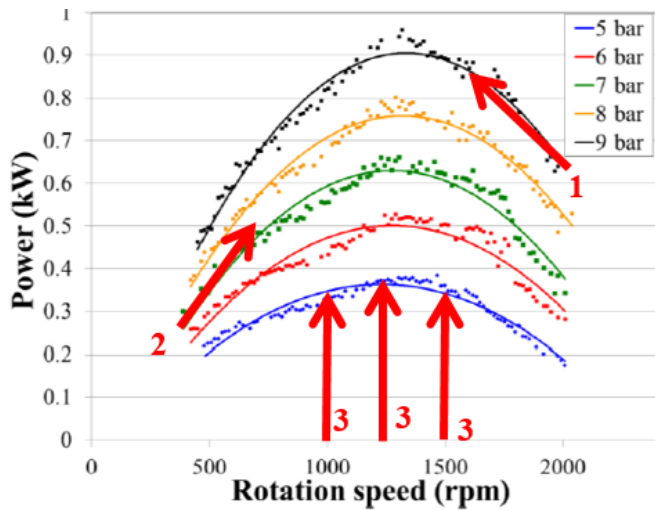


Fig. 22. Curva Potencia vs Velocidad de rotación motor neumático

Las pruebas realizadas se muestran en las Fig. 23, Fig. 24 y Fig. 25. La primera se llevó a cabo iniciando sin carga y una presión de suministro de 3 bar, solo se obtuvieron tres puntos de la curva debido a la capacidad del freno electromagnético, lo cual no permitió identificar adecuadamente el comportamiento del motor. Se optó por usar el segundo método, mencionado al inicio del apartado, el cual, consistió en iniciar con la máxima carga del freno electromagnético y aumentar progresivamente la presión de suministro para generar las curvas de las Fig. 24 y Fig. 25. En ellas se pudo identificar la influencia del punto de inyección de aire sobre la potencia obtenida.

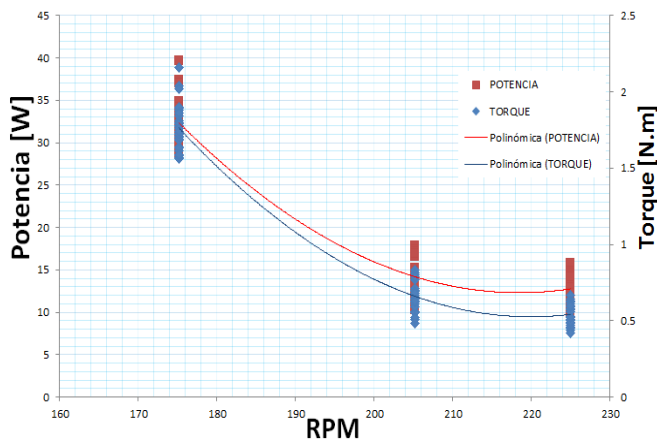


Fig. 23. Curva Potencia y torque a 3 bar

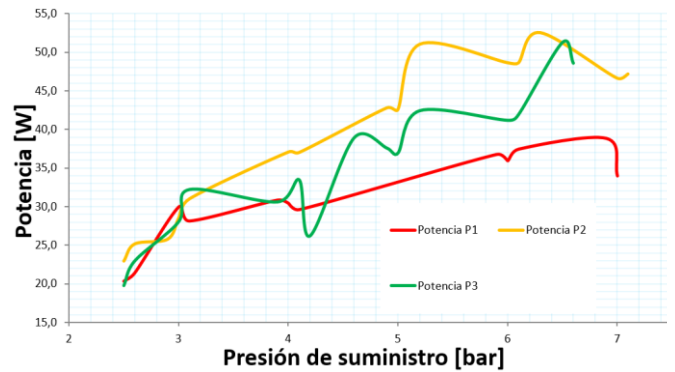


Fig. 24. Curva potencia con presión de suministro variable.

