



**Estudio del sistema de turbo-alimentación para motor Ford EcoBoost 1.6 GTDI operando
con mezclas aire-gas natural**

Juan David Carvajal Cortés

Trabajo de grado presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor

Iván Darío Bedoya Caro, Doctor (PhD) en Ingeniería Mecánica

Universidad de Antioquia
Facultad de Ingeniería
Ingeniería Mecánica
Medellín, Antioquia, Colombia
2021

Cita	Carvajal Cortés [1]
Referencia	[1] Carvajal Cortés, “Estudio del sistema de turbo-alimentación para motor Ford EcoBoost 1.6 GTDI operando con mezclas aire-gas natural”, Trabajo de grado profesional, Ingeniería Mecánica, Universidad de Antioquia, Medellín, Antioquia, Colombia, 2021.
Estilo IEEE (2020)	



Grupo de Investigación Ciencia y Tecnología del Gas y Uso Racional de la Energía (GASURE).



Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

Rector: John Jairo Arboleda Céspedes

Decano/Director: Jesús Francisco Vargas Bonilla

Jefe departamento: Pedro León Simanca

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Dedicatoria

Este trabajo de grado va dedicado a mi madre Diana P. Cortés, a mi hermana Laura M. Carvajal y a mi padre Juan F. Carvajal por su apoyo incondicional.

Agradecimientos

Agradezco a todos los profesores que me ofrecieron sus conocimientos en mi pregrado, a mis compañeros del grupo de investigación GASURE, a mi profesor y asesor Iván Bedoya por su paciencia y por haberme brindado la asesoría para lograr los objetivos de este trabajo, a mi niño Simón por su compañía y a mi familia por no dejarme desistir.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	12
ABSTRACT	13
I. INTRODUCCIÓN	14
II. OBJETIVOS.....	18
III. MARCO TEÓRICO	19
3.1. Pérdida de potencia por altura sobre el nivel del mar en un motor	19
3.2. Pérdida de potencia por el uso de gas natural en un motor de combustión	20
3.3. Limitaciones de potencia causadas por “Knocking” o “Super-Knocking”	21
3.4. Descripción del gas natural.....	23
3.5. Métodos de sobrealimentación más comunes	25
3.5.1. Sobrealimentación mecánica (supercargador)	25
3.5.2. Turboalimentación	25
3.6. Generalidades de la Turboalimentación	26
3.7. Sistema general de sistema de Turboalimentación para aplicaciones automotrices	27
3.7.1. Islas de eficiencia	28
3.7.2. Caudal de masa.....	28
3.7.3. Velocidad de Turbo.....	29
3.7.4. Línea de estrangulamiento	29
3.7.5. Línea de sobretensión.....	29
3.8. Importancia de la Turboalimentación.....	30
3.9. Elementos esenciales de turboalimentación	30
3.9.1. Válvula de descarga “Waste gate”	31
3.9.2. Turbinas de geometría variable “Variable Geometry Turbines” (VGT).....	31
3.9.3. Sistemas de enfriamiento para reducir el “knocking” o golpeteo	32

3.9.4.	Válvulas de recirculación para gases de escape (EGR)	34
3.10.	Desventajas de la turboalimentación en motores de encendido provocado con inyección directa	36
IV.	ESTADO DEL ARTE DE TECNOLOGÍAS DE TURBOALIMENTACIÓN	37
4.2.	Válvulas de recirculación de gases de escape refrigeradas	37
4.3.	Combustibles alternativos para motores de encendido provocado.....	39
V.	METODOLOGÍA	44
5.1.	Revisión de la información científica.....	44
5.2.	Revisión de la información ofrecida por la documentación de la página de Ford y también de sus proveedores	45
5.3.	Entrevista con personal del área de ingeniería de Ford	45
5.4.	Búsqueda en USPTO	45
5.5.	Descripción del banco de ensayos	46
5.6.	Descripción del funcionamiento del banco de ensayos:.....	47
5.7.	Principio de funcionamiento de los componentes del sistema de turboalimentación	47
5.8.	Revisión general de los balances de masa y energía de un turbocompresor	48
5.8.1.	Balance de energía en etapa de compresión del gas:	49
5.8.2.	Especificaciones motor Ecoboost 1.6L GTDI.....	51
VI.	RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	54
6.1.	Resultados para la revisión de la información.....	54
6.2.	Lista de fuentes Scopus y no scopus empleados para la revisión de la documentación..	56
6.3.	Descripción y operación de componentes del turbo de manera individual y combinada	59
6.4.	Elementos de sistema de turboalimentación del banco de pruebas	59
6.4.1.	Turbocompresor	61
6.4.2.	Sistema de enfriador del aire de carga (CAC).....	62
6.4.3.	Sensor de presión barométrica (BARO).....	62

6.4.4.	Control del actuador del cuerpo de la mariposa	62
6.4.5.	Válvula de ventilación del canister de emisiones evaporativas (EVAP)	63
6.4.6.	Eyector de emisiones evaporativas	64
6.4.7.	Válvula de purga de emisiones evaporativas	65
6.4.8.	Sensor de temperatura de aire de admisión	65
6.4.9.	Sensor de presión absoluta del múltiple de admisión (MAP)	66
6.4.10.	Sensor de flujo de masa de aire (MAF)	66
6.4.11.	Filtro de partículas	66
6.4.12.	Sensor de presión de filtro de partículas (FPF)	67
6.4.13.	Turbocargador	67
6.4.14.	Sensor de presión de refuerzo del turbocargador (TCBP)	68
6.4.15.	Válvula de derivación del turbocargador	68
6.4.16.	Solenoides de la válvula de derivación del turbocargador	68
6.4.17.	Sensor de temperatura y presión de admisión del turbocargador (TCIPT)	69
6.4.18.	Solenoides del control de la válvula de descarga del turbocargador	69
6.5.	Balances de masa y energía para el sistema de turboalimentación	71
6.5.1.	Potencia y torque corregidos	72
6.5.2.	Pérdidas de presión	73
6.5.3.	Balance energético, trabajo de la turbina y del compresor	81
6.6.	Análisis de resultados	103
VII.	CONCLUSIONES	106
	REFERENCIAS	107
	ANEXOS	110

LISTA DE TABLAS

TABLA I. CARACTERÍSTICAS DEL GAS NATURAL.....	23
TABLA II COMPOSICIÓN GAS NATURAL DE MEDELLÍN	24
TABLA III ESPECIFICACIONES DE MOTOR PARA ENSAYOS CON ETANOL	41
TABLA IV COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS.....	46
TABLA V COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBOCARGADOR.....	49
TABLA VI PARÁMETROS DE DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DE MOTOR ECOBOOST 1,6L GTDI.....	51
TABLA VII FUENTES SCOPUS PARA REVISIÓN DE LA DOCUMENTACIÓN	57
TABLA VIII DOCUMENTOS NO SCOPUS PARA LA REVISIÓN DE LA DOCUMENTACIÓN.....	58
TABLA IX INSTRUCCIONES PARA ENSAMBLE Y DESARME DE SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN.....	114
TABLA X PASOS PARA LA INSPECCIÓN VISUAL DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN.....	118
TABLA XI SÍNTOMAS Y DIAGNÓSTICO PARA FALLAS DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN.....	119
TABLA XII. COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS.....	60
TABLA XIII ELEMENTOS DE LA VÁLVULA UNIDIRECCIONAL EVAP.	64
TABLA XIV ELEMENTOS DE LA VÁLVULA UNIDIRECCIONAL DOBLE.	64
TABLA XXIX CAÍDA DE PRESIÓN SEGÚN ÁNGULO DE APERTURA DE CUERPO DE ACELERACIÓN.....	81
TABLA XXXI PARÁMETROS Y VARIABLES PARA LA COMPOSICIÓN DE EQUILIBRIO.	82
TABLA XXXIII ESPECIFICACIONES DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE.	85
TABLA XXXVI PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TURBOCARGADOR Y EFICIENCIA MECÁNICA EN FUNCIÓN DE VELOCIDAD DEL MOTOR.....	90

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1. Participación porcentual por sectores en el consumo final de energía 1975-2018.	15
Fig. 2. Canasta energética del sector transporte.	15
Fig. 3. Distribución del consumo de energía por modo de transporte.	16
Fig. 4. Potencia indicada en función de la altitud para diferentes grados de sobrealimentación (p/p0).	19
Fig. 5. Comparativa eficiencia térmica y potencia de motor alimentado con GNV y Gasolina. ...	20
Fig. 6. Máxima entrega de potencia a diferentes radios equivalentes de varias mezclas de combustible.	22
Fig. 7. Configuración sistema de Sobrealimentación mecánica “supercargador”.	25
Fig. 8. Configuración sistema de turboalimentación.....	25
Fig. 9. Secuencia de operaciones en sistema de turboalimentación.....	27
Fig. 10. Mapas de operación de turbocompresor.	28
Fig. 11. Válvula de derivación "Waste gate".	31
Fig. 12. Turbina de geometría variable.	32
Fig. 13. Unidad de enfriamiento de turbo con VGT.	34
Fig. 14. Válvula EGR de baja presión.....	35
Fig. 15. Ensamble típico de válvula EGR enfriada por agua.	38
Fig. 16. Diagrama general con los componentes del banco de ensayos.....	46
Fig. 17. Diagrama ilustrativo con componentes de un sistema de turboalimentación general.	48
Fig. 18. Volumen de control del compresor.....	49
Fig. 19. Volumen de control de turbina.	50
Fig. 20. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación”.	54
Fig. 21. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación” en el título.....	55
Fig. 22. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación” en el título y en los último 5 años.....	56
Fig. 23. Componentes del sistema de turboalimentación del banco de pruebas.	59
Fig. 24. Válvula unidireccional del sistema EVAP.....	63

Fig. 25. Ensamble de la válvula unidireccional doble.....	64
Fig. 26. Componentes electrónicos del sistema del turbocargador.....	71
Fig. 27. Esquema de ciclo Brayton abierto.	71
Fig. 28. Potencia entregada por el fabricante.	72
Fig. 29. Potencia corregida para presión atmosférica en Medellín @ diferentes cargas.	73
Fig. 30. Torque corregido para presión atmosférica en Medellín.	73
Fig. 31. Esquema de filtro de aire.	74
Fig. 32. Pérdidas de presión en filtro de aire.....	74
Fig. 33. Esquema de compresor de aire.	76
Fig. 34. Esquema de intercambiador de calor Aire-Aire.....	77
Fig. 35. Pérdidas de presión en el intercambiador de calor.....	77
Fig. 36. Esquema de variación de presión según ángulo de apertura en cuerpo de aceleración. ..	78
Fig. 37. Coeficiente de descarga según ángulo en válvula mariposa.....	79
Fig. 38. Coeficiente de descarga según relación de presión de la válvula mariposa.	79
Fig. 39. Parámetros SL y B según ángulo de apertura de la válvula mariposa.	80
Fig. 40. Caída de presión vs carga.	81
Fig. 41. Comportamiento de la temperatura a la entrada de la turbina según la carga y las revoluciones.	85
Fig. 42. Temperatura de gases de combustión a la entrada de la turbina vs proporción de metano/iso-octano en combustible a 6000 rpm y 100% de carga del motor.....	87
Fig. 43. Velocidad del turbocompresor vs velocidad del motor.	87
Fig. 44. Diferentes potencias del Turbocargador según la velocidad de giro del turbocargador. .	90
Fig. 45. Mapa de operación del compresor.	92
Fig. 46. Comparación entre potencia de turbina y compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano a 25% de carga.	93
Fig. 47. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano.	93
Fig. 48. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla 100% iso-octano, 0% metano.	94
Fig. 49. Flujo másico de aire vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano.	94

Fig. 50. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.	94
Fig. 51. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.	95
Fig. 52. Flujo másico de aire vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.	95
Fig. 53. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.	95
Fig. 54. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.	96
Fig. 55. Flujo másico de aire vs velocidad del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.	96
Fig. 56. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.	96
Fig. 57. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.	97
Fig. 58. Flujo másico de aire para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.	97
Fig. 59. Variación del trabajo de la turbina con diferentes composiciones de combustible y a 100% de carga.	97
Fig. 60. Variación del trabajo del compresor con diferentes composiciones de combustible y a 100% de carga.	98
Fig. 61. Presión a la salida del compresor vs velocidad de giro del motor.	98
Fig. 62. Temperatura a la salida del compresor vs velocidad de giro del motor.	99
Fig. 63. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 25% de carga.	99
Fig. 64. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 50% de carga.	100
Fig. 65. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 75% de carga.	100
Fig. 66. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 100% de carga.	101
Fig. 67. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 25% de carga.	101
Fig. 68. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 50% de carga.	102
Fig. 69. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 75% de carga.	102
Fig. 70. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 100% de carga.	103

Fig. 71. Bloque del motor 1,6L GTDI.....	110
Fig. 72. Pistón motor 1,6L GTDI.....	110
Fig. 73. Cáster de motor 1,6L GTDI.....	111
Fig. 74. Biela del motor 1,6L GTDI.....	111
Fig. 75. Cigüeñal motor 1.6L GTDI.....	112
Fig. 76. Culata de motor 1.6L GTDI.....	112
Fig. 77. Árboles de levas de motor 1.6L GTDI.....	113
Fig. 78. Válvulas motor 1,6L GTDI.....	113
Fig. 79. Turbo de motor 1,6L GTDI.....	114

RESUMEN

Para el estudio experimental del uso de mezclas gasolina/combustibles gaseosos para la optimización del desempeño de motores de encendido provocado de alta relación de compresión turboalimentados en el sector transporte colombiano, se realizó una documentación científica para comprender el funcionamiento de los sistemas de turboalimentación y posteriormente, se realizó un estudio teórico termodinámico con balances de masas y energías de cada uno de los principales componentes del sistema, para determinar el comportamiento del turbocompresor en función de las revoluciones del motor, la carga y diferentes proporciones de mezcla de metano/iso-octano.

