



INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA DEL HABITÁCULO Y LA VELOCIDAD DEL COMPRESOR EN EL RENDIMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO AUTOMOTRIZ

INFLUENCE OF CABIN TEMPERATURE AND COMPRESSOR SPEED ON THE PERFORMANCE OF AN AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING SYSTEM

Iván M. Ashqui-Cuvi¹ , Klever S. Morales-Morales¹ , Daniela C. Vásconez-Núñez² ,
 Fernando M. Tello-Oquendo^{3,*} , Fabián C. Gunsha-Maji³

Recibido: 16-11-2025, Recibido tras revisión: 09-03-2026, Aceptado: 21-04-2026, Publicado: 01-07-2026

Resumen

Este artículo analiza la influencia de la velocidad del compresor y la temperatura del habitáculo en el rendimiento del sistema de aire acondicionado automotriz. Para ello, se construyó un banco experimental con un compresor acoplado a un motor eléctrico de velocidad variable, equipado con sensores de presión, temperatura y velocidad del aire, así como una caja térmica para regular la temperatura del aire de entrada al evaporador. Además, se implementó un modelo termodinámico para calcular los parámetros de funcionamiento del compresor y el desempeño del sistema. Los resultados muestran que, al incrementar la velocidad del compresor de 900 a 2800 rpm, el flujo másico de refrigerante y la capacidad frigorífica aumentan hasta en un 50.3 % y un 22.4 %, respectivamente, lo que mejora la capacidad de enfriamiento. Sin embargo, también se incrementa la potencia consumida de 0.287 a 0.878 kW, así como el consumo de combustible, que llega a duplicarse hasta 0.54 L/h cuando la temperatura del habitáculo es de 45 °C. Asimismo, se observa una disminución de la eficiencia isentrópica del 22.66 %, de la eficiencia volumétrica del 44 % y del coeficiente de desempeño (COP) de hasta 61.27 %, junto con un incremento de la temperatura de descarga del compresor por encima de 80 °C a altas velocidades. Finalmente, se proponen correlaciones para el cálculo de las eficiencias del compresor y se estima el consumo de combustible considerando las eficiencias del tren motriz de un vehículo con motor de combustión interna a gasolina.

Palabras clave: velocidad del compresor, temperatura del habitáculo, eficiencia volumétrica, eficiencia isentrópica, coeficiente de desempeño, aire acondicionado automotriz

Abstract

This study examines the influence of compressor speed and cabin temperature on the performance of an automotive air conditioning system. An experimental test bench was developed with a compressor coupled to a variable-speed electric motor and equipped with pressure, temperature, and air velocity sensors, as well as a thermal chamber to regulate the temperature of the air entering the evaporator. A thermodynamic model was also implemented to calculate the compressor operating parameters and evaluate system performance. The results show that increasing the compressor speed from 900 to 2800 rpm raises the refrigerant mass flow rate and cooling capacity by up to 50.3 % and 22.4 %, respectively, thereby improving the cooling capacity. However, this increase also raises power consumption from 0.287 to 0.878 kW and nearly doubles fuel consumption, reaching 0.54 L/h at a cabin temperature of 45 °C. In addition, isentropic efficiency, volumetric efficiency, and the coefficient of performance decrease by up to 22.66%, 44%, and 61.27%, respectively, while the compressor discharge temperature exceeds 80 °C at high operating speeds. Finally, correlations are proposed to estimate compressor efficiencies, and fuel consumption is calculated considering the powertrain efficiencies of a gasoline-powered internal combustion engine vehicle.

Keywords: compressor speed, cabin temperature, volumetric efficiency, isentropic efficiency, coefficient of performance, automotive air conditioning

¹Investigador independiente, Ecuador.

²Grupo de investigación INVELECTRO, Carrera de Ingeniería Industrial, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Riobamba, Ecuador.

^{3,*}Grupo de investigación INVELECTRO, Carrera de Ingeniería Automotriz, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Riobamba, Ecuador. Autor para correspondencia ✉: fernando.tello@epoch.edu.ec.

1. Introducción

El sistema de aire acondicionado automotriz (A/C) transfiere el calor del aire del interior del vehículo, manteniendo condiciones de confort, especialmente en climas cálidos. Este sistema asegura el confort térmico, que es la sensación de satisfacción física y mental bajo condiciones térmicas que suelen presentarse a temperaturas entre 20 y 40 °C y con una humedad relativa entre 30 y 60 % [1]. El sistema A/C trabaja bajo el principio de refrigeración por compresión de vapor y consta de cuatro procesos termodinámicos que desarrolla el refrigerante, a saber: compresión, condensación, expansión y evaporación [2].

En un entorno real, dado que el compresor es accionado mediante un sistema de transmisión de banda y poleas que lo conecta al cigüeñal del motor, la velocidad del compresor varía constantemente entre 950 rpm, cuando el motor está en ralentí, y 3000 rpm, cuando se encuentra circulando en carretera [3]; consecuentemente, la velocidad del compresor tiene una influencia directa sobre la capacidad de enfriamiento y el consumo de energía del sistema A/C [4].

El compresor impulsa el refrigerante dentro del sistema A/C, consumiendo una cantidad de energía para producir el ciclo de refrigeración; esto reduce la energía producida por el motor para la propulsión del vehículo. Durante la activación del compresor, el motor deberá elevar el régimen de trabajo para suplir la demanda extra de energía, incrementando el consumo energético entre un 3 % y un 20 %, o también de 0.2 a 1 L de combustible por cada 100 km recorridos en vehículos livianos [5], alcanzando un consumo pico de energía de hasta 6 kW en compresores de 210 cm³ [6].

El desempeño de los sistemas de aire acondicionado automotriz está determinado por la interacción entre el tipo de compresor, el refrigerante, el lubricante y las condiciones de carga del sistema.

Santanu et al. [7] evaluaron los efectos de la carga de refrigerante, la velocidad del compresor y el caudal de aire del evaporador del sistema A/C automotriz, utilizando un banco experimental que trabaja con el refrigerante R-134a. Los resultados mostraron que el aumento del nivel de carga incrementa el flujo másico de refrigerante y la presión dentro del sistema. El incremento de la velocidad del compresor eleva la temperatura y la presión en la zona de descarga del compresor y mejora la capacidad frigorífica del sistema; sin embargo, también incrementa el consumo del compresor, afectando negativamente al rendimiento del sistema A/C. Finalmente, concluyeron que la carga óptima para el sistema A/C fue de 530 ± 3 g de refrigerante, obteniendo una mayor capacidad frigorífica a 1900 rpm y un mejor COP a una velocidad del compresor de 1600 rpm.

Macagnan et al. [8] estudiaron la influencia de la carga de refrigerante y la velocidad del compresor.

Los autores concluyeron que la velocidad puede influir hasta un 78 % en el aumento de trabajo del compresor en un rango de 1500 a 3500 rpm, y que el COP tiende a disminuir al incrementar las revoluciones del compresor. Existe un ligero incremento en el COP cuando se incrementa la carga de refrigerante en el sistema.

Gomaa [9] realizó simulaciones para evaluar el rendimiento del sistema A/C automotriz con varios refrigerantes que podrían ser alternativas para sustituir al R-134a. Para ello, realizó ensayos bajo distintas velocidades del compresor, temperaturas del habitáculo y flujo de aire a través del condensador. Los resultados mostraron que el aumento de 5 °C en la temperatura del aire del condensador disminuye hasta un 27 % la capacidad frigorífica cuando el sistema trabaja con R-134a. El incremento de la velocidad del compresor aumenta el flujo másico de refrigerante en el evaporador, mejorando la capacidad frigorífica; sin embargo, una mayor velocidad del compresor representa mayor fricción y menor eficiencia, lo que afecta negativamente al COP. El estudio mostró también que el refrigerante R-1234ze tiene mejores características térmicas y medioambientales, mientras que el refrigerante R-1234yf presenta mejores prestaciones térmicas, pero requiere modificaciones en el diseño del sistema para compensar la reducción del COP y de la capacidad frigorífica.