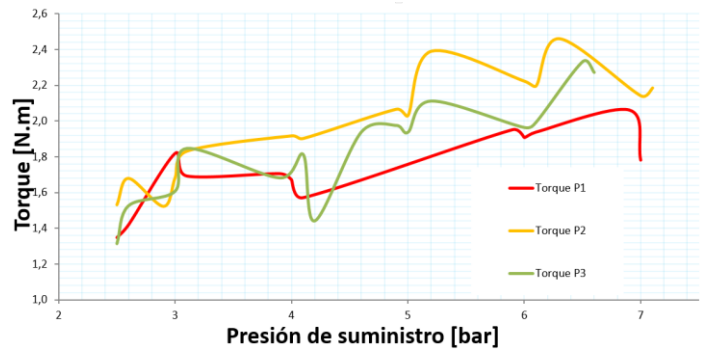


Fig. 25. Curva torque con presión de suministro variable

*E. Energía contenida en el aire comprimido del tanque.*

En la Tabla III se calculó la Exergía disponible en el tanque antes y después de una prueba. La diferencia entre el estado inicial y final fue la variación que tuvo el sistema y correspondió a la energía empleada para llevar a cabo el proceso.

TABLA III  
ENERGÍA ÚTIL CONTENIDO EN EL AIRE COMPRIMIDO DEL TANQUE

| Descripción        | Estado Inicial      | Estado Final        |
|--------------------|---------------------|---------------------|
| Volumen tanque     | 0,06 m <sup>3</sup> | 0,06 m <sup>3</sup> |
| Presión tanque     | 825,0 kPa           | 400,0 kPa           |
| Temperatura tanque | 300,2 K             | 297,2 K             |
| Exergía (x) tanque | 72,959 kJ/kg        | 20,675 kJ/kg        |

IV. RESULTADOS.

A. Curvas de Potencia y Torque.

Las curvas de potencia resultantes se muestran en las Fig. 26, Fig. 27 y Fig. 28 para tres puntos distintos de inyección P1, P2 y P3 respectivamente. La mayor potencia se logró en el punto de inyección P2 con 52 W y un torque de 2,5 N.m