***Palabras clave* — Turbocargador, turboalimentación, banco de pruebas, motor a gasolina, motor operando con mezcla dual, gas natural vehicular.**

ABSTRACT

For the experimental study of the use of gasoline / gas fuels mixtures for the optimization of the performance of turbocharged high-compression ratio provoked-ignition engines in the Colombian transportation sector, a scientific documentation was carried out to understand the operation of turbocharging systems and subsequently , a theoretical thermodynamic study was carried out with mass and energy balances of each of the main components of the system, to determine the behavior of the turbocharger as a function of engine revolutions, load and different proportions of methane / iso-octane mixture .

***Keywords* — Turbocharger, turbocharging, test Bench, gasoline Engine, dual mix engine, vehicular natural gas**

I. INTRODUCCIÓN

En Colombia es necesario considerar por una parte los nuevos paradigmas de la oferta y la demanda de energía, introduciendo nuevas dimensiones de análisis que reflejen la dinámica de la política mundial, la geopolítica, la influencia financiera, los cambios de precios, las preocupaciones sobre el cambio climático y las responsabilidades ambientales y sociales de orden local y regional. Esta evolución implica cambios progresivos en la oferta y estructura de consumo final de energía, originando procesos de transición que requieren la intervención urgente y creciente de los poderes públicos.

Así, el avance de la tecnología viene facilitando un uso más productivo de los recursos energéticos, mejoras en eficiencia y descarbonización de las fuentes de energía, contribuyendo a la transición hacia un desarrollo sostenible para toda la sociedad. Esto es de particular importancia para Colombia, que viene experimentando un crecimiento dinámico del consumo final de energía, desafío que se debe resolver con abastecimiento pleno y confiable, pero con menores consecuencias para el medio ambiente. [1]

La oferta de energía primaria en Colombia está compuesta predominantemente por combustibles fósiles (carbón y petróleo), con una participación cercana al 77% del total mientras que la hidroelectricidad, el gas natural y las fuentes no convencionales de energía renovable (bagazo, biocombustibles y leña) suman el restante 23%. Al observar la evolución histórica de la oferta y la demanda de energía de nuestro país durante las últimas cuatro décadas, se evidencian fuertes cambios tanto en los usos finales de la energía como en la composición de la matriz energética de la economía. Así, en los 43 años comprendidos entre 1975 y 2018 el consumo final de energía se incrementó un 78%, pasando de 735 PJ a 1.308 PJ, que equivale a una tasa de crecimiento promedio anual de 1,81%. Este crecimiento se explica principalmente por el aumento del consumo en la industria manufacturera y en el sector transporte, que presentaron tasas promedio anuales de crecimiento del 2,4% y 5,9% respectivamente. [1]

Colombia hoy en día sigue presentando índices de aprovechamiento energético bajos ya que por cada unidad de energía que se incorpora a la economía nacional se usa únicamente alrededor del 43%. La Unidad de Planeación Minero-Energética (UPME) afirma que el sector transporte es el más importante pero un tema delicado porque refleja casi el 40% final de la energía que se gasta y es el más ineficaz de todos ya que representa una eficiencia cercana al 18% y un gran aporte al

cese de energía que alcanzan un 65% [2]. Se calcula que el sector transporte en Colombia emite el 10% de las emisiones de CO₂ y dado que la tendencia tecnológica principal en cuando a mecanismos de propulsión son los motores de combustión interna, la UPME y el Ministerio de Transporte pretenden seriamente imponer estrategias con ánimos de incrementar la eficiencia energética y el uso de combustibles con menor contenido de carbono, como lo son aquellos combustibles de contenido gaseoso [3]. En Colombia, la participación del combustible gaseoso gas natural alcanza apenas casi un 4%, siendo la gasolina y el diésel los que mayor obtienen con un 45% y 40% respectivamente [1] como se muestra en la Fig. 2. El Plan de Acción Indicativo PROURE 2017-2022 (PAI 2017-2022) de la UPME dentro de uno de sus objetivos presenta incrementar la eficiencia en el sector transporte en un 5.49% e incrementar igualmente la inserción del gas natural en transporte público de pasajeros [4].

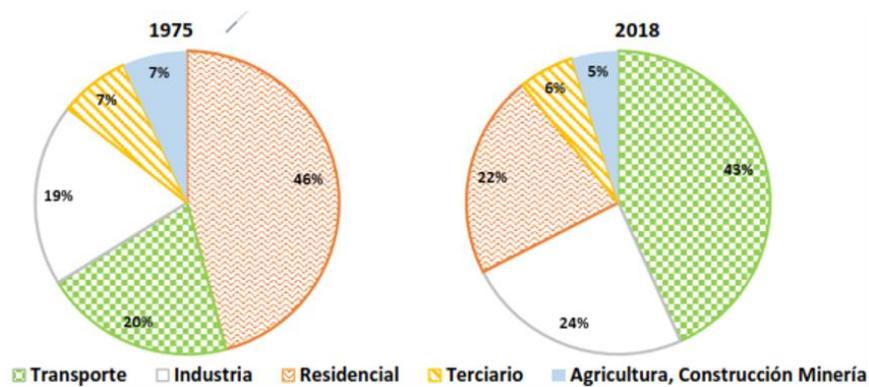


Fig. 1. Participación porcentual por sectores en el consumo final de energía 1975-2018.

Nota: Fuente [4].

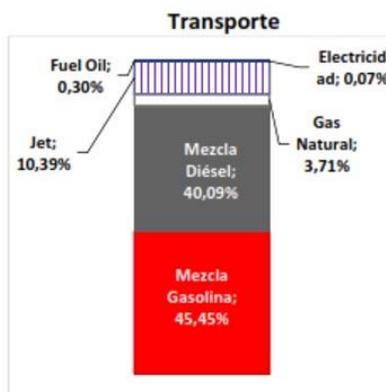


Fig. 2. Canasta energética del sector transporte.

Nota: Fuente [4].

Como se observa en la Fig. 3, la energía consumida en Colombia por sector transporte está distribuida en su mayor parte por medio de vehículos de carretera, con un 88% de participación.

Los motores de encendido provocado (MEP) en modo bi-combustible son los más usados para el uso combustibles gaseosos en transporte terrestre en Colombia. En dichos motores se utilizan dos sistemas de alimentación de combustible, uno para el combustible gaseoso y otro para la gasolina; el motor opera la mayor parte del tiempo con gas natural, o con mezclas con baja participación de gasolina.

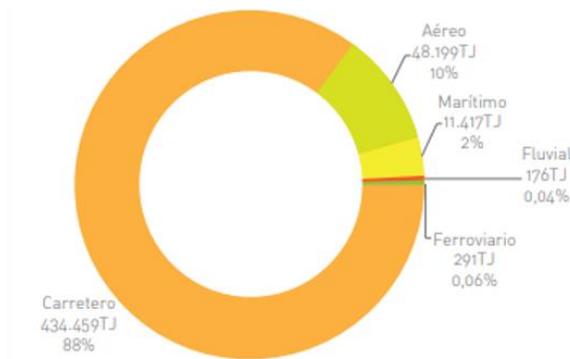


Fig. 3. Distribución del consumo de energía por modo de transporte.

Nota: Fuente [4].

La normatividad vigente para el sector transporte en los países productores de vehículos contempla la regulación de emisiones de CO₂, lo cual ha llevado a las empresas productoras a implementar estrategias en el diseño de los mismos que permitan aumentar la eficiencia de transformación energética de los vehículos, siendo la disminución de tamaño de los motores de encendido provocado (downsizing) una de las más importantes. Para lograr la misma potencia con motores más pequeños se ha implementado la turbo-alimentación, poco frecuente en generaciones previas de MEP, y el aumento de las relaciones de compresión típicas. Estas modificaciones causan un aumento de la presión y temperatura a la cual se da la combustión, aumentan las posibilidades del auto-encendido de las mezclas aire/combustible, causante del golpeteo (knocking), y demandan gasolinas con mayores octanajes. Esta tendencia es un reto para Colombia debido a que los índices de octano de nuestras mejores gasolinas están por debajo de los estándares recomendados en los países productores de MEP. Las modificaciones de diseño y constructivas de los nuevos MEP (disminución de tamaño, uso de turbo-alimentación y aumento de la relación de compresión) han traído como consecuencia la aparición de un nuevo fenómeno denominado Super-Knock, Mega-

Knock o LSPI (low-speed pre-ignition), entre otros, y el cual es el principal reto científico y tecnológico de los modernos MEP. La presencia de Super-Knock puede causar daños severos en partes vitales del motor.

El Grupo GASURE realiza actualmente un proyecto de investigación para el estudio del Super-Knock para mezclas gasolina-gas natural en el contexto colombiano, utilizando un motor de combustión interna Ford EcoBoost 1.6 GTDI en banco de ensayos con inyección de gas natural en puerto de admisión. Gracias al estudio experimental del uso de mezclas gasolina/combustibles gaseosos para la optimización del desempeño de motores de encendido provocado de alta relación de compresión turboalimentados en el sector transporte colombiano, financiado por el Comité para el Desarrollo de la Investigación (CODI), se busca brindar soporte al proyecto de investigación mencionado en cuanto al conocimiento del efecto del gas natural en el desempeño del sistema de turbo-alimentación del motor de ensayos. También busca de manera práctica-teórica buscar respuestas y soluciones a la problemática actual de eficiencia energética y de emisiones de gases contaminantes, por medio de una posible implementación de mezcla aire-gas natural a motores nuevos próximos a salir al mercado y ya existentes, buscando un equilibrio entre las mejores prestaciones y características que ofrecen los métodos de combustión para motores por encendido provocado ya implementados en el mercado como lo son los de gasolina con su gran capacidad de respuesta y los de Gas Natural Vehicular (GNV) los cuales ofrecen reducidas emisiones contaminantes.

II. OBJETIVOS

A. Objetivo general

Estudiar el efecto de las mezclas aire/gas natural en las características de operación y de diseño del sistema de turboalimentación del motor Ford EcoBoost 1.6 GTDI.

B. Objetivos específicos

Realizar la conexión física y electrónica de todas las partes que van integrados al turbocompresor para posteriormente presentar la taxonomía, subsistemas y características del mismo.

Determinar el funcionamiento del turbocompresor y de sus mapas de operación, a partir de los balances de masa y energía teóricos para mezclas aire/gas natural.

Realizar un análisis de la integración del sistema de turboalimentación a los demás sistemas que componen el motor y la celda de ensayos.

III. MARCO TEÓRICO

La máxima potencia que puede entregar un motor de combustión interna se ve limitada por la cantidad de combustible que pueda quemar eficientemente dentro de las cámaras de combustión, lo que a la vez se ve restringido por la cantidad de aire que ingresa al cilindro en cada ciclo. Si la densidad del aire próximo a ser introducido a cada cilindro puede ser incrementada debido a una compresión del gas, la máxima potencia que entrega el motor se verá incrementada y este es el propósito principal de la sobrealimentación en motores de combustión interna. [5]

3.1. Pérdida de potencia por altura sobre el nivel del mar en un motor

La disminución de la presión y la temperatura atmosférica afecta a la densidad del aire y su composición y, en consecuencia, a las prestaciones de toda máquina térmica. Este problema es más acentuado en máquinas térmicas de desplazamiento volumétrico como los motores de combustión interna alternativos, y dentro de ellos, aún más en los de aspiración natural [6].