Lee et al. [10] realizaron estudios para la optimización del diseño de un compresor, mediante un modelo experimental y un programa para simular los efectos de los refrigerantes R-134a y R-1234yf en un rango de 1000 rpm a 4000 rpm del compresor, controlando la temperatura en el evaporador. Se concluyó que el refrigerante R-1234yf tiene un COP 5 % menor que el R-134a. Con el rediseño de las válvulas del compresor, el sistema mejora hasta en un 8 % su COP si se mantiene una temperatura de 5 °C en el evaporador. El aumento de 1000 rpm a 2000 rpm en la velocidad del compresor incrementa la capacidad frigorífica, mientras que el COP disminuye por el aumento del consumo de energía. Para una velocidad de 2000 a 4000 rpm, el COP se reduce en un 17 %.

Alkan y Hosoz [11] realizaron una comparativa entre un compresor de desplazamiento fijo y uno de desplazamiento variable. Evaluaron los compresores a varias velocidades y al flujo de aire que atraviesa el evaporador y el condensador. Los resultados mostraron que el sistema A/C automotriz con compresor de desplazamiento fijo, operando a 750 rpm, presenta una capacidad de enfriamiento entre un 3.2 % y un 7.8 % superior a la del compresor de capacidad variable. El sistema con compresor de capacidad variable tiene un COP menor a bajas revoluciones, mientras que, a altas velocidades, es más eficiente que el sistema con compresor de desplazamiento fijo.

Shaker et al. [12] realizaron una comparativa entre refrigerantes sustitutos del R-134a, implementando un

banco que simula el funcionamiento de una bomba de calor de una etapa que trabaja a distintas velocidades del compresor. Se instalaron sensores de presión, temperatura y caudalímetro tipo Coriolis, así como un compresor de frecuencia controlada a 35, 40, 45 y 50 Hz para simular el comportamiento de los refrigerantes R-1234yf y R-515B. Los resultados mostraron que el refrigerante R-1234yf presenta mejores prestaciones de capacidad frigorífica; sin embargo, el trabajo del compresor también se ve afectado por las altas presiones de trabajo. Además, las temperaturas de trabajo del R-1234yf son 3 °C menores que las del refrigerante R-515B, lo que contribuye a prolongar la vida del compresor, y ambos tienen menor potencial de calentamiento global (GWP) en comparación con el R-134a. Para ambos refrigerantes, el incremento de la velocidad del compresor aumenta la capacidad frigorífica porque circula una mayor cantidad de refrigerante a través del evaporador, lo que, a su vez, implica una mayor demanda de energía en el compresor. Finalmente, el refrigerante R-515B ofrece menor capacidad frigorífica, pero, debido al bajo trabajo del compresor, mantiene un COP del 8 % en refrigeración y del 13 % en calefacción, valores superiores al del R-1234yf.

Alkan y İnan [13] realizaron un estudio experimental en el que se demostró que el refrigerante R-1234yf presentó una reducción del COP de hasta entre 13.6 % y 20.1 % respecto al R-134a para compresores de capacidad variable, aunque puede reducir la destrucción de exergía en ciertos componentes del sistema.

Zawawi et al. [14] demostraron que, en sistemas de vehículos eléctricos, la selección del lubricante resulta determinante, ya que los aceites tipo PAO logran mayor eficiencia, menor consumo energético y mayores capacidades de enfriamiento en comparación con los tipos PVE y POE. Yusri et al. [15] analizaron la optimización del volumen de refrigerante y del aceite del compresor en un sistema de aire acondicionado automotriz, evidenciando que estos parámetros influyen directamente en el rendimiento y en el comportamiento dinámico del sistema, y que es posible mejorar su eficiencia mediante el uso de técnicas avanzadas de análisis estadístico y aprendizaje automático. En conjunto, estos resultados destacan la importancia de integrar variables termodinámicas y operativas en el diseño de sistemas A/C automotrices para mejorar su eficiencia energética y su desempeño global.

La revisión bibliográfica evidencia una falta de análisis de la influencia de la velocidad del compresor en las eficiencias isentrópica y volumétrica, lo que limita la comprensión de su efecto en la capacidad frigorífica, el consumo energético y el rendimiento global del sistema A/C automotriz. Por otro lado, los bancos experimentales utilizados en estudios previos no son capaces de controlar la temperatura en el evaporador, lo que dificulta que las condiciones de los ensayos se acerquen a las características de funcionamiento de un

sistema real. Finalmente, se identificaron limitaciones en las mediciones debido a factores físicos, al limitado número de puntos de medición y al uso de sensores convencionales.

En el presente trabajo se construyó un banco experimental que permite controlar la velocidad de giro del compresor, con una instrumentación para el registro de datos de temperaturas, presiones, velocidades de aire y un sistema automatizado de adquisición de datos en tiempo real. El banco cuenta con una caja térmica que permite el control de la temperatura de entrada de aire en el evaporador. Además, se calcula el incremento del consumo de combustible por el uso de aire acondicionado y se proponen correlaciones para la estimación de las eficiencias isentrópica y volumétrica del compresor en términos de parámetros de funcionamiento como la velocidad de giro y la relación de presiones.

2. Materiales y métodos

2.1. Banco experimental del sistema A/C automotriz

El banco experimental constituye un equipo que permite simular y evaluar el funcionamiento del sistema A/C automotriz bajo condiciones controladas. La Figura 1 muestra el banco experimental conformado por el circuito frigorífico, el sistema motriz del compresor y el sistema de control e instrumentación.

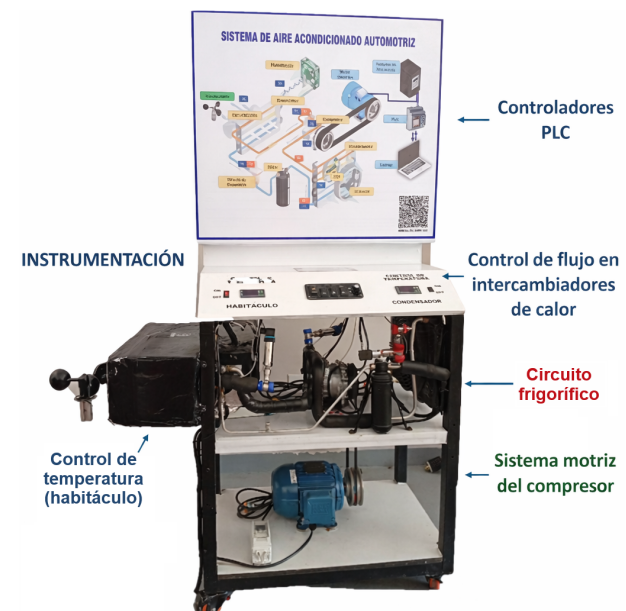


Figura 1. Banco experimental del sistema A/C automotriz.

2.1.1. Circuito frigorífico

El circuito frigorífico consta de un compresor A/C SD5H09 de 87 cm³, un evaporador de 3.5 m² y una

capacidad de refrigeración de 12000 BTU (3.5 kW), un condensador de 7.2 m², una válvula de expansión termostática TI(E)1/20A5TR, un filtro deshidratador externo 515-3R con interruptor, refrigerante R-134a y aceite del compresor PAG 100 con una carga de 4.5 a 5 oz; el soplador de aire del evaporador es de 80 W y alcanza los 3800 rpm, controlado por un potenciómetro de tres velocidades; los ventiladores del condensador son de 80 W y alcanzan velocidades máximas de 2250 rpm y 2100 rpm.

2.1.2. Sistema motriz del compresor

La Figura 2 muestra la implementación del sistema motriz del compresor. La velocidad del compresor depende del régimen de giro del motor en vehículos con motor de combustión interna (MCI), mientras que en vehículos eléctricos la velocidad dependerá de las demandas térmicas del habitáculo. En el banco experimental, el compresor es impulsado por un motor eléctrico trifásico WEG-W22 de 2.2 kW a través de poleas y una banda trapezoidal con templador. La velocidad del motor eléctrico se controla con un variador de frecuencia KEWO-AD350 y módulos lógicos programables (PLC) LOGO 8 de SIEMENS. La comunicación se realiza mediante una señal analógica de referencia de 0 a 10 V enviada por el módulo PLC, de manera que se controla la velocidad del compresor desde un ordenador que se enlaza a la programación del banco experimental.