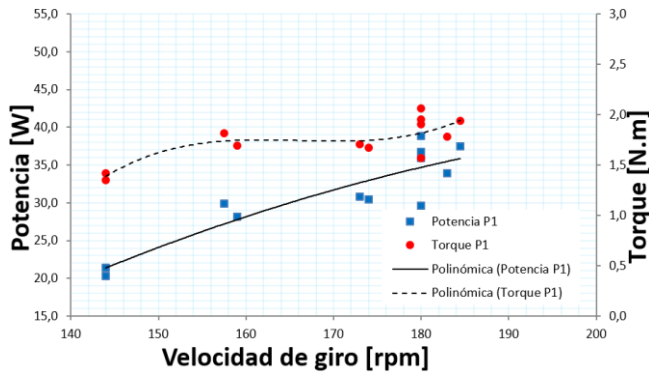


Fig. 26. Potencia y Torque para P1

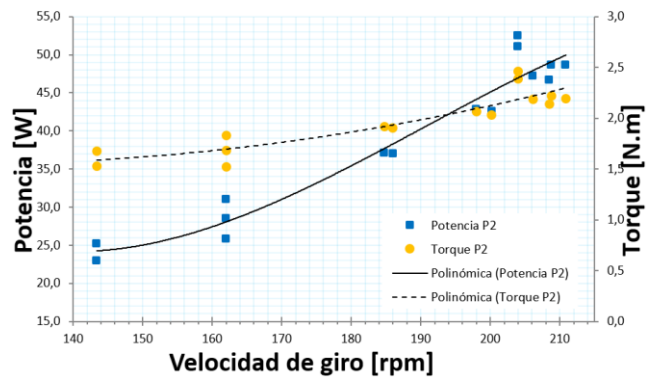


Fig. 27. Potencia y Torque para P2

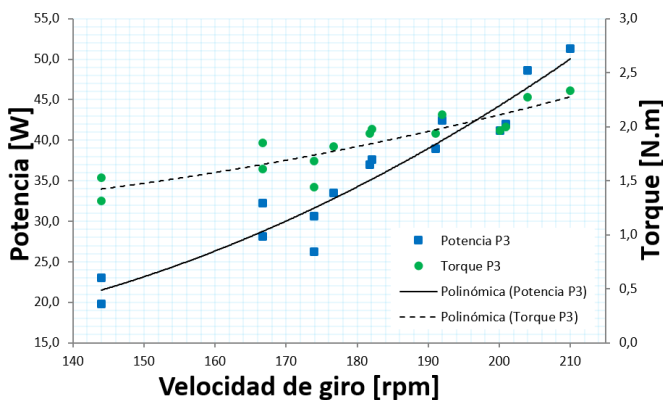


Fig. 28. Potencia y Torque para P3

B. Conversión de Energía

Las pruebas para realizar la estimación de la energía se realizaron a 3 niveles de carga (aumento progresivo) debido a

la capacidad del tanque y del freno electromagnético. La Tabla IV muestra los resultados de la energía medida y la energía útil. La Fig. 29 muestra la eficiencia del motor, en la cual, el punto de sincronización 2 presenta mayor rendimiento (11 %).

TABLA IV  
RESULTADOS DE PRUEBA A 3 Y 4 BAR

| Sincronización | Presión | Nivel de carga | Energía medida | Trabajo Reversible |
|----------------|---------|----------------|----------------|--------------------|
| P2             | 3 bar   | 1              | 2,024 kJ       | 51,160 kJ          |
|                |         | 2              | 2,134 kJ       | 51,910 kJ          |
|                |         | 3              | 5,449 kJ       | 49,430 kJ          |
| P2             | 4 bar   | 1              | 0,956 kJ       | 22,800 kJ          |
|                |         | 2              | 1,347 kJ       | 28,300 kJ          |
|                |         | 3              | 2,017 kJ       | 28,300 kJ          |
| P3             | 4 bar   | 1              | 0,868 kJ       | 20,470 kJ          |
|                |         | 2              | 2,017 kJ       | 30,040 kJ          |
|                |         | 3              | 2,450 kJ       | 26,450 kJ          |

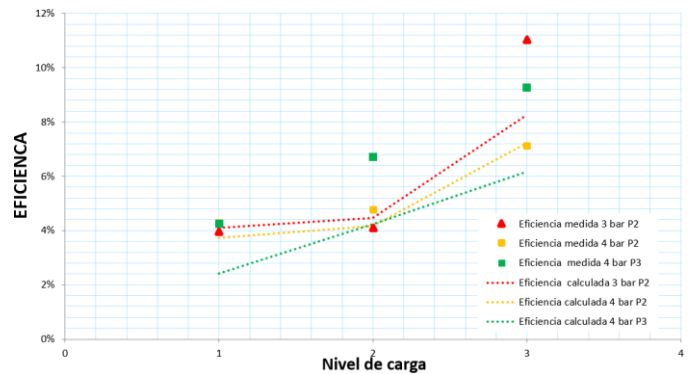


Fig. 29. Eficiencia medida (marcadores) vs Eficiencia calculada (línea a trazos)

V. CONCLUSIONES.

De acuerdo a los resultados obtenidos se pudo concluir que:

La potencia máxima (52 W) y torque máximo (2,5 N.m) se obtuvieron en el punto de inyección P2 (25° antes de PMS), lo que demuestra que la sincronización variable de la inyección de aire es pieza clave en la potencia del motor y se relaciona directamente con el volumen muerto de la cámara del pistón.

La inestabilidad de la velocidad de giro se hace más notorias cuando la presión de suministro está por encima de los 5,5 bar. Esto es ocasionado por la discontinuidad en el cierre/apertura de la electroválvula, por el adelanto de la inyección y por la ausencia de un volante de inercia en el motor.

El rendimiento máximo alcanzado fue de 11 % pudiéndose obtener un incremento independizando el suministro de aire/descarga a los cilindros, esto es, una electroválvula para cada uno e incorporando un volante de inercia.