Para compensar el efecto de falta de aire por la altitud en todo el rango de regímenes, los motores suelen equiparse con un sistema de turboalimentación capaz de compensar dicho efecto a cualquier régimen de giro, incorporando para la Zona de Regulación sistemas de control como válvula de control de flujo (“waste-gate”), turbina de geometría variable. En el caso de una ciudad como Medellín, la pérdida de presión equivale, según SAE J1349 [7], a un 15% con respecto al nivel del mar suponiendo un grado de alimentación equivalente a 1 como se indica en la Fig. 4, teniendo en cuenta una altura para Medellín promedio de 1500 msnm.

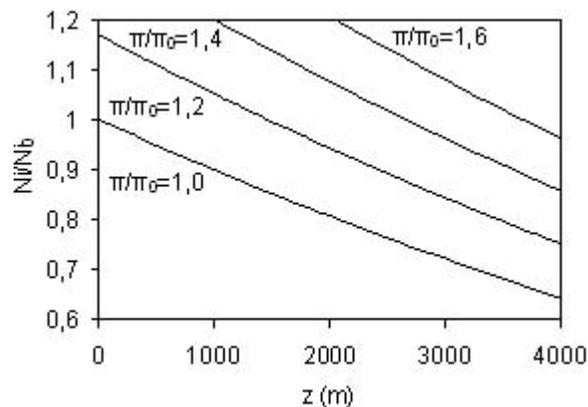


Fig. 4. Potencia indicada en función de la altitud para diferentes grados de sobrealimentación (p/p_0).

Nota: Fuente [6].

3.2. Pérdida de potencia por el uso de gas natural en un motor de combustión

En un motor con conversión de gasolina a gas natural se dan pérdidas de potencia por diversos aspectos, pero esencialmente por el desplazamiento del aire que representa este método, evitando así que más combustible pueda ser quemado en la mezcla con oxígeno.

En un estudio llevado a cabo por A. Gharehghani y cia. Se determinó el efecto del tipo de combustible; gasolina o gas natural en el equilibrio energético y exergético, así como se investigó experimentalmente el rendimiento del motor de encendido por chispa.

Los experimentos que se realizaron utilizando un motor bicomcombustible de gasolina y gas natural aspirado de cuatro cilindros con el acelerador completamente abierto, mostraron que cuando el motor se alimentaba con gasolina, la potencia de salida era más alta que la del combustible gaseoso en 4.2 kW en promedio en todo el rango de velocidad del motor como se muestra en la Fig. 5. Por otro lado, la eficiencia térmica del motor con gas natural era más alta que la de la gasolina en aproximadamente 5,4% en todo el rango de régimen del motor. Además, el combustible GNV mostró una mayor eficiencia exergética que la gasolina, y en base a estos resultados, la eficiencia del GNV fue mayor que la de la gasolina motor en un 3,18%. Esto se debió en gran parte al aumento de la temperatura de combustión en el caso del GNV. [8]

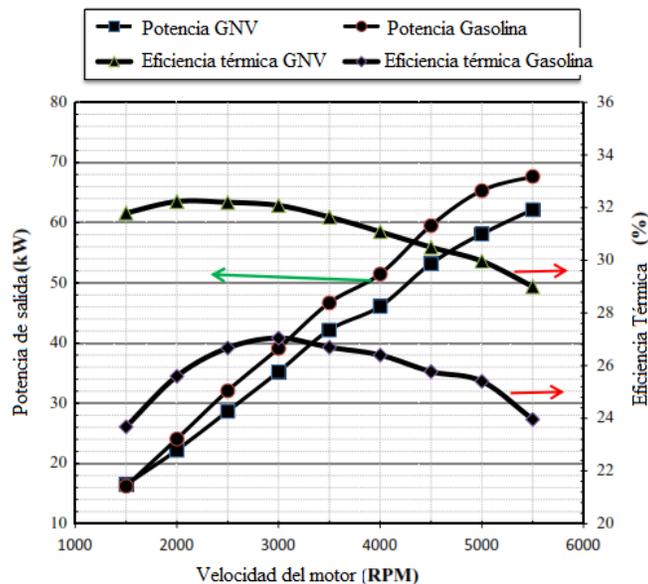


Fig. 5. Comparativa eficiencia térmica y potencia de motor alimentado con GNV y Gasolina.

Nota: Fuente [7].

3.3.Limitaciones de potencia causadas por “Knocking” o “Super-Knocking”

La sobrealimentación y la inyección directa son la principal tendencia de la tecnología de motores de gasolina. Sin embargo, la super-detonación o el “Super-Knock” tiende a ocurrir en condiciones de carga alta y baja velocidad, que es el principal obstáculo para mejorar la densidad de potencia y el ahorro de combustible.

En operaciones combinadas de calor y energía en motores de encendido provocado, los motores deben funcionar a su potencia máxima para reducir el tiempo de amortización. Debido a preocupaciones ambientales y económicas, los motores se configuran con grandes relaciones de compresión. En consecuencia, las condiciones de funcionamiento óptimas son generalmente muy cercanas a las de ocurrencia de detonación o “knocking”. La detonación se debe a la autoignición del gas por adelante de la propagación frente de llama que se da paralelamente a la chispa, esta autoignición es provocada por la presión de la misma onda generada por la chispa. En resultado de una importante disminución de la eficiencia del motor ya que la explosión no se da de forma ideal y hay un choque entre dos frentes de llama, también conlleva a un aumento de algunos contaminantes, además bajo operación de detonación se puede causar alguna destrucción dentro del motor.[9]

La tendencia a la detonación en los motores SI depende del motor y sus condiciones de diseño y funcionamiento, que influyen en el gas y su temperatura con la presión e intensidad de turbulencia en el momento de la llegada del frente de llama. Por lo tanto, la tendencia a golpear disminuye mediante reducciones en la temperatura del gas y al disminuir la temperatura del aire de entrada y / o retardar la sincronización de la chispa (S T). Sin embargo, el “Knocking” es un fenómeno que se rige por tanto el funcionamiento del motor como las propiedades del combustible; su presencia ausencia depende principalmente de la calidad antidetonante del combustible y la relación de equivalencia. [10]

En la investigación llevada a cabo por Gómez Montoya Juan P y compañía, se evaluó el efecto de la relación de equivalencia sobre la tendencia a la detonación en dos Motores de encendido por chispa (SI) alimentados con combustibles gaseosos donde los resultados experimentales en uno de los motores revelaron que una mezcla pobre reduce la detonación tendencia que permite operar los motores a un radio crítico de compresión más alto. Por el contrario, el efecto de la relación de equivalencia en la tendencia de detonación en el segundo

motor el cual era de diésel y fue transformado a encendido por chispa fue diferente ya que las mezclas aumentaron la tendencia a golpear el motor. Esta tendencia fue causada por el aumento en el porcentaje de aceleración que aumentó la presión de la mezcla al final de la carrera de compresión. Se concluyó entonces que la alta tendencia a la detonación de las mezclas magras obliga a reducir la potencia de salida para encontrar el umbral de detonación para todas las mezclas de combustible. [10] las características del gas natural vehicular y su buen comportamiento en cuanto a entrega de potencia se ven evidenciados en la gráfica siguiente (Fig. 6).

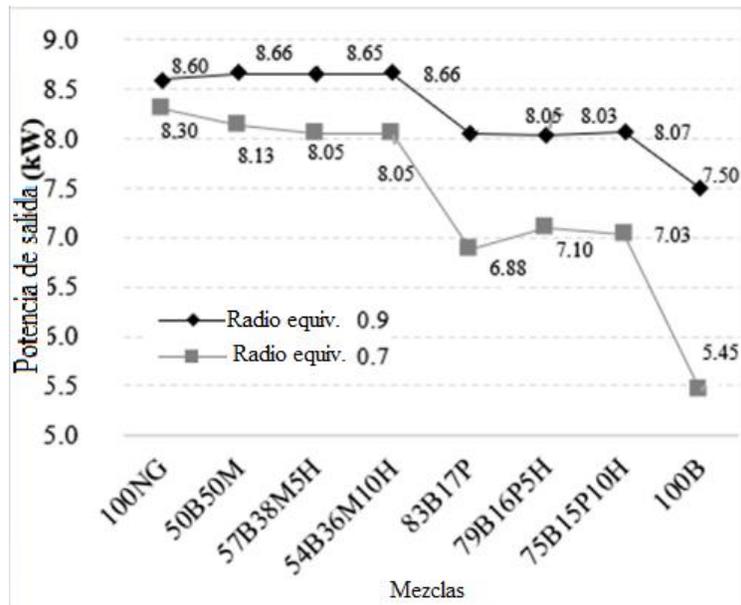


Fig. 6. Máxima entrega de potencia a diferentes radios equivalentes de varias mezclas de combustible.

Nota: Fuente [9].

La tendencia a la detonación aumenta porque el motor induce una mayor masa de aire. Este fenómeno aumenta la densidad de la mezcla, reduce la caída de presión en la carrera de entrada y aumenta la presión de la mezcla al final de la carrera de compresión. [9].

Debido a que el gas natural vehicular genera un desplazamiento del oxígeno, previene el “Knocking”, ya que este fenómeno disminuye la probabilidad de autoignición que en gran medida es causado por el gran incremento en la temperatura de la mezcla enriquecida con oxígeno, Los eventos del “Super-Knock” pueden aparecer esporádicamente con poca relación directa con los parámetros de control del motor, como el tiempo de encendido, la relación aire-combustible y la temperatura del refrigerante sino más bien con las mismas propiedades del combustible que para

el caso del GNV son diferentes a las de la gasolina empezando por el hecho de que al ser un gas no contiene azufre, el cual perturba la composición de los lubricantes generando puntos calientes por residuos que después llevan a la super-detonación. Igualmente para los métodos de detonación comunes o “Knocking” que incluyen retardar el tiempo de generación de chispas, enriquecer la mezcla y mejorar la transferencia de calor de la pared no son efectivos para evitar el “Super-Knock” pero si para el “Knocking” [11], por ende, siendo el “Super-Knock” un fenómeno que se genera previo a la chispa generalmente por un punto caliente de la mezcla y en lo que difiere con el “Knocking”, es de vital importancia entonces también para este fenómeno la composición del combustible.

3.4. Descripción del gas natural

El gas natural es un hidrocarburo formado principalmente por metano, aunque también suele contener una proporción variable de nitrógeno, etano, CO₂, H₂O, butano, propano, mercaptanos y trazas de hidrocarburos más pesados. El metano es un átomo de carbono unido a cuatro de hidrógeno (CH₄) y puede constituir hasta el 97% del gas natural. Sus propiedades se describen en la siguiente tabla. En su estado natural, el gas natural es inodoro, incoloro e insípido, sin embargo, para advertir su presencia en caso de fuga se le administra un odorífico (mercaptanos) que les da el olor característico a huevos podridos.[12]

TABLA I.
 CARACTERÍSTICAS DEL GAS NATURAL

Propiedades físicas	Propiedades químicas
Fórmula molecular	CH ₄
Peso molecular mezcla	18,2
Temperatura de ebullición a 1 atmósfera	-160,0 °C
Temperatura de fusión	-180,0 °C
Densidad de los vapores (Aire =1) a 15,5	0,61
Densidad del líquido (Agua=1) a 0°/4 °C	0,554
Relación de Expansión	1 litro de líquido se convierte en 600 litros de gas
Solubilidad en agua a 20 °C	Ligeramente soluble (de 0,1 a 1,0%)

Nota: Fuente [12]

Características más importantes:

- El gas natural se consume tal y como se encuentra en la naturaleza. Desde que se extrae de los yacimientos hasta que llega a los hogares y puntos de consumo, el gas natural no pasa por ningún proceso de transformación.
- La estructura molecular más simple del gas natural facilita que queme limpiamente, por ello su combustión no produce partículas sólidas ni azufre.
- El gas natural es una de las fuentes de energía fósiles más limpia ya que es la que emite menos gases contaminantes (SO₂, CO₂, NO_x y CH₄) por unidad de energía producida.
- Requiere ignición para su combustión
- Su densidad relativa lo hace más ligero que el aire por lo que las fugas o emisiones se disipan rápidamente en las capas superiores de la atmósfera dificultando la formación de mezclas explosivas en el aire.
- Es eficiente y abundante
- No es corrosivo. [13].

En la TABLA II se indica la Composición del gas natural entrante a la ciudad de Medellín, ya sea proveniente de Cusiana o de la Guajira:

TABLA II
COMPOSICIÓN GAS NATURAL DE MEDELLÍN

Componente	%Molar			
	Guajira	Cusiana sin tratar	Cusiana 2004	Cusiana 2012
Metano	97.76	75.68	81.90	82.19
Etano	0.38	11.15	10.50	10.43
Propano	0.2	4.7	3.70	3.59
i-Butano	0	0	0.50	0.48
n-Butano	0	2.36	0.55	0.54
i-Pentano	0	0	0.11	0.07
n-Pentano	0	0	0.07	0.05
n-Hexano	0	0	0.03	0.02
CO ₂	0.37	5.2	2.00	1.97
Oxigeno	0	0	0.00	0.00
Nitrogeno	1.29	0.91	0.64	0.65
TOTAL	100	100	99.99	99.99

Nota: Fuente [12].