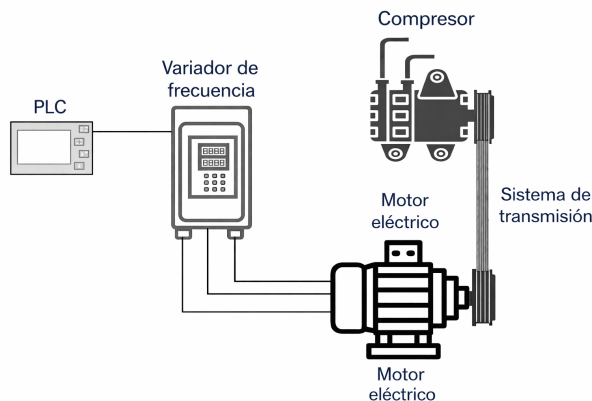


Figura 2. Sistema motriz del compresor.

El dimensionamiento del motor eléctrico se realizó determinando el consumo del compresor (\dot{W}_{comp}), a través de un balance de energía expresado en la Ecuación (1), donde se considera el trabajo isentrópico del compresor, la eficiencia isentrópica (η_{iso}) y un coeficiente de pérdidas de calor hacia el ambiente (ϵ) por convección natural en el compresor [16].

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{iso}(1 - \epsilon)} \quad (1)$$

La potencia suministrada al sistema motriz (\dot{W}_m) se calcula considerando las eficiencias del motor eléctrico (η_m) y del sistema de transmisión (η_p), como se indica en la Ecuación (2) [16].

$$\dot{W}_m = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_p \times \eta_m} \quad (2)$$

La Ecuación (3) muestra el análisis dinámico en el sistema de transmisión, siendo N_m la velocidad de giro de la polea del motor, D_{pm} el diámetro de la polea del motor, N_c la velocidad de giro de la polea del compresor y D_{pc} el diámetro de la polea del compresor.

$$N_m \times D_{pm} = N_c \times D_{pc} \quad (3)$$

2.1.3. Instrumentación y sistema de control

El banco experimental está diseñado para controlar parámetros de velocidad, temperatura del habitáculo y flujo de aire en el evaporador y el condensador, a través de los siguientes sistemas.

Control de temperatura del habitáculo

Para simular la temperatura que se alcanza en el habitáculo, se construyó una caja térmica controlada por un controlador PID que se encarga de activar y desactivar una resistencia eléctrica energizada con corriente continua, que genera hasta 1000 W de potencia, calentando el aire que entra en el evaporador (Figura 1).

Control de flujo de aire a través de los intercambiadores de calor

El flujo de aire que atraviesa el evaporador se controla a partir de un circuito que incrementa la velocidad del electroventilador en tres niveles; mientras que el flujo del condensador es controlado mediante la implementación de un segundo ventilador que es activado por un controlador PID STC 1000 cuando alcanza la temperatura de condensación configurada en el banco.

Instrumentación y adquisición de datos

Se instalaron cuatro sensores de presión (P) después de cada elemento del circuito frigorífico. Se instalaron ocho sensores de temperatura (T), de los cuales cuatro fueron instalados en el circuito frigorífico (1-4), uno se instaló en la carcasa del compresor (5), uno en la entrada de aire al evaporador (7), uno en la salida del aire en el evaporador (6) y un sensor en la salida del aire del condensador (8). Además, se instaló un anemómetro para medir la velocidad con la que sale el aire del evaporador, como se muestra en la Figura 3.

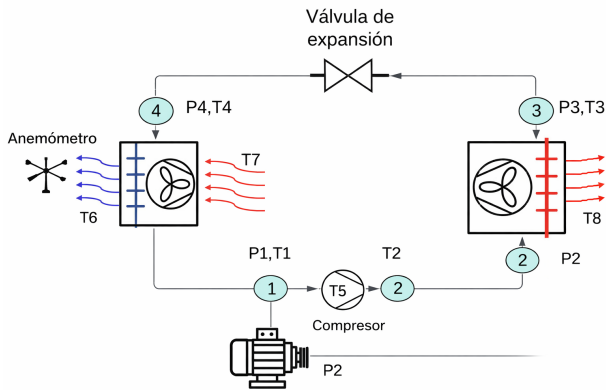


Figura 3. Sensores instalados en el banco experimental.

Los módulos PLC trabajan con señales analógicas y digitales de 0 a 10 V; por lo tanto, la señal de los sensores debe estar dentro del rango del módulo PLC. Los sensores de presión producen una señal de corriente de 4 a 20 mA y, al estar conectados a un circuito de resistencia de 330 Ω , la señal se transforma en un rango de 1.32 a 6.6 V.

Los sensores de temperatura PT100 de tipo resistivo modifican su valor de resistencia en función de la temperatura y, conectados a un transmisor RTD, la señal se transforma de 0 a 10 V. El anemómetro es autogenerado, no requiere alimentación y produce una señal de 0 a 2 V.

El monitoreo, control y adquisición de datos se realizan mediante la implementación de módulos PLC (LOGO 8 12/24 RCE) y sus respectivos módulos de ampliación (AM2, AM2 AQ, AM2 RTD). La programación se realizó en el software LOGO Soft Comfort V8. Dentro de la programación, se calibraron los sensores, se transformó la señal analógica a unidades de medición, se estableció el control del variador de frecuencia y el registro de datos. La interfaz de monitoreo se diseñó en el software LOGO Web Editor V1.1.0 (LWE) [17].

Esta interfaz permite el monitoreo de los sensores, la gestión del variador de frecuencia y el registro de datos. Finalmente, los equipos del sistema motriz y los sensores se calibraron y se comprobaron utilizando fichas técnicas de los equipos e instrumentos patrón para asegurar el correcto funcionamiento y la precisión de los resultados.

El análisis de incertidumbres de las mediciones se realizó con base en el estándar internacional ISO/IEC [18]. Se evaluaron las incertidumbres combinadas (μ_c) y expandidas (U_c) de los sensores, con las incertidumbres de cada sensor (μ_s), la incertidumbre del PLC (μ_{PLC}) con ADC de 10 bits y la incertidumbre de repetibilidad (μ_r) para 10 repeticiones.

La Tabla 1 resume las incertidumbres de los sensores.

Tabla 1. Incertidumbres de los sensores

Sensor	Tolerancia	μ_s	μ_{PLC}	μ_r	μ_c	U_c
Temperatura PT100 (-100°C-200 °C)	± 0.3 °C	0.173 °C	0.085 °C	0.081 °C	0.209 °C	± 0.418 °C
Transductor de presión HK1100C (0-1.2 MPa)	$\pm 1.5\%$ FS ± 0.018 MPa	0.0104 MPa	0.00034 MPa	0.00069 MPa	0.0104 MPa	± 0.0208 MPa
Anemómetro DIY (0-30 m/s)	± 0.3 m/s	0.173 m/s	0.0085 m/s	0.068 m/s	0.186 m/s	± 0.372 m/s

La calibración de los sensores se fundamenta en la guía ISO/IEC Guide 99:2007 [19]. Los sensores PT100 se calibraron según la norma IEC 60751:2022 [20], mediante la comparación con un termómetro patrón de referencia (PIDMaxwell MLC-48) en la caja térmica, con dos puntos de calibración: 35 °C y 40 °C, cubriendo el rango operativo del habitáculo vehicular. La desviación máxima observada fue de ± 1 °C, dentro de la tolerancia de la clase B especificada. Los sensores de presión HK1100C se calibraron según la norma IEC 62828-2:2017 [21], y se estableció una desviación máxima observada de ± 0.021 MPa; mientras que, para calibrar el anemómetro DIY, este se comparó con el anemómetro Extech AN100-NIST, con una desviación máxima observada de ± 0.25 m/s.

2.2. Campaña experimental

Los ensayos realizados en el banco experimental representan condiciones reales de funcionamiento del sistema A/C en vehículos livianos, según la Tabla 2.