La potencia y torque pico del motor pueden estar por encima de las velocidades máximas alcanzadas, pero para llevar el motor a este régimen es necesario mejorar el sistema de inyección de aire según las observaciones del numeral anterior.

La medición dinámica del flujo de aire sería opción viable para determinar con exactitud el valor teórico de la energía en el motor neumático. El método experimental usado incrementa la incertidumbre a los cálculos realizados.

Las oscilaciones de la velocidad de giro y del torque ocasionan, a su vez, variación de la potencia generada en el eje debido a la relación directa mostrada en (7).

#### REFERENCIAS

- [1] Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible, «minambiente.» 2018. [En línea]. Available: <http://www.minambiente.gov.co/index.php/noticias-minambiente/3148-conozca-el-abece-frente-al-impuesto-nacional-al-carbono-y-la-solicitud-de-no-causacion-por-carbono-neutralidad>. [Último acceso: 02 09 2019].
- [2] H. C.-K. Y. C.-J. S. C.-K. Huang Chih-Yung, «Experimental Investigation on the Performance of a Compressed-Air Driven Piston Engine,» *energies*, pp. 1732-1745, 2013. DOI:10.3390/en6031731
- [3] C. M. Yu Qihui, «Experimental Analysis of a Compressed Air Engine,» *Journal of Flow Control, Measurement & Visualization.*, n° 3, pp. 144-153, 2015. DOI: 10.4236/jfcmv.2015.34014
- [4] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinámica séptima edición*, México: McGrawHill, 2011.
- [5] United State of America War Department, *Manuel Power Brake System (Bendix-Westinghouse)*, Washinton D.C., 1943.
- [6] G. D. W. Wolfgang Bauer, *Física para ingeniería y ciencias con física moderna*, Mexico D.F.: McGrawHill, 2014.
- [7] Cummins Power Generation, «Fundamental of Power Generation,» de *ENCMT116PG*, Minneapolis, 2002, p. 446.
- [8] J. W. J. J. Raymond A. Serway, *Física para Ciencias e Ingeniería 2* Décima edición, Mexico D.F.: CENGAGE, 2018.
- [9] P. M. A. Pernía, *Conceptos Básicos de Máquinas de Corriente Continua*, San Cristobal: Universidad Nacional Experimental del Táchira, 2011.
- [10] P. Robert L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas Cuarta Edición*, México: PEARSON EDUCATION, 2006.
- [11] J. A. Á. F. ed y I. C. A. ed., *Máquinas térmicas motoras*, México: Alfaomega, 2005.

desempeña actividades de confiabilidad y mantenimiento en el sector de hidrocarburos.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1879-8244>



**Johnny W. Bautista Sánchez** nació en Bogotá D.C., Colombia. Recibió el título en ingeniería electromecánica de la Universidad Antonio Nariño de Bogotá D.C., Colombia en 2020. con mas de veinte años de experiencia en el sector de hidrocarburos. Desde 2014 es participante activo en el Comité Técnico de Consejo Nacional de Operación CNOgas organismo asesor del Ministerio de Minas y Energía, en donde ha realizado aportes en procesos de normalización en la Norma Técnica Colombiana NTC 6167 del 2016, en procesos de índole regulatoria del transporte y distribución de gas natural CREG 127, 126 DE 2013 y CREG 050 del 2018. De 2016 a 2018 ha participado en el comité 159 Gasoductos de normalización Icontec.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2673-7636>



**Walter Ortega Suárez** nació en Matanza, Santander, Colombia en 1988. Recibió el título en ingeniería electromecánica de la Universidad Antonio Nariño de Bogotá D.C., Colombia en 2020. De 2009 a 2017 desarrolló competencias en la distribución, generación y control de energía eléctrica

con motores de combustion interna, confiabilidad de máquinas, análisis de vibraciones, análisis de aceite, sistemas fotovoltaicos y sistemas duales de combustible, Desde 2018