3.5. Métodos de sobrealimentación más comunes

3.5.1. Sobrealimentación mecánica (supercargador)

Consiste en el accionamiento de un compresor de tornillo, paletas, o raíces que toma energía del eje del motor para ser accionado, como se muestra en la Fig. 7.

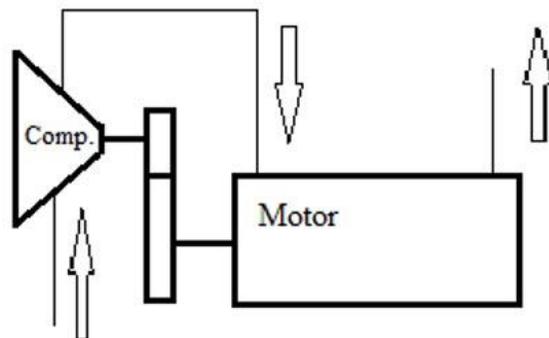


Fig. 7. Configuración sistema de Sobrealimentación mecánica “supercargador”.

3.5.2. Turboalimentación

Un compresor de aire es accionado por medio de los gases de escape, este a su vez está unido por medio de un eje a una turbina, la cual se encarga de ingresar aire limpio al cilindro con una mayor densidad y presión. [5] en la Fig. 8 se muestra la configuración para motor turboalimentado.

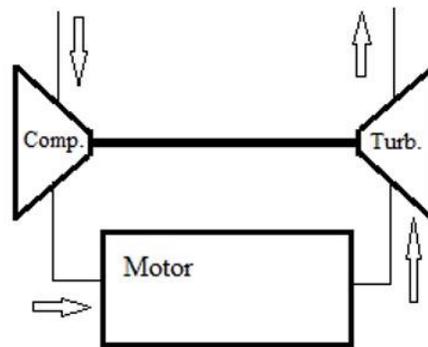


Fig. 8. Configuración sistema de turboalimentación.

Dado que un alto nivel de desempeño se pretende alcanzar con los motores “downsizing”, es decir motores de menor tamaño a los convencionales que desarrollan mayores o iguales potencia y prestaciones, un compresor accionado mecánicamente demanda mucha energía de consumo y es incompatible con el objetivo de bajos consumos, consecuentemente un sistema de turboalimentación optimizado parece ser la mejor solución. [14]

La sobrealimentación mecánica tiene una ventaja sobre la Turboalimentación y es que la entrega de potencia es inmediata y difiere en ello con el turbocompresor, en donde se presenta un retroceso llamado “turbolag” (no hay un retraso en la entrega de potencia por culpa de un turbocompresor que aún no ha logrado la carga de presión de trabajo). Por otro lado, la Turboalimentación presenta una ventaja mayor sobre la sobrealimentación mecánica gracias a que la energía tomada para funcionar no se toma directamente del motor como un accesorio que requiere consumo extra de combustible, sino que se toma de los gases de escape.

3.6.Generalidades de la Turboalimentación

Los turbocompresores son dispositivos que acoplan una turbina y un compresor por medio de un eje accionado por los gases de escape de tal forma que el incremento de la presión es proporcional a la velocidad del motor. Inventado en 1906 con el propósito de mejorar los motores diésel marinos, ha trascendido mayormente a motores de encendido por compresión y posteriormente a motores de encendido provocado ambos para vehículos. [15]

Los turbocompresores alcanzan velocidades de entre 100.000 y 200.000 rpm aproximadamente [15], y el incremento en la presión puede ir desde 20 hasta 250 kPa [16]. una compuerta móvil es empleada para modificar el flujo de gases de escape hacia la turbina, esta compuerta es regulada a su vez por la presión presente en el conducto de admisión del motor para prevenir presiones superiores a los límites establecidos por el fabricante de tal modo que se presente el “knocking” (combustión detonante) o también puede inducir a fallas estructurales en el motor. [15].

Un turbocompresor también puede ser acoplado al eje del motor, para esta configuración en diésel, se incorpora un embrague entre ambos ejes para activar el compresor a bajas rpm cuando no hay suficiente poder en la turbina. A altas rpm, el embrague desacopla los ejes y el compresor es ahora accionado por medio de los gases de escape. [15]

3.7. Sistema general de sistema de Turboalimentación para aplicaciones automotrices

- El compresor es accionado por la turbina y comprime aire limpio del ambiente
- El aire comprimido tiene una temperatura mayor a la temperatura ambiente, por lo tanto, es conducido a un intercambiador de calor donde también se disminuye su densidad.
- El aire entra a alta presión y baja temperatura en el motor, creando un ambiente ideal para la combustión.
- Los productos de combustión salen del bloque con energía cinética que es aprovechada para accionar la turbina.

A continuación, se muestra por medio de la Fig. 9 el mapa de operaciones del sistema de turboalimentación, en donde juegan un papel fundamental la relación de presión y el flujo másico de aire:

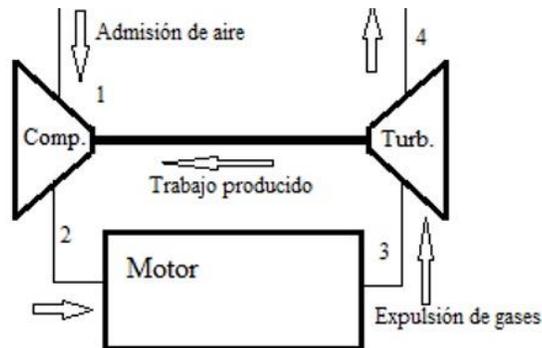


Fig. 9. Secuencia de operaciones en sistema de turboalimentación.

El mapa del compresor describe las características de rendimiento de cada compresor, incluida la eficiencia, el caudal de masa, la velocidad del turbo, la línea de estrangulamiento, la línea de sobretensión y la relación de presión. A continuación, se muestra una ilustración que identifica estos aspectos (Fig. 10).

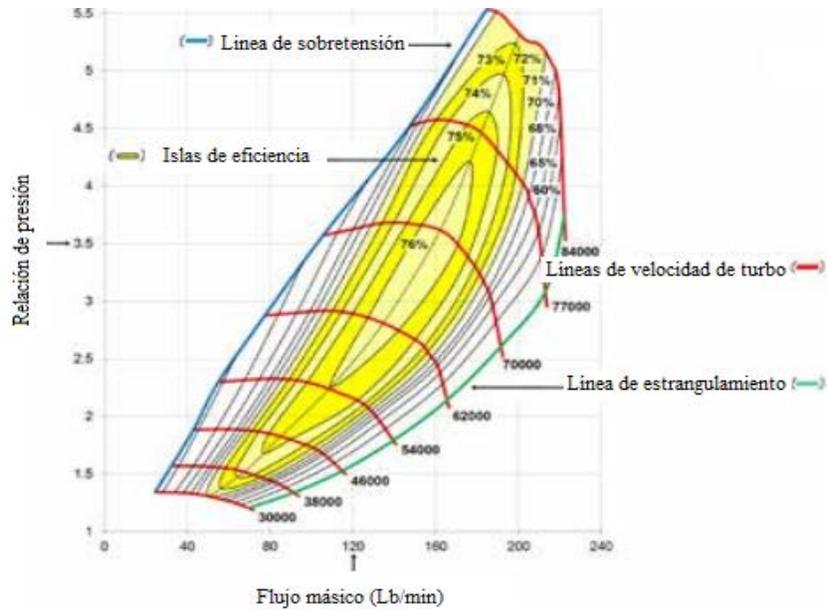


Fig. 10. Mapas de operación de turbocompresor.

Nota: adaptado de [16].

3.7.1. Islas de eficiencia

Las islas de eficiencia son regiones concéntricas que representan la eficiencia del compresor en cualquier punto del mapa. La isla más pequeña cerca del centro del mapa es la isla de eficiencia más alta o pico. A medida que los anillos se mueven fuera de allí, la eficiencia cae por la cantidad indicada hasta que se alcanzan los límites de sobretensión y estrangulación.

3.7.2. Caudal de masa

El caudal de masa es la masa de aire que fluye a través de un compresor durante un período de tiempo y se expresa en lb/min. Como regla general, los motores de gasolina turboalimentados generan de 10,0 a 11,0 caballos de fuerza por cada lb/min de flujo de aire. Por lo tanto, un motor con una potencia máxima objetivo de 400 Hp requerirá 36-40 lb/min de flujo de aire para alcanzar ese objetivo. Muchas personas utilizan caudal volumétrico (expresado en pies cúbicos por minuto, CFM o ft³/min) en lugar de caudal de masa. El caudal volumétrico se puede convertir en flujo de masa multiplicando por la densidad del aire. La densidad del aire a nivel del mar es de 0.076lb/ft³.

El flujo de masa se puede medir físicamente, pero en muchos casos es suficiente estimar el flujo de masa al elegir el turbo adecuado.

3.7.3. Velocidad de Turbo

Las líneas de velocidad del turbo son una velocidad turbo constante medida en RPM. A medida que aumenta la velocidad del turbo, aumenta la relación de presión y el flujo de masa. Las líneas de velocidad Turbo están muy juntas en el extremo derecho del mapa, lo que indica un potencial del turbo para condición de exceso de velocidad.

3.7.4. Línea de estrangulamiento

La línea de estrangulamiento es el límite de la mano derecha del mapa del compresor y se define en el punto donde la eficiencia cae por debajo del 58%. Además de la rápida caída de la eficiencia del compresor más allá de este punto, la velocidad del turbo también se acerca o supera el límite recomendado. Si su funcionamiento real o previsto está más allá de este límite, es necesario un compresor más grande.

3.7.5. Línea de sobretensión

Es el límite izquierdo del mapa del compresor y representa una región de inestabilidad de flujo. Esta región se caracteriza por un aleteo leve al impulso salvajemente fluctuante del compresor. La operación continua dentro de esta región puede conducir a un fallo prematuro del turbo debido a la carga de empuje pesado. El aumento se decaerá una vez que la velocidad del turbo finalmente se reduzca lo suficiente como para reducir el impulso y mover el punto de operación de nuevo a la región estable. Esta situación se aborda comúnmente mediante el uso de una válvula de derivación o “BOV” funciona para ventilar la presión de admisión a atmósfera de modo que el flujo de masa se baje sin problemas, manteniendo el compresor fuera de sobretensión. En el caso de una válvula de derivación de recirculación, el flujo de aire se recircula de nuevo a la entrada del compresor.[17]

3.8. Importancia de la Turboalimentación

La turboalimentación es un método extraordinario muy efectivo para incrementar la potencia de un motor de combustión interna. La Turboalimentación se ha convertido en una clave importante para las tecnologías de motores de encendido provocado alimentados tanto con combustibles líquidos como gaseosos, en respuesta a las tendencias de “downsizing” (Motores más pequeños que ofrecen iguales o mejores prestaciones) con ánimos de reducir los consumos y las emisiones contaminantes. La reducción del consumo de combustible se ha convertido así en un blanco importante para los sistemas de propulsión automotrices. En Europa los aportes tecnológicos a motores diésel han introducido al mercado el control electrónico de la inyección de combustible, y circuitos avanzados de turboalimentación que usualmente van de la mano de turbinas de geometría variable lo cual permite a estos motores alcanzar altos niveles de potencia junto con un bajo consumo de combustible y excelentes prestaciones de conducción. Sin embargo, futuros intentos para reducir aún más las emisiones contaminantes especialmente las de NO_x y PM pueden complicarse incrementando tanto el valor de producción de dichos motores como de los combustibles que requiere, pero estos mismos avances aplicados a motores encendidos por chispa reducen también significativamente el consumo de combustible especialmente en operaciones de carga parcial manteniendo los niveles de potencia específica actual pero reduciendo las emisiones de escape acompañados también de una excelente manejabilidad. [14]

3.9. Elementos esenciales de turboalimentación

Hay numerosas tecnologías que se han implementado para reducir el consumo de combustible en motores de encendido provocado tales como válvulas de geometría variable (VVT), turbocargadores, inyección directa de combustible, y válvulas de recirculación para gases de escape (EGR).[18] Para estar consecuente con las futuras regulaciones económicas el objetivo tanto para investigadores como para constructores de motores de encendido provocado es no solamente optimizar el desempeño de los motores sino también para mejorar la eficiencia de los motores empleando nuevas tecnologías como lo son “downsizing” o motores más pequeños, válvulas de geometría variable (VVT), entre otros. [19]

3.9.1. *Válvula de descarga “Waste gate”*

Es una válvula normalmente implementada en turbocargadores principalmente debido a su capacidad para trabajar a altas temperaturas. Estas válvulas han sido actualizadas para actuar no solo de forma mecánica sino también electrónica y evitan una sobrealimentación excesiva por parte de la turbina al compresor, desviando el flujo de los gases de escape por un lado de la turbina. Estas válvulas presentan bajo costo y alta efectividad optimizando la labor del turbocompresor. [14]

La mayor importancia de la válvula de derivación radica en que uno de los problemas más grandes que se presenta al momento de conectar un turbocompresor a un motor de combustión interna es que el flujo másico que pasa por la turbina puede ser incrementado únicamente incrementando la presión del sistema, es decir, la velocidad de rotación de la turbina como tal depende de su propio flujo másico y por ende el incremento en la velocidad del pistón conduce a unos flujos másicos más elevados a la salida, este resultado produce una mayor presión en la entrada de la turbina causando en el motor una cantidad excesiva de entalpia causando problemas a altas revoluciones, por esto haciendo un “bypass” del flujo másico a la entrada de la turbina como se observa en la Fig. 11 se considera la mejor solución a dicho inconveniente.[20]

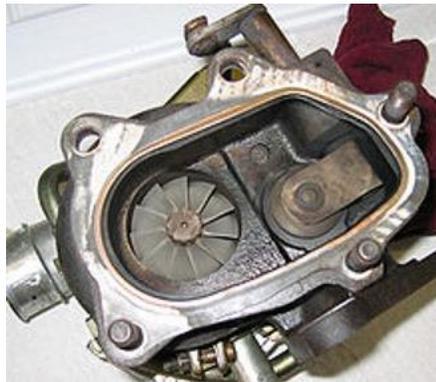


Fig. 11. Válvula de derivación "Waste gate".