Tabla 2. Matriz de ensayos

Temperatura en el habitáculo (°C)	Velocidad del compresor (RPM)	Caudal del evaporador (m^3/h)	Caudal del condensador (m^3/h)
35-40-45	900-2800	313	496

La Tabla 2 muestra los parámetros configurados en el banco experimental para los ensayos y la recolección de datos. La temperatura en el interior del habitáculo varía de 35 a 45 °C, rango que puede alcanzarse en la ciudad de Riobamba [22, 23]. La velocidad de giro del compresor en condiciones reales es de 900 rpm en

condiciones de ralentí, 1800 rpm en conducción urbana y de hasta 3000 rpm en carretera, según [3, 4]; además, el flujo de aire en el evaporador se mantiene en su máxima capacidad, mientras que el flujo de aire en el condensador será el producido por un solo ventilador.

El control de temperatura en el habitáculo se realiza mediante un controlador de temperatura PID STC-1000, como se muestra en la Figura 4 (A). El control del flujo de aire en el evaporador y del embrague electromagnético del compresor se controla desde el área que muestra la Figura 4 (B), y el control del flujo de aire en el condensador se realiza mediante un controlador de temperatura PID STC-1000, como se muestra en la Figura 4 (C).

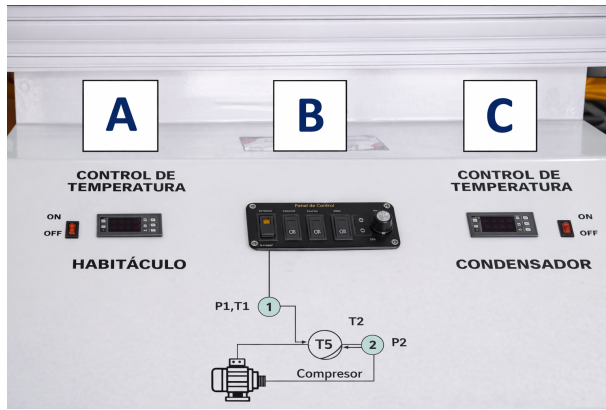


Figura 4. Controles del banco experimental: (A) temperatura del habitáculo, (B) flujo de aire del evaporador y embrague del compresor, y (C) flujo de aire del condensador.

2.3. Modelo termodinámico del sistema A/C automotriz

Los datos obtenidos de los sensores del banco experimental son registrados en un archivo (.csv) generado por el software LOGO 8 Soft Confort. Para el análisis del rendimiento del sistema A/C, se requiere calcular el flujo másico de refrigerante impulsado por el compresor, la capacidad de enfriamiento del evaporador, el consumo del compresor y el coeficiente de rendimiento (COP). Para ello, se implementó un modelo termodinámico que considera las transferencias energéticas en los intercambiadores de calor y el desempeño del compresor en términos de las eficiencias isentrópica y volumétrica. El modelo termodinámico se basa en un análisis en régimen permanente de un sistema abierto, asumiendo un flujo unidimensional del refrigerante y variaciones despreciables de energía cinética y potencial. Las pérdidas de calor al entorno se consideran despreciables, excepto en los intercambiadores de calor y en el compresor. Las propiedades termofísicas se obtienen de la base de datos del NIST [24]. El compresor se modela mediante las eficiencias isentrópica

y volumétrica [16], mientras que los intercambiadores se analizan mediante balances de energía basados en el método calorimétrico [25]. Se asume una expansión isentálpica en la válvula de expansión termostática, y las pérdidas de presión en tuberías y accesorios se consideran despreciables frente a las de los componentes principales.

El flujo másico de refrigerante se calculó a través de un balance de energía en el evaporador, según la Ecuación (4), basándose en el método calorimétrico descrito en la norma EN 13771-1 [25], donde \dot{m}_{ref} es el flujo másico de refrigerante, \dot{m}_{air} es el flujo másico del aire, ΔT_{6-7} es la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del aire en el evaporador (ver Figura 3), $C_{p_{air}}$ es el calor específico del aire y Δh_{1-4} es la diferencia de entalpías del refrigerante entre la entrada y salida del evaporador.

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{m}_{air} \times C_{p_{air}} \times \Delta T_{6-7}}{\Delta h_{1-4}} \quad (4)$$

El flujo másico del aire se calcula a partir del caudal volumétrico del aire y de la densidad, según la Ecuación (5). El caudal volumétrico del aire se determina multiplicando el área de paso del aire a la salida del evaporador (A_{air}), la densidad del aire que sale del evaporador (ρ_{air}) y la velocidad del flujo (\vec{V}_{air}), medida por el anemómetro, como se muestra en la Figura 3 [2].

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \times A_{air} \times \vec{V}_{air} \quad (5)$$

La capacidad frigorífica (\dot{Q}_{evap}) en el evaporador se calcula con la Ecuación (6) [16].

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} \times (h_1 - h_4) \quad (6)$$

La eficiencia volumétrica (n_v) representa la relación que existe entre la capacidad teórica y la real del compresor para impulsar el refrigerante dentro del sistema, la cual se calcula con la Ecuación (7) [16], [23], siendo \dot{V}_s el desplazamiento volumétrico del compresor y ρ_{in} la densidad del refrigerante que ingresa al compresor.

$$n_v = \frac{\dot{m}_{ref}}{\rho_{in} \times \dot{V}_s} \quad (7)$$

La eficiencia isentrópica del compresor (η_{iso}) es la relación entre la energía ideal y la energía real que utiliza el compresor para comprimir el refrigerante. Esta se calcula con la Ecuación (8) [16], [23], siendo h_1 la entalpía del refrigerante en la succión del compresor, h_{2s} la entalpía de descarga en la compresión isentrópica y h_2 la entalpía de descarga en la compresión real.

$$\eta_{iso} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (8)$$

La energía que consume el compresor es mayor que la energía transferida al refrigerante; esto ocurre

por las pérdidas energéticas en forma de calor (\dot{Q}_p) debido a la irreversibilidad del sistema. El rechazo de calor del compresor hacia el ambiente se calcula con la Ecuación (9) [26], siendo h_{amb} el coeficiente de convección natural, A_c el área superficial del compresor, T_s la temperatura de la carcasa del compresor y T_{amb} la temperatura ambiente.

$$\dot{Q}_p = h_{amb} \times A_c \times (T_s - T_{amb}) \quad (9)$$

El trabajo transferido al refrigerante (\dot{W}_{fluid}) se determina con la Ecuación (10).

$$\dot{W}_{fluid} = \dot{m}_{ref} \times (h_2 - h_1) \quad (10)$$

El coeficiente de calor rechazado por el compresor (ϵ_{Qp}) se calcula con la Ecuación (11) [27].

$$\epsilon_{Qp} = \frac{\dot{Q}_p}{\dot{W}_{fluid} + \dot{Q}_p} \quad (11)$$

El consumo energético del compresor se calcula con la Ecuación (12).

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{2s} - h_1)}{\eta_{iso}(1 - \epsilon_{Qp})} \quad (12)$$

Finalmente, el COP del sistema permite evaluar qué tan eficiente trabaja el sistema A/C automotriz, al relacionar la capacidad frigorífica y el consumo de energía del compresor. Se calcula con la Ecuación (13).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_c} \quad (13)$$

El consumo de combustible debido al uso del aire acondicionado se estima considerando las transformaciones de energía en un vehículo con motor de combustión interna (MCI) a gasolina, como se muestra en la Figura 5. Esta transformación inicia en el motor de combustión interna que transforma la energía del combustible en energía térmica para luego ser transformada en energía mecánica en el cigüeñal. Estas transformaciones de energía tienen eficiencias entre el 27 y el 30 % [28]. Posteriormente, existen pérdidas en los mecanismos de transmisión que conectan el cigüeñal con el compresor, con eficiencias entre el 80 y el 93 % [29].

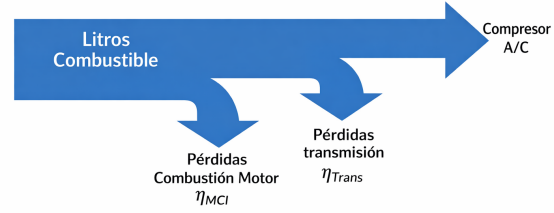


Figura 5. Transformación de energía de un vehículo con MCI para el accionamiento del compresor [30].