Nota: Fuente [13].

3.9.2. *Turbinas de geometría variable “Variable Geometry Turbines” (VGT)*

Son ampliamente usadas en motores de encendido por compresión turbocargados, pero presentan problemas mayormente relacionados con el sistema de escape, dicho inconveniente debe

ser de igual forma solucionado en motores de encendido provocado. [14] Se usan con ánimos de presentar una alternativa al problema de la sobrealimentación excesiva solucionada previamente por la válvula de derivación, pero de una manera más eficiente y mejor ya que es capaz de acomodar el flujo másico de los gases de escape sin tener que presentar cambios en la relación de presión de la turbina. Esta solución es teórica y lógicamente superior ya que al eliminar el “bypass” los gases de escape alcanzan una mayor y más completa expansión dentro de la turbina para alcanzar así un mayor y más efectiva relación de compresión del motor. En las turbinas de geometría variable se modifica la geometría de la turbina para dejar pasar mayor o menor flujo másico dependiendo de las exigencias del motor en tiempo real [21].

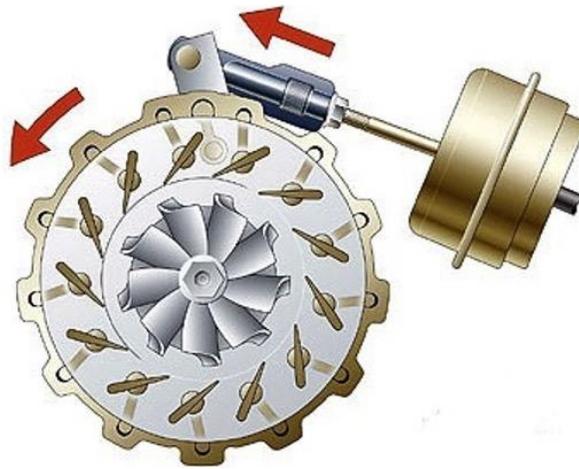


Fig. 12. Turbina de geometría variable.

Nota: Fuente [21]

3.9.3. *Sistemas de enfriamiento para reducir el “knocking” o golpeteo*

La diferencia más importante entre los motores turbocargados de gasolina y diésel es el fenómeno de golpeteo que se presenta en el de gasolina, el cual es un fenómeno anormal que se da en el momento de propagación de un frente de llama incorrecto ya que es la liberación rápida de una gran cantidad de energía a destiempo dentro de la cámara de combustión causando repetidas y frecuentes ondas de presión. Cuando la mezcla de aire combustible es comprimida a una presión suficiente tal que la temperatura se eleve también hasta cierto punto, la autoignición aparece. Uno de los métodos empleados para mitigar este problema son los Inter enfriadores, sin embargo, la experiencia muestra que no siempre es suficiente. Muchas veces esto conduce a que la mitigación

de este problema sea la reducción en la relación de compresión del motor lo cual genera una percepción negativa de que la turboalimentación es menos efectiva que el sistema de aspiración natural y se afirma por lo tanto que esta reducción en la relación de compresión conlleva a su vez a unos índices de consumo de combustibles mayores. Esta observación sin embargo aplica estrictamente a la eficiencia termodinámica del pistón y del motor que únicamente están ligados a la relación de compresión, más allá de la eficiencia térmica del motor turbocargado la cual también depende de la expansión dentro de la turbina.

El problema presentado anteriormente sugiere entonces posibles soluciones para desbloquear el potencial del sistema de turboalimentación en motores de encendido provocado, el cual puede estar en el control de la temperatura de la mezcla a la entrada del cilindro.[20]

En 2006 por ejemplo se desarrolló un estudio para analizar los efectos de un sistema de turboalimentación de dos etapas con Inter enfriamiento e intercambiador de calor para un turbocompresor con turbina de geometría variable y se obtuvieron resultados exitosos en donde se evidencio que efectivamente estos dos componentes (enfriamiento y VGT) pueden ir de la mano logrando una alta relación de expansión en motores de encendido provocado superando igualmente la tendencia del golpeteo ya que las temperaturas alcanzadas del gas a la entrada del motor es casi igual a la temperatura ambiente. [20] hoy en día se presentan además otros métodos para enfriamiento del flujo entrante a la cámara de combustión como lo es la misma inyección directa de gasolina, válvulas de recirculación EGR o incluso inyección de pequeñas cantidades de agua. En la siguiente gráfica (Fig. 13) se esquematiza dicho sistema.

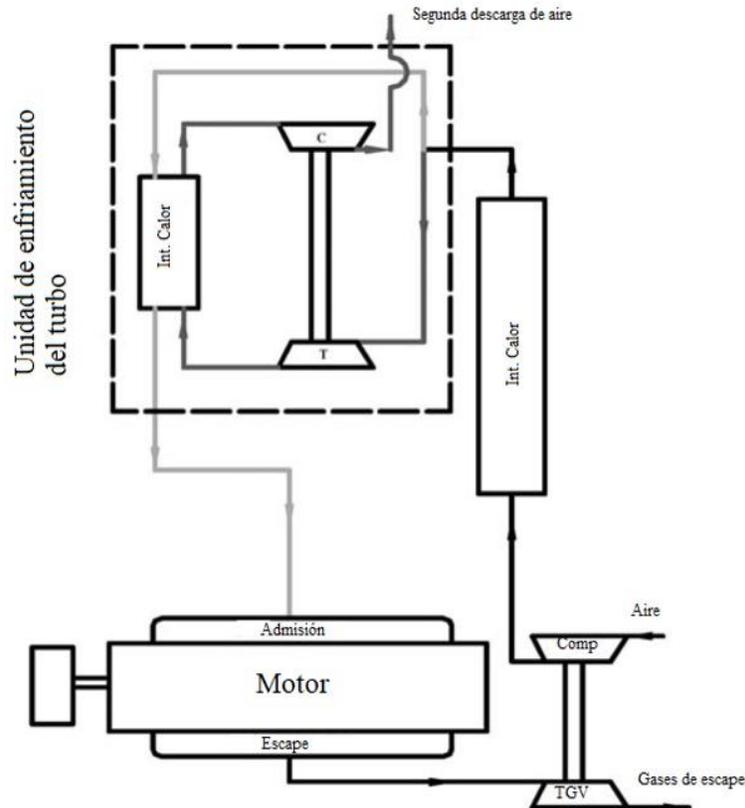


Fig. 13. Unidad de enfriamiento de turbo con VGT.

Nota: Adaptado de [20].

3.9.4. Válvulas de recirculación para gases de escape (EGR)

Para motores turbocargados es de vital importancia reducir la temperatura de entrada de los gases en el cilindro para así evitar la formación de NO_x contaminantes para el ser humano, debido a que las altas presiones generan un calor excesivo que genera dichas reacciones químicas obteniendo productos de combustión indeseados. La válvula de recirculación de gases de escape por sus siglas en inglés EGR busca reducir precisamente esa temperatura dentro de la cámara de combustión, recirculando gases de escape hacia la misma de tal forma que se evita la entrada de oxígeno extra que tiende a reaccionar produciendo NO_x al mismo tiempo que se reduce la temperatura en el cilindro.

La función de la válvula EGR es sencilla y podemos intuirlo de su propio nombre. Su labor es recircular parte de los gases que salen por el escape hacia la admisión, es decir, reintroducir el humo de la combustión del motor en los cilindros para así reducir las emisiones de óxidos de

nitrógeno (NO_x). La válvula EGR conecta los colectores de escape con los de admisión y su apertura depende de diversos parámetros que ahora conoceremos. La clave de la reducción de los óxidos de nitrógeno es el descenso de la temperatura en la cámara de combustión al recircular los gases de escape hacia ella.

En los motores más modernos, el funcionamiento de la EGR se rige por la señal de los sensores de temperatura del motor, régimen del motor y carga de aceleración. En función de estos la ECU del coche comandará la EGR, abriéndola o cerrándola. Por norma general, las EGR están abiertas (metiendo gases quemados al motor) cuando circulamos con el motor caliente, a baja carga y a regímenes de motor bajos.[22]

Las diferentes configuraciones que hay para estos sistemas pueden ser clasificados en tres familias: válvulas de recirculación de gases de escape de baja presión (LP-EGR), válvulas de recirculación de gases de escape de alta presión (HP-EGR) y válvulas de recirculación de gases de escape mixtas (MP-EGR).[18]

A continuación (Fig. 14), observamos un esquema de operación básico para una válvula EGR de baja presión el cual es ampliamente usado en los vehículos actuales.

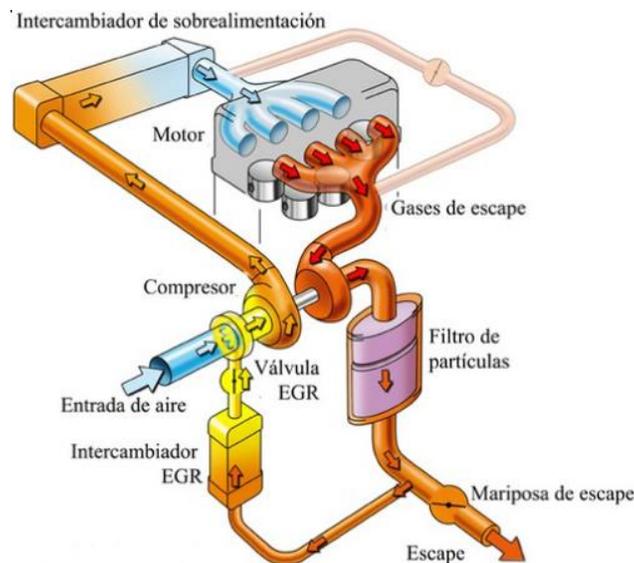


Fig. 14. Válvula EGR de baja presión.

Nota: Fuente [22].

3.10. Desventajas de la turboalimentación en motores de encendido provocado con inyección directa

En intentos por obtener un mejor desempeño y mejorar la eficiencia además de limitar el consumo de combustible y reducir las emisiones en motores modernos, se ha optado por implementar sistemas de turboalimentación en motores de gasolina de inyección directa (GDI). Estos han sido una gran alternativa acogida por grandes compañías manufactureras de automóviles, pero, por otro lado, la inyección directa deja un tiempo mucho más reducido para una correcta evaporización del combustible y para una preparación de la mezcla cercana a ideal, lo que resulta en altos índices de material particulado (PM). Dado este sustancial incremento y considerando el impacto que representa el PM en el organismo humano, las emisiones de motores turbocargados GDI necesitan ser analizadas siempre con cuidado y se deben tomar ciertas medidas o modificaciones en los motores para mitigar dichos problemas.[23].