La energía entregada por el combustible (E_{tot}) se calcula dividiendo la energía consumida por el compresor (E) entre la eficiencia del motor de combustión (η_{MCI}) y la eficiencia de la transmisión (η_{trans}), como se indica en la Ecuación (14).

$$E_{tot} = \frac{E}{\eta_{MCI} \times \eta_{trans}} \quad (14)$$

El consumo en litros de combustible ($l_{combustible}$) se obtiene dividiendo (E_{tot}) entre el poder calorífico inferior del combustible ($PCI_{combustible}$) y la densidad del combustible ($\rho_{combustible}$), como se indica en la Ecuación (15).

$$l_{combustible} = \frac{E_{tot}}{PCI_{combustible} \times \rho_{combustible}} \quad (15)$$

Se utilizó un PCI de 46522.5 kJ/kg para la gasolina, con una densidad de 739 kg/m³ [31].

3. Resultados y discusión

Se realizaron un total de 60 puntos experimentales según la matriz de ensayos de la Tabla 2 para el análisis de la influencia de la velocidad del compresor y de las temperaturas del habitáculo sobre el funcionamiento del compresor y el rendimiento del sistema A/C automotriz. Con el fin de validar los resultados obtenidos, se realizó una comparación entre los valores experimentales y los predichos por el modelo termodinámico. Las desviaciones porcentuales fueron de 1.66 % para el COP, 4.85 % para la capacidad frigorífica, 4.91 % para la potencia del compresor, 4.86 % para el flujo másico de refrigerante, 3.08 % para la eficiencia isentrópica y 9.83 % para la eficiencia volumétrica. Asimismo, el balance energético global presentó un error de cierre de 6.05 %. Las diferencias observadas se atribuyen principalmente a las incertidumbres de medición, así como a las simplificaciones del modelo y a pérdidas

térmicas no consideradas. En conjunto, estos resultados evidencian una adecuada concordancia entre el modelo y el comportamiento físico del sistema.

3.1. Desempeño del compresor

3.1.1. Temperatura de descarga del compresor

La Figura 6 muestra que, a medida que se incrementa la velocidad de giro del compresor, la temperatura de descarga también aumenta. Para una temperatura de habitáculo de 35 °C, la temperatura de descarga aumenta en un 34.3 %, al pasar de 58.16 °C a 78.13 °C en un rango de 900 a 2800 rpm; resultados similares también se reportaron en [12].

La temperatura de descarga del compresor incrementa entre 4.3 y 7.1 °C cuando la temperatura del habitáculo aumenta en 10 °C. Sin embargo, las temperaturas alcanzadas se mantienen en un rango seguro de trabajo (< 115 °C) para evitar una posible degradación del aceite lubricante que comprometa la integridad mecánica del compresor.

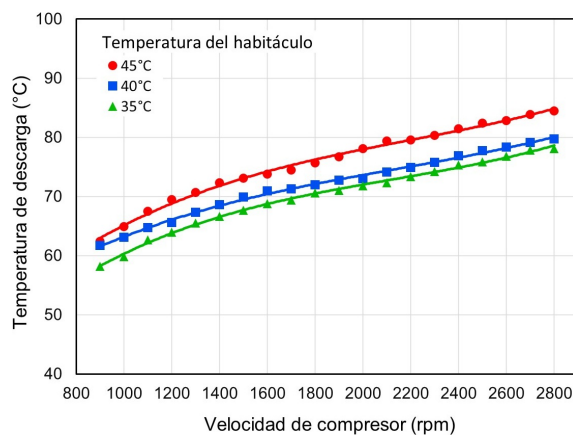


Figura 6. Temperatura de descarga del compresor en función de la velocidad del compresor.

Este comportamiento se explica porque el incremento de la velocidad del compresor eleva el trabajo de compresión y, por tanto, la energía transferida al refrigerante, aumentando su temperatura de descarga. Además, las mayores irreversibilidades del proceso y la limitada disipación de calor hacia el entorno contribuyen al incremento térmico observado.

3.1.2. Flujo másico de refrigerante

La Figura 7 muestra que, a 35 °C de temperatura en el habitáculo, el flujo másico aumenta en un 50.3 % cuando la velocidad del compresor aumenta de 900 a 2800 rpm, debido a que el compresor impulsa una mayor cantidad de refrigerante por unidad de tiempo.

Al incrementar la temperatura del habitáculo de 35 a 40 °C, el flujo másico de refrigerante incrementa en un 16.8 % a 900 rpm, un 21.0 % a 1800 rpm y

un 22.5 % a 2800 rpm; por lo tanto, se evidencia que existe un mayor flujo másico de refrigerante al aumentar la temperatura en el habitáculo. Cuando el aire que atraviesa el evaporador está más caliente, el refrigerante tendrá una densidad más alta a la entrada del compresor porque la temperatura y la presión del refrigerante incrementan, lo que, según la Ecuación (7) provoca que el flujo másico sea mayor; resultados similares se reportaron en [32].

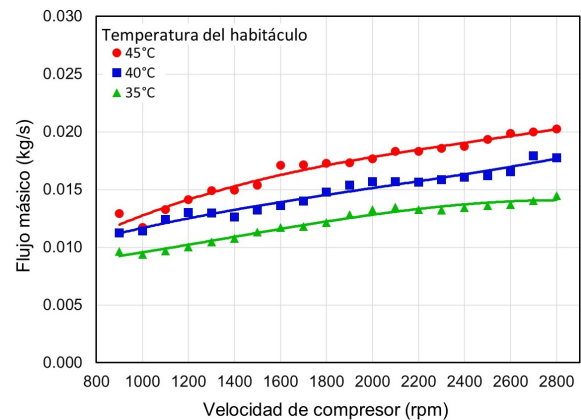


Figura 7. Flujo másico de refrigerante en función de la velocidad del compresor.

Desde una perspectiva física, el incremento del flujo másico de refrigerante está directamente relacionado con el aumento del volumen desplazado por unidad de tiempo y con la variación de las propiedades termodinámicas del refrigerante en la succión, lo que incrementa la densidad y favorece un mayor flujo másico circulante en el sistema.

3.1.3. Potencia consumida por el compresor

La Figura 8 muestra que, al incrementar la velocidad del compresor, aumenta el consumo de energía. Para una temperatura de 35 °C en el habitáculo, el consumo del compresor aumenta de 0.287 kW a 0.878 kW al pasar de 900 a 2800 rpm. El incremento del consumo de potencia del compresor se debe al aumento de la cantidad de refrigerante que el compresor está impulsando, como se mostró en la Figura 7.

Por otro lado, a altas velocidades del compresor, la relación de presiones (RP) es mayor; es decir, el compresor deberá alcanzar una mayor presión en la línea de alta, incrementando la potencia utilizada para comprimir el refrigerante. Este comportamiento se debe al aumento de la relación de presiones, que incrementa el trabajo específico de compresión, mientras que el mayor flujo másico amplifica la potencia total requerida. En conjunto, estos efectos reflejan el incremento de irreversibilidades y pérdidas mecánicas a altas velocidades de operación.

Cuando el habitáculo se calienta de 35 a 40 °C, el consumo del compresor también presenta un in-

cremento del 11.0 %, del 19.4 % y del 20.6 % para velocidades de 900, 1800 y 2800 rpm, respectivamente. De igual manera, se evidencia este incremento en el consumo del compresor cuando se incrementa la temperatura del habitáculo hasta los 45 °C, porque aumenta la demanda de refrigeración y se debe comprimir un mayor flujo másico de refrigerante, como se evidencia en la Figura 7.

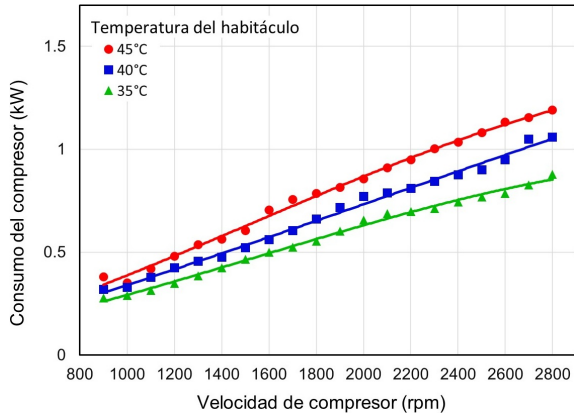


Figura 8. Potencia consumida por el compresor en función de la velocidad del compresor.