IV. ESTADO DEL ARTE DE TECNOLOGÍAS DE TURBOALIMENTACIÓN

La combinación de turboalimentación con unas adecuadas tecnologías y estado del arte como lo son inyección directa de gasolina o actuadores para válvulas variables hacen posible la reducción de consumo de combustible mientras se mantienen emisiones bajas. En cualquier caso, la tendencia es a desarrollar cada vez más configuraciones complejas tanto en la admisión del motor como en el escape que requieren desarrollos adecuados de subsistemas con nuevas estrategias de control. [14]

4.2. Válvulas de recirculación de gases de escape refrigeradas

En primera instancia las válvulas de recirculación de gases de escape (EGR) era ampliamente utilizada únicamente en motores diésel, hoy en día es usado comúnmente también en motores de encendido provocado ya que ofrece una optimización superior en ambos en cuanto al mejoramiento de las prestaciones y la eficiencia que representan en ciertos puntos de operación. En cuestión de temperatura estas válvulas se pueden clasificar en válvulas de recirculación de gases de escape interna “hot EGR” o válvulas de recirculación de gases de escape externa “cooled EGR”. La “EGR” interna es implementada junto con sistemas “VVT” para realizar la aspiración de los gases de escape directamente desde la válvula, mientras que la “EGR” externa conduce los gases de escape a través de un circuito desde el tubo de escape hacia la admisión del motor. En este último método, los gases de escape son mezclados con el aire fresco que entra y por esta razón dichos gases de escape recirculados necesitan ser pre enfriados por medio del líquido refrigerante del motor y por esta razón esta válvula es llamada “cooled EGR” las cuales comparadas con las válvulas EGR internas son más flexibles y ofrecen la posibilidad de modificar la tasa de recirculación, así como también la temperatura de los gases de recirculación. Por este motivo estas válvulas que en su forma general se muestra en la (Fig. 15), son hoy en día ampliamente utilizadas en motores GDI turboalimentados.

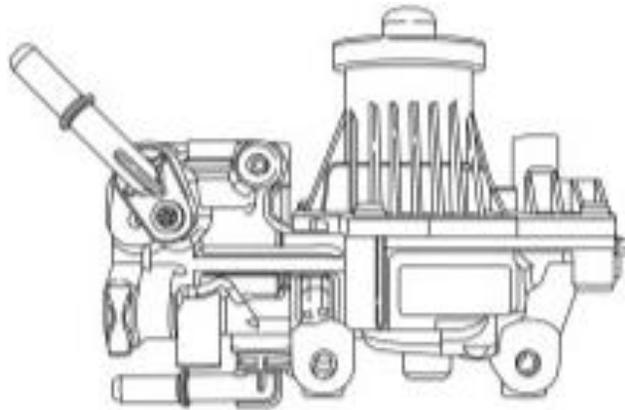


Fig. 15. Ensamble típico de válvula EGR enfriada por agua.

Nota: Fuente [32].

Los gases de recirculación son en su mayoría gases quemados en su mayoría CO_2 , N_2 y H_2O , los mayores, en donde se sabe que el CO_2 puede llegar a incrementar la capacidad calorífica de la mezcla, lo que resulta en una menor temperatura de compresión y temperatura de combustión, el CO_2 también junto con el H_2O producen desplazamiento de cierta cantidad de oxígeno en la admisión y por ende se tiene que compensar con una mayor apertura del acelerador, además la disociación endotérmica de estos dos compuestos participan activamente en la combustión. Por un lado se tiene entonces que por medio de la circulación de gases de escape se puede reducir la temperatura de combustión gracias a los efectos térmicos de incrementar la capacidad de carga de calor en la admisión y más importante aún el desplazamiento del oxígeno en la admisión obliga al motor de combustión interna a incrementar la apertura del acelerador manteniendo el torque constante y el poder de salida operando con mezcla estequiométrica, todo ello conlleva a una reducción en las pérdidas del motor produciendo una operación más eficiente. [19]

En el estudio llevado a cabo por Dengquan y compañía se llegó a las siguientes conclusiones con respecto a la válvula EGR externa refrigerada:

- La sincronización de la chispa del MBT debe avanzarse a medida que aumentan las velocidades de EGR para compensar las velocidades de combustión más lentas causadas por el efecto de enfriamiento de la EGR. Al operar a la misma tasa de EGR, el aumento de la presión de admisión requiere una sincronización de encendido MBT más avanzada en comparación con el aumento de las relaciones de compresión.

- Se pueden observar caídas significativas en la presión máxima del cilindro y la tasa de liberación de calor máxima correspondiente cuando se opera con EGR enfriado al 20%, lo que da una indicación del deterioro del rendimiento del motor. Aumento de la presión de admisión a 1,4 bar proporciona una mayor restauración de la presión del cilindro en comparación con el aumento de la relación de compresión a 10: 1 por debajo del 20% de tasa de EGR.
- A plena carga del motor, el aumento de la tasa de EGR tiene la característica desfavorable de disminuir el IMEP del motor, aumentar el ISFC y reducir la estabilidad de la combustión al aumentar el COV-IMEP (coeficiente de variación de la presión media efectiva indicada). El aumento de la compresión a 10: 1 permite operar la tasa de EGR refrigerada hasta un 10% sin perder el IMEP de salida del motor. Con una presión de entrada de 1,2 bar, se puede ampliar incluso hasta el 20% sin deterioro del IMEP. Mientras tanto, aumentar la relación de compresión o aumentar la presión de admisión puede mejorar eficazmente el rendimiento del motor de ISFC (consumo específico de combustible indicado) y COV-IMEP.
- El aumento de EGR refrigerado reduce significativamente las emisiones específicas indicadas de NOX. Considerando que la válvula EGR aumenta las emisiones de HC pero tiene menos efecto sobre las emisiones de CO. Tanto el aumento de la relación de compresión como la presión de admisión pueden aliviar el deterioro de las emisiones de HC. A una tasa de EGR del 20%, la disminución de las emisiones de HC puede alcanzar hasta el 34%. Sin embargo, el aumento de la relación de compresión y la presión de admisión producen emisiones de NOX ligeramente más altas. [19]

4.3. Combustibles alternativos para motores de encendido provocado

La demanda de combustibles para el transporte está aumentando rápidamente, principalmente impulsada por el crecimiento económico de los países no miembros de la OCDE. La mayoría de los principales actores de la energía están de acuerdo en que la demanda de energía para el transporte crecerá casi un 40% para 2040 (por ejemplo, en 2014, el pronóstico de referencia

de la Administración de Información de Energía de EE. UU. presentaba un promedio anual de 2010-2040 en todo el mundo crecimiento del 1,1% [24]). Aunque las alternativas al fósil convencional los combustibles existen hoy (por ejemplo, biocombustibles, pilas de combustible, coches eléctricos, etc.) y son probable que crezca en el futuro, la energía fósil seguirá siendo el principal habilitador del sistema de propulsión para las próximas décadas. Sin embargo, el crecimiento proyectado de la demanda de energía está desequilibrado en los combustibles ligeros, medios y pesados [25], [26]. Esto es impulsado principalmente por el creciente sector comercial, que impacta directamente en la demanda de destilados medios y pesados (queroseno, diésel, combustibles marinos).

Los combustibles alternativos están dentro de medios interesantes para alcanzar las reducciones de CO₂, en particular el uso de Gas Natural Comprimido (CNG) y Gas Licuado de Petróleo (LPG) no requieren soluciones o modificaciones tecnológicas relacionadas con el uso de motores actuales ya implementados y la característica de combustibles duales elimina problemas que tienen que ver con la actual red de cobertura global.[14]

Otra opción que hoy en día tiene mucha acogida como combustible alternativo para MEP es el hidrógeno, el cual para ser exitoso en su comercialización en un corto periodo de tiempo tiene que ofrecer prestaciones iguales o mejores a las de la gasolina con casi cero emisiones NO_x y alta eficiencia. Este logro sería posible con el uso de combustión a bajas temperaturas que súper carga una mezcla ultraligera ya que este método conlleva a emisiones con NO_x. Sin embargo, incrementar la energía de entrada al motor para mejores resultados, genera el fenómeno llamado “backfire” o explosiones traseras, el cual es indeseado ya que es un problema significativo en motores de hidrógeno. Estudios demuestran que se ha logrado reducir este efecto por medio de una compleja variación temporal de las válvulas retardando las de entrada al mismo tiempo que se logran eliminar casi por completo las emisiones de NO_x logrando una alta eficiencia dentro de los cilindros haciendo uso del “lean boosting” o turboalimentación. [27]

Cabe resaltar que este método no produce emisiones de CO₂ debido que dicho combustible no contiene ningún componente de carbono, por ende es uno de los métodos de próxima generación que más fuerza ha tomado teniendo en cuenta además que el motor de hidrogeno con mezcla externa es más eficiente y durable que el de gasolina y es considerado un proceso de rápida comercialización a bajo costo, sin embargo presenta desventajas con los sistemas de celdas de combustibles que emiten cero NO_x, y con los sistemas de gasolina porque presentan menores

prestaciones en cuanto a potencia, precisamente por lo cual se propone que sean apoyados por turbocompresor.

Con el objetivo de buscar nuevas formas de propulsión que cumplan con los requerimientos gubernamentales medioambientales que cada vez son más exigentes La SAE ha desarrollado un banco de pruebas para ensayos de combustible dual en mezcla gasolina-etanol.

Este estudio se realizó en un motor turboalimentado de cuatro cilindros y 1.6L SI equipado con un sistema de inyección directa (inyección directa de gasolina (GDI)) y con un dispositivo de sincronización variable de válvulas (VVT) de admisión. El perfil de la leva permanece sin cambios (es decir, la amplitud de elevación de la válvula). La amplitud máxima de desfase para VVT de admisión es 70°CA. Por todas las condiciones de funcionamiento del motor (velocidad y carga), se utiliza un modo de combustión homogéneo. Las principales características del motor se dan en la TABLA III.

TABLA III
ESPECIFICACIONES DE MOTOR PARA ENSAYOS CON ETANOL

Engine type	L-4
Displaced volume	1598 cc
Bore	77.0 mm
Stroke	85.8 mm
Compression ratio	10.5:1
Number of valves	16
Output power	115 kW @ 5500 rpm (or less depending on fuel used)
Exhaust Valve Opening @ 1mm	22° BTDC
Exhaust Valve Closing @ 1mm	-8° BTDC
Inlet Valve Opening @1mm	From -36° to 34° BTDC
Inlet Valve Closing @1mm	From 45 to -25° BTDC
Fuel pressure	From 50 to 120 bar depending on the operating point
Injector	BOSCH HDEV 5.1
Boosting system	Twin scroll
Engine condition	Warm (coolant & oil)

Nota: Fuente [29].

El objetivo principal de este estudio fue evaluar la sensibilidad al golpe para cada Combustible en la matriz de combustible a diferentes RON (“Research Octane Number”) es decir a diferentes números de búsqueda de octano.

Todas las pruebas se realizaron en condiciones de estado estacionario con un motor caliente a una temperatura constante (y regulada) del agua (refrigerante) de 90 ° C, mientras que la temperatura del aceite se regulaba entre 90 y 115 ° C dependiendo de la velocidad del motor. En otras palabras, los ajustes del motor no son óptimos para cada configuración RON pero son perfectamente comparables, de modo que los requisitos de RON se puedan deducir y comparar para cada combustible probado.

Este trabajo describió un paso más hacia el desarrollo del concepto OOD (“Octane on Demand”) o demanda del octano, en el que un motor SI se opera con combustibles reales con calidad de octanaje ajustable. Para este propósito, se diseñó y probó una matriz de combustible relevante que incluye un combustible a base de nafta “TRF” y varios impulsores de octanaje en un motor SI turboalimentado actualizado equipado con un sistema de inyección directa.

Se llegó entonces a la conclusión de que los combustibles con etanol ofrecen una mayor resistencia al “knocking” o golpeteo o detonación. Luego se demostró que esta diferencia de El comportamiento está impulsada principalmente por la diferencia de sensibilidad y del calor latente de vaporización entre el TRF y los combustibles reales. De hecho, un motor OOD alimentado con un combustible a base de nafta y etanol puede proporcionar:

- Un combustible de baja sensibilidad a baja carga, impulsado por la baja sensibilidad de la nafta, para evitar la ocurrencia de detonaciones.
- Un combustible de alta sensibilidad a alta carga, impulsado por la alta sensibilidad del etanol, para mejorar la resistencia a los golpes.
- Un fuerte "efecto de enfriamiento" a alta carga, impulsado por el alto calor latente de vaporización del etanol, para reducir la temperatura de la cámara de combustión y el fenómeno de autoignición.

Estos resultados son totalmente consistentes con la literatura y confirman que el índice de octano es un parámetro apropiado para describir el octanaje requisito de un motor en todo el mapa. Por último, el cálculo de un índice de octanaje específico (ORI) para cada combinación de combustible dual destaca el efecto potenciador del "doble" octanaje del etanol y confirma el efecto potenciador del octanaje más bajo del reformado y la mezcla de isómeros del butanol.