3.1.4. Eficiencia isentrópica del compresor

La Figura 9 muestra que, a mayor velocidad del compresor, la eficiencia disminuye. Para una temperatura de habitáculo de 35 °C, la eficiencia isentrópica disminuye en un 22.66 % cuando la velocidad del compresor se eleva de 1000 a 2800 rpm. Las pérdidas de energía se presentan por las caídas de presión isentrópica en la válvula de succión, generando turbulencias en el flujo, reduciendo la capacidad del compresor e incrementando el consumo de energía; asimismo, este efecto ocurre también con la válvula de descarga [9]. Otra causa es la energía liberada por el compresor en forma de calor.

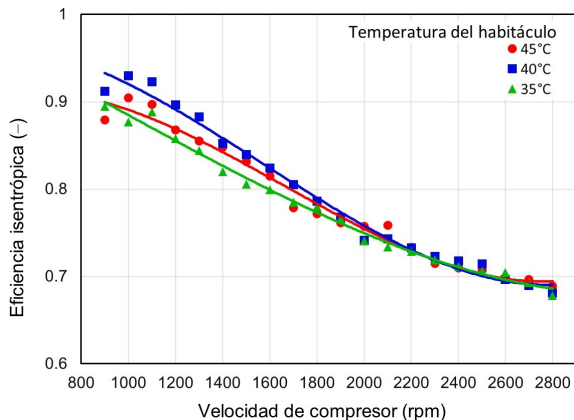


Figura 9. Eficiencia isentrópica en función de la velocidad del compresor.

Desde el punto de vista termodinámico, la disminución de la eficiencia isentrópica está asociada al incremento de irreversibilidades internas, tales como la fricción, las turbulencias y las pérdidas térmicas, las cuales se intensifican con el aumento de la velocidad de operación del compresor.

Al incrementar la temperatura del habitáculo de 40 a 45 °C, las eficiencias tienden a ser ligeramente menores en un 2.7 % a 1000 rpm y en un 1 % a 2800 rpm. Al incrementar la temperatura del aire que atraviesa el evaporador, también se incrementan la temperatura y la presión de evaporación del refrigerante, aumentando las pérdidas por caídas de presión y en forma de calor.

Con el fin de proporcionar una función matemática sencilla para estimar la eficiencia del compresor bajo diferentes condiciones de trabajo, se realizó una regresión lineal que correlaciona la eficiencia isentrópica con la velocidad del compresor (ω_{comp}) y la relación de presiones (RP), según la Ecuación (16).

$$\eta_{iso} = 1.1905 + 0.000071\omega_{comp} - 0.1295RP \quad (16)$$

La Figura 10 ilustra la comparación entre los valores experimentales de la eficiencia isentrópica y los valores calculados a partir de la correlación (16). Los resultados muestran un buen ajuste de todos los puntos, con una desviación máxima de $\pm 7\%$ y con un coeficiente de correlación r^2 de 0.914. La correlación obtenida se puede utilizar para modelar el comportamiento del compresor en sistemas A/C automotrices y predecir el consumo energético del compresor.

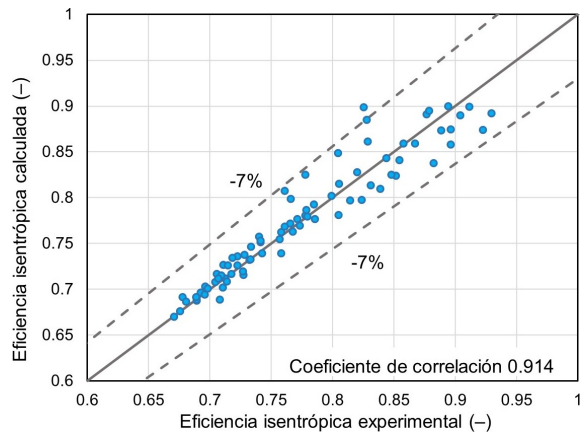


Figura 10. Comparación de los valores experimentales y calculados de la eficiencia isentrópica del compresor.

3.1.5. Eficiencia volumétrica del compresor

La Figura 11 muestra que, a medida que se incrementa la velocidad de giro del compresor, la eficiencia volumétrica disminuye. Para una temperatura de habitáculo de 35 °C, la eficiencia volumétrica disminuye en un 44 % en el intervalo de 900 a 2800 rpm;

resultados similares también se reportaron en [33]. Este comportamiento puede atribuirse al incremento de fugas internas, pérdidas por recirculación y efectos de compresibilidad del refrigerante, los cuales se vuelven más significativos a altas velocidades, reduciendo la capacidad efectiva de succión del compresor.

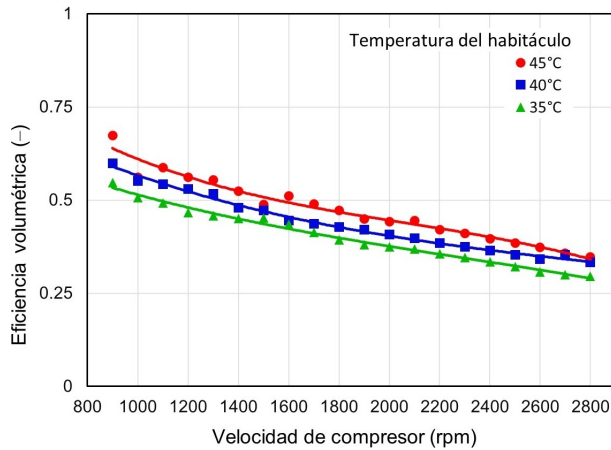


Figura 11. Eficiencia volumétrica en función de la velocidad del compresor.

El aumento de 5 °C en la temperatura del habitáculo muestra un incremento en la eficiencia volumétrica de 9.5 % y 12.6 % para 900 y 2800 rpm, respectivamente. Este comportamiento se debe a que el compresor se calienta por efecto del proceso de compresión del refrigerante y por la fricción entre los componentes mecánicos. Al aumentar la velocidad del compresor, también se incrementa el calor generado. Este calor es transferido a la carcasa del compresor y a los ductos de succión y descarga; consecuentemente, el refrigerante se expande y reduce su densidad; como resultado, el compresor es capaz de impulsar menos refrigerante. Por otro lado, en los compresores existe una diferencia de presiones entre la succión y la descarga; esto genera fugas de alrededor del 4.80 % en el área donde se asientan las válvulas [33]. Este efecto es más crítico cuando la velocidad de giro del compresor aumenta, puesto que la relación de presiones (RP) también incrementa. De manera similar a las válvulas, la RP produce mayores pérdidas de presión entre la pared del cilindro y el pistón, afectando negativamente la eficiencia volumétrica [32]. Otro factor que influye sobre la eficiencia ocurre en el proceso de compresión; una pequeña parte del refrigerante tiende a condensarse durante la compresión y vuelve a evaporarse durante la succión, lo que genera la aparición de partículas líquidas que aumentan el volumen muerto dentro del cilindro. A este efecto se lo considera como masa recirculante [33].

Para determinar una correlación para la eficiencia volumétrica del compresor, se realizó una regresión en términos de la velocidad del compresor (ω_{comp}), la

relación de presiones (RP), la temperatura de evaporación ($T_{sat, evap}$) y el sobrecalentamiento del refrigerante a la salida del evaporador (SH), según la Ecuación (17). Se considera la $T_{sat, evap}$ y el SH en la correlación porque la densidad del refrigerante cambia en la succión del compresor, afectando directamente al flujo másico trasegado y, en consecuencia, a la eficiencia volumétrica. Cuando el sistema trabaja con altos valores de SH, la densidad varía para la misma presión de evaporación; por lo tanto, no es suficiente considerar solo la RP, sino incluir el SH y la $T_{sat, evap}$ en la ecuación.

$$\eta_v = 0.2576 + 0.000056 \omega_{comp} - 0.0797 RP + 0.01881 T_{sat, evap} + 0.01908 SH \quad (17)$$

La Figura 12 ilustra la comparación entre los valores experimentales de la eficiencia volumétrica y los valores calculados a partir de la correlación (17).

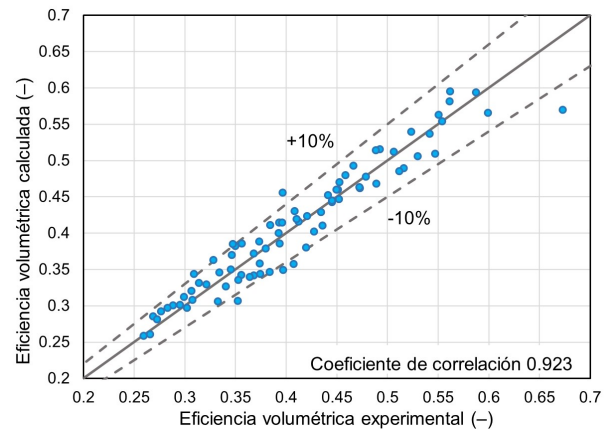


Figura 12. Comparación de los valores experimentales y calculados de la eficiencia volumétrica del compresor.

Los resultados muestran un buen ajuste de todos los puntos, con una desviación máxima de $\pm 10\%$ y con un coeficiente de correlación r^2 de 0.923. La correlación obtenida se puede utilizar para modelar el comportamiento del compresor en sistemas A/C automotrices y predecir el flujo másico trasegado por el compresor.

3.2. Rendimiento del sistema A/C automotriz

3.2.1. Capacidad de enfriamiento

La Figura 13 muestra que, a medida que se incrementa la velocidad de giro del compresor, la capacidad frigorífica aumenta.

Para una temperatura del habitáculo de 40 °C, al aumentar la velocidad del compresor de 900 a 2800 rpm, la capacidad frigorífica aumenta en un 24.3

%, mientras que, a una temperatura de 35 °C, el incremento es del 22.4 %. El incremento de la velocidad del compresor provoca que más refrigerante circule por el evaporador.

La temperatura del habitáculo también influye en la capacidad frigorífica; se tienen mayores capacidades frigoríficas cuando la temperatura en el habitáculo se incrementa debido al mayor flujo másico (ver Figura 7); resultados similares se reportan en [32] y [34].

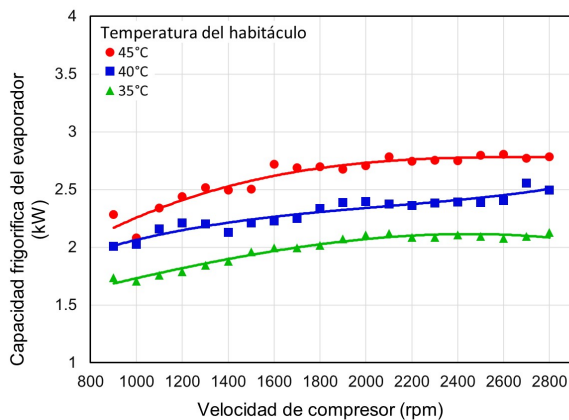


Figura 13. Capacidad de enfriamiento en función de la velocidad del compresor.

3.2.2. Coeficiente de desempeño COP

La Figura 14 muestra que, para una temperatura de 35 °C en el habitáculo, el COP disminuye hasta un 61.27 % cuando se incrementa la velocidad de giro del compresor de 900 a 2800 rpm; si bien se mejora la capacidad frigorífica a una mayor velocidad de giro del compresor, la potencia consumida también experimenta un incremento significativo, reduciendo así el COP del sistema.

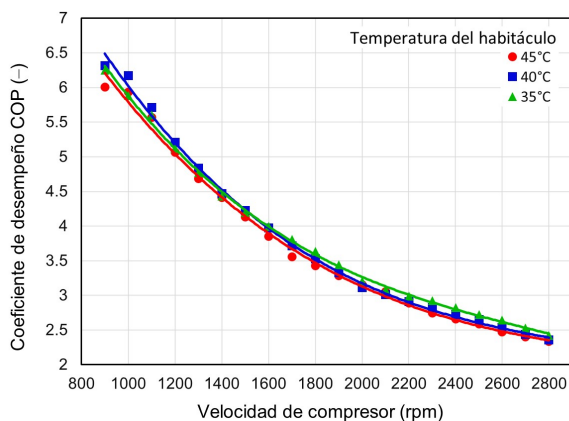


Figura 14. COP en función de la velocidad del compresor.

A mayor velocidad, existen mayores pérdidas de energía por la fricción en los componentes móviles del

compresor, lo que disminuye el COP [9]. Al incrementar la temperatura del habitáculo de 40 °C a 45 °C, el COP disminuye en un 4.86 % a 900 rpm y en un 1.02 % a 2800 rpm. Sin embargo, el efecto de la temperatura del habitáculo sobre el COP es menor que el observado en la capacidad frigorífica y en el consumo de potencia del compresor.

3.2.3. Consumo de combustible

La Figura 15 muestra que el consumo de combustible estimado aumenta cuando la velocidad del compresor es mayor; para una temperatura de 45 °C, el consumo se incrementa en un 213 % de 900 a 2800 rpm, debido a que el compresor está impulsando una mayor cantidad de refrigerante.

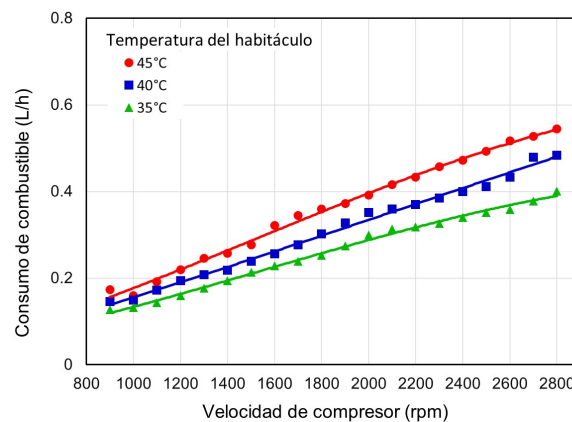


Figura 15. Consumo de combustible del sistema A/C automotriz en función de la velocidad del compresor.

Cuando se eleva la temperatura del habitáculo, el consumo de combustible incrementa. Para una velocidad de 2800 rpm (condiciones de carretera), el consumo aumenta de 0.40 L/h a 35 °C a 0.54 L/h a 45 °C; resultados similares se reportaron en [35].

4. Conclusiones

El incremento de la velocidad del compresor aumenta el flujo másico de refrigerante, mejorando la capacidad para transferir calor dentro del vehículo; sin embargo, la demanda de energía es mayor, lo que incrementa el consumo de potencia y el consumo de combustible.

Para una temperatura de habitáculo de 35 °C, cuando la velocidad del compresor aumenta de 900 a 2800 rpm, el flujo másico de refrigerante incrementa en un 50.3 %, el consumo de potencia incrementa de 0.287 a 0.878 kW, la eficiencia isentrópica del compresor disminuye en un 22.66 % y la eficiencia volumétrica del compresor disminuye en un 44 %.

La temperatura de descarga del compresor incrementa a mayores velocidades de giro, llegando a superar los 80 °C.

Para una temperatura de habitáculo de 35 °C, cuando la velocidad del compresor aumenta de 900 a 2800 rpm, la capacidad frigorífica incrementa en un 22.4 % y el COP del sistema disminuye hasta un 61.27 %. A pesar de que se mejora la capacidad frigorífica a una mayor velocidad de giro del compresor, la potencia consumida también experimenta un incremento significativo, reduciendo así el COP del sistema.

El consumo de combustible se incrementa al doble cuando la velocidad del compresor aumenta de 900 a 2800 rpm con una temperatura de habitáculo de 45 °C, con un consumo instantáneo de 0.54 L/h.

Rol de los autores

- **Iván M. Ashqui-Cuvi:** curación de datos, análisis formal, validación, escritura – borrador original.
- **Klever S. Morales-Morales:** curación de datos, análisis formal, validación, escritura – borrador original.
- **Daniela C. Vásconez-Núñez:** conceptualización, investigación, metodología, supervisión, escritura – revisión y edición análisis de resultados.
- **Fernando M. Tello-Oquendo:** conceptualización, investigación, metodología, supervisión, escritura – revisión y edición análisis de resultados.
- **Fabián C. Gunsha-Maji:** curación de datos, análisis formal y metodología.