Con tales resultados en la mano, el etanol se identifica como el mejor potenciador de octanaje cuando se usa junto con un combustible a base de nafta. Además, considerando los beneficios de la nafta con respecto a las emisiones de CO, debido a su LHV intrínsecamente más alto y una relación H / C más alta, esta combinación de combustible definitivamente se asigna como altamente valiosa para el concepto OOD. [28]

V. METODOLOGÍA

La metodología empleada para lograr los objetivos en el presente trabajo de grado consistió en dos partes básicamente, la primera parte en un análisis de la documentación y revisión de bases teóricas generales y específicas para el montaje del banco de prueba y la segunda parte consistió en una revisión física con ayuda de la documentación de cada uno de los subcomponentes que se requieren para el montaje del sistema de turboalimentación.

5.1. Revisión de la información científica

Para llevar a cabo el presente trabajo, lo primero que se hizo fue una recolección y análisis de la información en varias instancias, en una primera parte se hizo una recolección de información para el caso de motores de encendido provocado en el motor de búsqueda “Scopus” ofrecido por los recursos electrónicos del sistema de bibliotecas de la Universidad de Antioquia la cual se dividió a su vez en tres partes explicadas a continuación:

- Una primera parte para la recolección de información general que incluyera sistemas de turboalimentación, en los motores de encendido provocado por chispa en el área de las ingenierías y las energías sin importar el año.
- Una segunda parte se realizó filtrando los caracteres y términos relativos a motor de encendido provocado y sistema de turboalimentación únicamente para el título, con el objetivo de filtrar más la lista para obtener resultados más afines a la parte de las definiciones en el marco teórico del problema abordado por este trabajo.
- Por último en cuanto a la revisión de la documentación científica, se realizó una búsqueda en Scopus para motores de encendido provocado con turboalimentación que no tuvieran más de 5 años de antigüedad con la intención de encontrar aquellos elementos principales que hacen parte del estado del arte de las nuevas tecnologías de donde a continuación se incluye el algoritmo empleado en el motor de búsqueda así como también las estadísticas arrojadas en cuanto a documentos por año referentes a dicha búsqueda.

5.2.Revisión de la información ofrecida por la documentación de la página de Ford y también de sus proveedores

Entrando más en detalle en el modelo del motor en particular para el cual se pretende realizar el banco de pruebas, y con ánimos de lograr un mejor entendimiento sus características, se recurrió a información de primera mano del motor tanto de la página web del proveedor Ford como también por medio de los ingenieros encargados del mantenimiento, los cuales por medio de una entrevista virtual, nos mencionaron las características principales del funcionamiento del sistema de turboalimentación de este tipo del modelo en cuestión.

5.3.Entrevista con personal del área de ingeniería de Ford

Con el objetivo de obtener un mejor entendimiento del sistema de turboalimentación del motor Ecoboost 1.6L GTDI, se realizó una entrevista virtual con personal de ingeniería desde la ciudad de Bogotá del proveedor de vehículos Ford en Colombia, en dicha reunión se expusieron algunas dudas tanto del sistema de turboalimentación como del sistema de refrigeración. Gracias a este encuentro explicativo fue posible obtener y entender el panorama general de ambos sistemas. En la reunión fueron explicados cada uno de los componentes fundamentales que hacen parte del sistema, cómo funcionan y cuál es su labor principal.

5.4. Búsqueda en USPTO

Uno de las metodologías implementadas para encontrar más información acerca del sistema de turboalimentación en cuestión, fue la búsqueda de patentes relacionadas con la marca Ford en el banco de patentes de EEUU, ya que la marca tiene su sede principal en este país se encontraron varias patentes que hacían referencia a los sistemas innovadores que han venido implementando y que aunque no eran específicamente relacionados con el motor que se trabaja en el banco de pruebas, ayudaron en su lectura a un mejor entendimiento del sistema de turboalimentación como tal, aunque la idea principal era encontrar mapas de operación específicos para el turbocompresor del motor del banco de pruebas, no se encontró dicha información en este banco de patentes.

5.5. Descripción del banco de ensayos

En primera instancia se presenta un diagrama ilustrativo (Fig. 16) del banco de pruebas para ensayos con mezclas aire-gas natural con el motor EcoBoost turbocargado 1.6L GTDI.

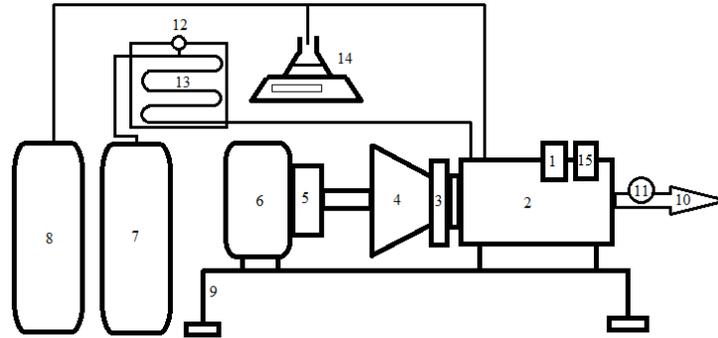


Fig. 16. Diagrama general con los componentes del banco de ensayos.

TABLA IV
 COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS

PARTE	DESCRIPCIÓN
1	Captador de presión
2	Motor
3	Embrague
4	Transmisión
5	Acople freno motor
6	Freno retardador
7	Depósito de gas
8	Depósito de combustible
9	Bancada
10	Sistema de escape
11	Medidor de emisiones contaminantes
12	Medidor de combustible gaseoso
13	Medidor de flujo sónico
14	Medidor de combustible líquido
15	Termocuplas

5.6. Descripción del funcionamiento del banco de ensayos:

El banco de ensayos referente a este trabajo cuenta con un motor de 1,6L turbocargado el cual tiene conectado su respectiva transmisión por medio del embrague. Dentro del motor en la cámara de combustión se encuentra un captador de presión el cual permite a su vez calcular junto con otros parámetros como el volumen desplazado y el torque el (BMEP) o presión efectiva media del freno. Se cuenta con medidor de flujo sónico con el cual se medirá el flujo volumétrico del gas natural vehicular (metano), por medio de una pesa y un diferencial de consumo con respecto al tiempo funciona el medidor de combustible gaseoso. El freno retardador en este caso de tipo electromagnético, se acopla al sistema de potencia para medir y proporcionar un torque opuesto al cigüeñal del motor de combustión (frenado), este freno electromagnético se puede controlar para entregar un torque variable, el medidor de emisiones contaminantes se encuentra en el sistema de escape y a su vez a un sistema de adquisición de datos así como también el captador de presión, las termocuplas para lectura de temperaturas que van ubicadas alrededor de la cámara de combustión, el medidor de combustible gaseoso y el medidor de flujo sónico.

5.7. Principio de funcionamiento de los componentes del sistema de turboalimentación

El componente más importante del sistema de turboalimentación del motor Ecoboost 1.6L GTDI empleado en el banco de ensayos es el turbocompresor fabricado por la compañía Borg Warner, cuyos subsistemas aledaños se muestran en la Fig. 17. Éste está compuesto básicamente por una turbina (1) y un compresor (2) acoplados por medio de un eje solidario. Los gases de escape del motor fluyen hacia la turbina (1), allí se encuentra una válvula de descarga (3) la cual por medio de un actuador neumático direcciona el flujo de los gases de combustión ya sea a la turbina (1) si se necesita presión de refuerzo o al sistema de escape directamente para no activar el compresor (2), cuando los gases de escape pasan a través de la turbina (1), el compresor (2) se carga generando presión superior a la presión atmosférica de tal forma que se incrementa la potencia en la cámara de combustión (4). El compresor (2) está equipado con una válvula de derivación (5) en la carcasa, la función de esta válvula es derivar los gases comprimidos que se encuentran desde la salida del compresor (2) hasta la mariposa (6) hacia el sistema de admisión del motor (4), tiene una función primordial ya que evita una sobrepresión del sistema en ciertas condiciones de manejo.

El sistema de turboalimentación cuenta con un intercambiador de calor que está ubicado después del compresor, el intercambiador de calor (7) enfriado por aire se encarga de disminuir la temperatura de los gases comprimidos (aire) en el compresor (2), esta función es elemental ya que los gases deben de llegar con mayor densidad a la cámara de combustión (4). Dentro del motor se genera la combustión a alta presión gracias al turbocompresor (1)-(2), los gases de escape salen de allí y se dirigen hacia la turbina (1). La PCM (módulo de control del sistema motriz), es una computadora donde llegan los datos de los sensores que constantemente están midiendo variables del sistema como presión, flujo másico de aire y gases de escape y temperaturas). La PCM funciona entonces como un sistema de adquisición de señales y de toma de decisiones para los actuadores del sistema, como lo son las válvulas y los solenoides.

5.8. Revisión general de los balances de masa y energía de un turbocompresor

A continuación, se presenta un esquema general Fig. 17 con los componentes del sistema de turboalimentación, y posteriormente, un balance de masas y energía general de la turbina y el compresor.

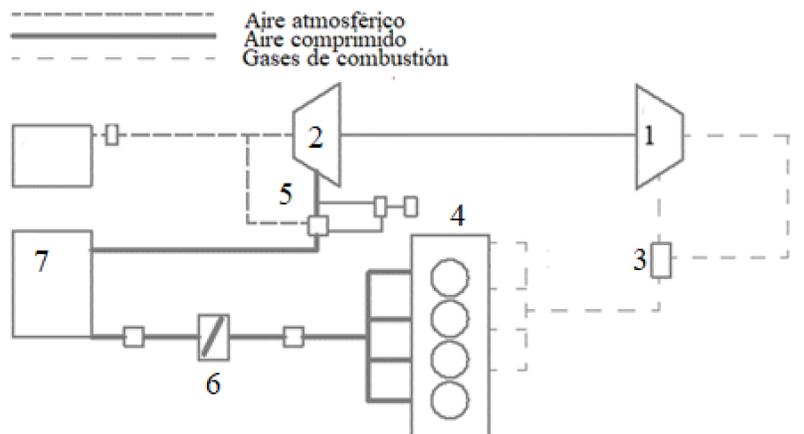


Fig. 17. Diagrama ilustrativo con componentes de un sistema de turboalimentación general.

En la siguiente tabla se especifica cada uno de los componentes mostrados en la Fig. 17.

TABLA V
COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBOCARGADOR

COMPONENTE	DESCRIPCIÓN
1	Turbina del turbocargador
2	Compresor del turbocargador
3	Válvula de descarga del turbocargador
4	Gases de combustión
5	Válvula de derivación del turbocargador
6	Cuerpo de aceleración
7	Intercambiador de calor aire-aire

Nota: Adaptado de [30].

5.8.1. Balance de energía en etapa de compresión del gas:

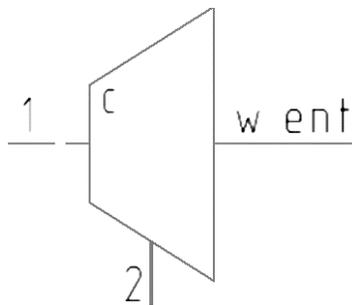


Fig. 18. Volumen de control del compresor.

Teniendo en cuenta:

$$\Delta e_c = \dot{\Delta} e_p = 0 \quad (1)$$

$$\dot{W}_{in} + \dot{m} h_1 = \dot{Q}_{out} + \dot{m} h_2 \quad (2)$$

$$\dot{W}_{in} = \dot{m} q_{out} + \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3)$$

- Balance de masa compresor:

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (4)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel1} \quad (5)$$

- Balance de energía en turbina:

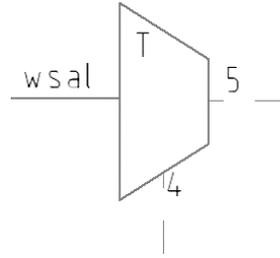


Fig. 19. Volumen de control de turbina.

Teniendo en cuenta:

$$\Delta ec = \Delta ep = 0 \quad (6)$$

$$\dot{m} h_3 = \dot{W} out + \dot{Q} out + \dot{m} h_4 \quad (7)$$

$$\dot{W} out = \dot{m} (h_3 - h_4) - \dot{m} q out \quad (8)$$

$$\sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \quad (9)$$

$$\dot{m} 3 = \dot{m} 4 = \dot{m} air + \dot{m} fuel1 + \dot{m} fuel2 \quad (10)$$

- Eficiencia ciclo ideal:

$$\text{Trabajo isentrópico compresor} = w_{sC,in} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (10)$$

$$\text{Trabajo isentrópico turbina} = w_{sT,out} = h_4 - h_5 = C_p(T_4 - T_5) \quad (11)$$

$$\text{Trabajo retroceso} = r_{bw} = \frac{w_{sC,in}}{w_{sT,out}} \quad (12)$$

$$q_{in} = h_4 - h_3 \quad (13)$$

$$q_{out} = h_2 - h_3 \quad (14)$$

$$w_{neto} = w_{sT,out} - w_{sC,in} \quad (15)$$

$$\text{Eficiencia térmica} = \eta_{tér,Br} = \frac{w_{neto}}{q_{in}} = \frac{w_{sT,out} - w_{sC,in}}{h_4 - h_3} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (16)$$

$$\text{Eficiencia térmica AFE} = \eta_{tér,Br} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-\frac{1}{k})}} \quad (17)$$

K=1,4 (relación de calores específicos del aire @ T° ambiente).