Referencias

- [1] ANSI/ASHRAE, *ANSI/ASHRAE Standard 55-2017: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ASHRAE Std., 2017, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r1>
- [2] Y. A. Cengel, M. A. Boles, and M. Kanoglu, *Termodinámica*, 9th ed. Madrid: McGraw-Hill Education, 2019. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r2>
- [3] R. Mcenaney, D. E. C. Boewe, J. M. Yin, Y. C. Park, C. Bullard, and P. S. Hrnjak, “Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R134A,” in *Semantic Scholar*, 1998. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r3>
- [4] Z. Diao, Y. Zhang, C. Li, X. Liu, and Z. Liu, “Dynamic characteristics of an automotive air-conditioning electromagnetic clutch,” *Processes*, vol. 12, no. 1, p. 80, Dec. 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.3390/pr12010080>
- [5] S. Vashisht and D. Rakshit, “Recent advances and sustainable solutions in automobile air conditioning systems,” *Journal of Cleaner Production*, vol. 329, p. 129754, Dec. 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129754>
- [6] NREL, “Significant fuel savings and emission reductions by improving vehicle air conditioning,” National Renewable Energy Laboratory, Tech. Rep., 2004, presented at the 15th Annual Earth Technologies Forum and Mobile Air Conditioning Summit. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r6>
- [7] S. P. Datta, P. K. Das, and S. Mukhopadhyay, “Effect of refrigerant charge, compressor speed and air flow through the evaporator on the performance of an automotive air conditioning system,” *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference (IRACC)*, 2014, paper No. 2399. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r7>
- [8] M. Macagnan, J. Copetti, R. Souza, R. Reichert, and M. Amaro, “Analysis of the influence of refrigerant charge and compressor duty cycle in an automotive air conditioning system,” in *Conference: 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)*, 12 2013. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r8>
- [9] A. Gomaa, “Performance characteristics of automotive air conditioning system with refrigerant R134a and its alternatives,” *International Journal of Energy and Power Engineering*, vol. 4, no. 3, p. 168, 2015. [Online]. Available: <https://doi.org/10.11648/j.ijep.20150403.15>
- [10] T. Lee, K.-H. Shin, J. Kim, D. Jung, and J.-H. Kim, “Design optimization of external variable displacement compressor with R1234yf for vehicle air conditioning system,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 198, p. 117493, Nov. 2021. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117493>
- [11] R.-F. Horng, Y.-P. Chang, and S.-C. Wu, “Investigation on the production of hydrogen rich gas in a plasma converter for motorcycle applications,” *Energy Conversion and Management*, vol. 47, no. 15-16, pp. 2155–2166, 2006. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.010>
- [12] A. K. S. Al-Sayyab, J. Navarro-Esbrí, A. Barragán-Cervera, and A. Mota-Babiloni, “Effect of compressor speed on heat pump performance with climate-friendly refrigerants,”

- International Journal of Refrigeration*, vol. 177, pp. 296–304, 2025. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2025.05.027>
- [13] A. Alkan and M. S. İnan, “Experimental investigation of the effects of compressor types on the performance of an automobile air conditioning system using R1234yf,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 155, pp. 58–66, Nov. 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.09.004>
- [14] N. N. M. Zawawi, A. R. M. Aminullah, W. H. Azmi, and H. M. Ali, “Performance comparison of electric vehicle air-conditioning system using R1234yf with various compressor lubricants,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 288, p. 129652, Mar. 2026. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129652>
- [15] K. Zhang, D. Wu, K. Xu, and F. Zhan, “Design method for improving the electromagnetic and temperature performance of the four-way valve,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 154, pp. 19–32, Oct. 2023. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2023.07.018>
- [16] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment (SI Edition)*. Atlanta, GA, USA: ASHRAE, 2024. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r16>
- [17] SIEMENS, *Ayuda en pantalla de LOGO Soft Comfort*, Siemens AG, 2022, software documentation / online help. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r17>
- [18] ISO/IEC, *ISO/IEC Guide 98-1:2024 — Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement — Part 1: Introduction*, ISO Std., 2024. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r18>
- [19] ISO, *ISO/IEC Guide 99:2007: International Vocabulary of Metrology — Basic and General Concepts and Associated Terms (VIM)*, ISO Std., 2007, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r19>
- [20] International Electrotechnical Commission (IEC), *IEC 60751:2022: Industrial Platinum Resistance Thermometers and Platinum Temperature Sensors*, IEC Std., 2022, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r20>
- [21] —, *IEC 62828-2:2017: Reference Conditions and Procedures for Testing Industrial and Process Measurement Transmitters — Part 2: Specific Procedures for Pressure Transmitters*, IEC Std., 2017, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r21>
- [22] J. A. Chica Yuqui and M. P. Vinuesa Cisneros, “Estudio de la influencia de la radiación solar en el calentamiento de vehículos tipo SUV,” Riobamba, Ecuador, 2023. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r23>
- [23] J. Trujillo Tello, C. Machado Solís, D. Vásquez Núñez, and F. Tello Oquendo, “Analysis of the thermal behavior of a vehicle cabin using a dynamic thermal model,” *The Ecuadorian Journal of S.T.E.A.M.*, vol. 2, no. 4, pp. 1204–1217, 2021, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://doi.org/10.18502/epoch.v2i4.11747>
- [24] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP, Version 9.0*, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD Std., 2010, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r24>
- [25] European Committee for Standardization (CEN), *EN 13771-1:2017: Compressors and Condensing Units for Refrigeration — Performance Testing and Test Methods — Part 1: Refrigerant Compressors*, CEN Std., 2017, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r25>
- [26] G. F. Nellis and S. A. Klein, *Heat Transfer*. New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2009, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r26>
- [27] E. Granryd, I. Ekroth, P. Lundqvist, Å. Melinder, B. Palm, and P. Rohlin, *Refrigerating Engineering*. Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology (KTH), 2003. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r27>
- [28] E. A. Llanes Cedeño, J. B. Carguachi-Caizatoa, and J. C. Rocha-Hoyos, “Evaluación energética y exergética en un motor de combustión interna ciclo Otto de 1.6l,” *Enfoque UTE*, vol. 9, no. 4, pp. 221–232, Dec. 2018. [Online]. Available: <http://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n4.365>
- [29] Megadyne, *Saving Energy with Efficient Belt Drives*. MegadyneGroup, 2025, e-book, Accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r29>
- [30] D. C. Vásquez Núñez, “Desarrollo de un modelo para el cálculo del consumo de climatización en vehículos de pasajeros urbanos.” Ph.D. dissertation, Universitat Politècnica de Valencia, 2019. [Online]. Available: <http://doi.org/10.4995/Thesis/10251/121133>

- [31] J. M. Mantilla González, B. J. Aguirre Junco, and S. P. L. Andrés, “Experimental evaluation of a spark-ignited engine using biogas as fuel,” *Ingeniería e Investigación*, vol. 28, no. 2, pp. 131–141, 2008, accessed: 2026-05-19. [Online]. Available: <https://upsalesiana.ec/ing36ar7r31>
- [32] J.M. Belman-Flores, J.M. Barroso-Maldondao, J.M. Mendoza-Miranda, A. Gallegos-Muñoz, J.M. Riesco Ávila, and C. Rubio-Maya, “Simulación energética de un aire acondicionado automotriz trabajando con refrigerantes R-1234yf y R-134a,” *XIX Congreso Internacional Anual de la SOMIM*, 2013. [Online]. Available: <https://doi.org/10.13140/2.1.2061.4725>
- [33] B. Tremeac, A. K. Datta, M. Hayert, and A. Le-Bail, “Thermal stresses during freezing of a two-layer food,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 6, pp. 958–969, 2007. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.01.012>
- [34] J. Navarro-Esbrí, J. Mendoza-Miranda, A. Mota-Babiloni, A. Barragán-Cervera, and J. Belman-Flores, “Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 3, pp. 870–880, May 2013. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.12.014>
- [35] C. Ding, T. Nie, and Y. Chen, “A distribution network solid-state DC circuit breaker with current limiting function,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 986–994, Apr. 2022. [Online]. Available: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2021.11.052>