- Eficiencia ciclo real:

$$\eta_{sc} = \frac{w_{sc,in}}{w_{ac}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (18)$$

$$\eta_{sT} = \frac{w_{aT}}{w_{sT,out}} = \frac{h_4 - h_{5a}}{h_4 - h_{5s}} \quad (19)$$

$$\text{Trabajo retroceso} = r_{bw} = \frac{w_{ac}}{w_{aT}} \quad (20)$$

$$q_{in} = h_4 - h_{3a} \quad (21)$$

$$w_{neto} = w_{aT} - w_{ac} \quad (22)$$

$$\text{Eficiencia térmica} = \eta_{tér,Br} = \frac{w_{neto}}{q_{in}} = \frac{w_{aT} - w_{ac}}{h_4 - h_{3a}} \quad (23)$$

El sistema de turboalimentación conlleva una serie de conexiones neumáticas, electrónicas y de transporte de líquidos, es importante no solamente distinguir los componentes y sus características sino también un diagnóstico para posibles fallas que se puedan presentar en el momento del montaje, por esa razón a continuación se presenta un manual resumido del método de diagnóstico para el sistema de turboalimentación del motor Ecoboost 1.6L GTDI

La revisión física de los subsistemas del sistema de turboalimentación se hizo en dos fases, la primera una revisión de la metodología para el ensamble de las piezas y la segunda una revisión de la metodología para el diagnóstico de fallas en el sistema.

5.8.2. Especificaciones motor Ecoboost 1.6L GTDI

TABLA VI
PARÁMETROS DE DISEÑO Y ESPECIFICACIONES DE MOTOR ECOBOOST 1,6L GTDI

ITEM	ESPECIFICACIÓN
Desplazamiento	1.6L
No de cilindros	4
Dimensiones de pistón (diámetro/altura)	79/81.4 mm

Orden de explosiones	1-3-4-2
Referencia de bujía	12405
Distancia de chispa en bujía	.8mm
Relación de compresión	10:1
Potencia	196hp @ 6000rpm
Torque	290Nm @ 3500rpm
Peso del motor	92.4 kg
Tipo de bloque	Aluminio
Estructura principal	Diseño en faja
Peso del bloque	20,6kg
Relación diámetro pistón/ carrera	0.97:1
Construcción del pistón	Fundido con faldones revestidos
Peso del pistón	250g
Peso de anillos	15,4g
Diseño de junta de culata	MLS de doble capa con anillo de tope
Espesor del empaque de la culata	0.5mm
Espesor del anillo de tope de junta de la culata	0.127mm
Carrera del cigüeñal	81.4mm
Peso del cigüeñal	10.2kg
Tamaño del pasador de la biela	44mm
Tamaño del pasador principal del cigüeñal	48mm
Diámetro del amortiguador de manivela	133mm
Dimensiones del canal de admisión (ancho por alto)	26x32mm
Forma del corredor de admisión	Rectangular de esquina redondeada
Área de corredor de admisión del cilindro	16.7cm ²
Zona de corredor de admisión total	67cm ²
Diámetro de la cabeza de válvula de admisión	30mm
Diámetro del vástago de la válvula, admisión	4.966mm

Dimensiones del corredor de escape	34.8mm
Forma del corredor de escape	Redondo
Zona de corredor de escape del cilindro	9.5cm ²
Diámetro de la cabeza de la válvula de escape	25mm
Diámetro del vástago de la válvula de escape	4.95mm
Diámetro del árbol de levas interior	25mm
Diámetro base del árbol de levas	30mm
Elevación máxima de leva de admisión	7.9mm
Elevación máxima de la leva de escape	6.6mm
Diámetro de la placa del cuerpo de aceleración	52mm

Nota: Fuente [28].

VI. RESULTADOS Y ANÁLISIS

6.1. Resultados para la revisión de la información

Para llevar a cabo el presente trabajo, lo primero que se hizo fue una recolección y análisis de la información en varias instancias. En una primera parte se hizo una recolección de información para el caso de motores de encendido provocado en el motor de búsqueda “Scopus”, ofrecido por los recursos electrónicos del sistema de bibliotecas de la Universidad de Antioquia, la cual se dividió a su vez en tres partes explicadas a continuación:

- Una primera parte para la recolección de información general que incluyera sistemas de turboalimentación, en los motores de encendido provocado por chispa en el área de las ingenierías y las energías sin importar el año, en esta búsqueda se encontraron 480 artículos y el algoritmo empleado fue el siguiente:

TITLE-ABS-KEY ("spark ignition engine" OR "si engine" OR "spark-ignition engine" AND (turbocharging OR boosting OR "turbocharged system" OR "turbocharging system" OR "turbocharged engine" OR turbocharger)) AND (LIMIT-TO (DOCTYPE , "cp") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "ar") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "cr") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "re") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "ch")) AND (LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENGI") OR LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENVI") OR LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENER")).

La primera búsqueda arrojó como resultados las siguientes estadísticas:

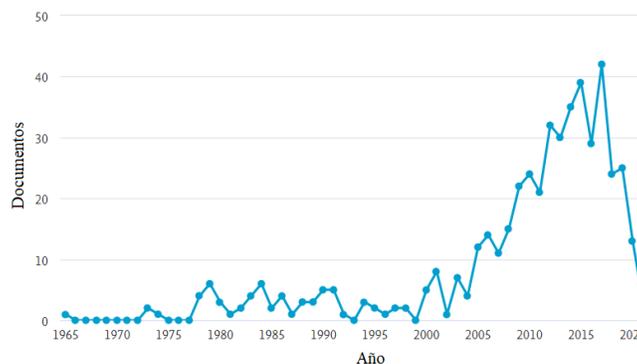


Fig. 20. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación”.

Nota: Fuente [30]

- Una segunda parte se realizó filtrando los caracteres y términos relativos a motor de encendido provocado y sistema de turboalimentación únicamente para el título, con el objetivo de filtrar más la lista para obtener resultados más afines a la parte de las definiciones en el marco teórico del problema abordado por este trabajo. El algoritmo empleado fue el siguiente, y las estadísticas arrojadas se incluyen en la Fig. 21.

TITLE ("spark ignition engine" OR "si engine" OR "spark-ignition engine" AND (turbocharging OR boosting OR "turbocharged system" OR "turbocharging system" OR "turbocharged engine" OR turbocharger)) AND (LIMIT-TO (DOCTYPE , "cp") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "ar") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "cr") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "re") OR LIMIT-TO (DOCTYPE , "ch")) AND (LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENGI") OR LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENVI") OR LIMIT-TO (SUBJAREA , "ENER"))

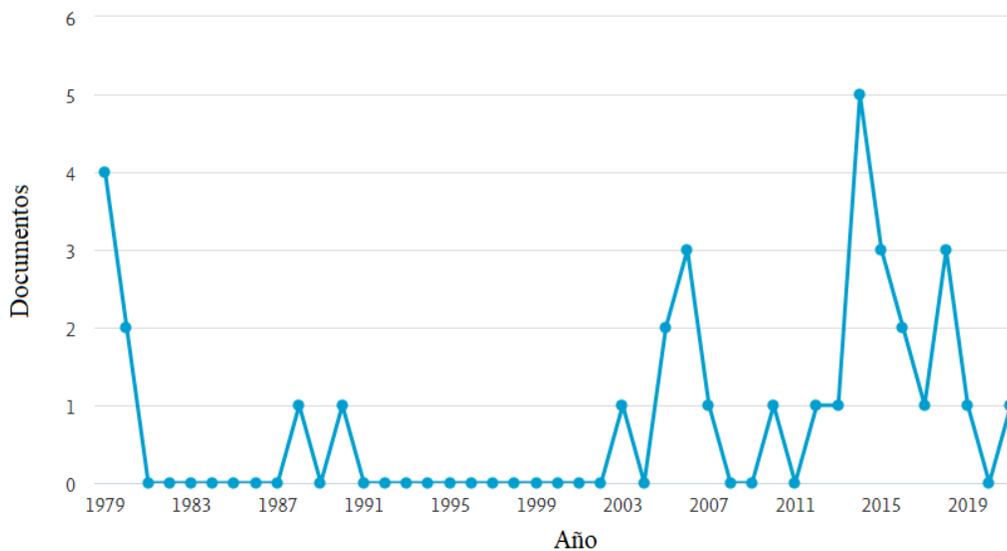


Fig. 21. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación” en el título.

Nota: Fuente [30]

- Por último, en cuanto a la revisión de la documentación científica, se realizó una búsqueda en Scopus para motores de encendido provocado con turboalimentación que no tuvieran más de 5 años de antigüedad con la intención de encontrar aquellos elementos principales que hacen parte del estado del arte de las nuevas tecnologías de donde a continuación se

incluye el algoritmo empleado en el motor de búsqueda así como también las estadísticas arrojadas en cuanto a documentos por año referentes a dicha búsqueda.

```
TITLE ( "spark ignition engine" OR "si engine" OR "spark-ignition engine" AND ( turbocharging OR boosting OR "turbocharged system" OR "turbocharging system" OR "turbocharged engine" OR turbocharger )) AND ( LIMIT-TO ( DOCTYPE , "cp" ) OR LIMIT-TO ( DOCTYPE , "ar" ) OR LIMIT-TO ( DOCTYPE , "cr" ) OR LIMIT-TO ( DOCTYPE , "re" ) OR LIMIT-TO ( DOCTYPE , "ch" ) ) AND ( LIMIT-TO ( SUBJAREA , "ENGI" ) OR LIMIT-TO ( SUBJAREA , "ENVI" ) OR LIMIT-TO ( SUBJAREA , "ENER" ) ) AND ( LIMIT-TO ( PUBYEAR , 2019 ) OR LIMIT-TO ( PUBYEAR , 2018 ) OR LIMIT-TO ( PUBYEAR , 2017 ) OR LIMIT-TO ( PUBYEAR , 2016 ) OR LIMIT-TO ( PUBYEAR , 2015 ) )
```

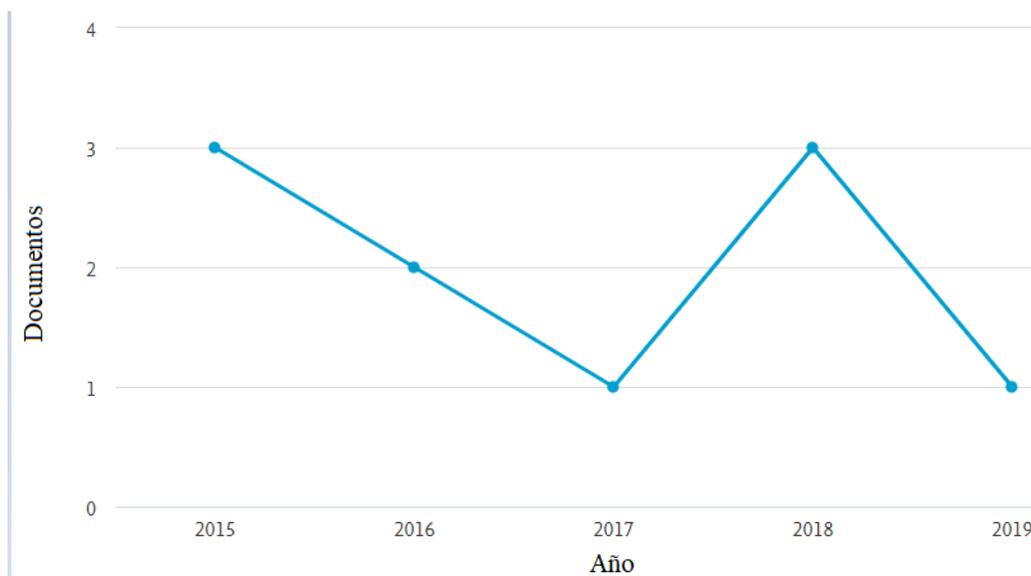


Fig. 22. Número de documentos por año para “motores de encendido provocado con sistema de turboalimentación” en el título y en los último 5 años.

Nota: Fuente [30]

6.2. Lista de fuentes Scopus y no scopus empleados para la revisión de la documentación

A continuación, se presenta una lista de aquellos documentos del motor de búsqueda scopus que fueron empleados para esta recolección de la documentación en orden de citación

TABLA VII
FUENTES SCOPUS PARA REVISIÓN DE LA DOCUMENTACIÓN

NÚMERO	DOCUMENTO
1	M. Lapuerta, O. Armas, and J. R. Agudel, “Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna. Parte 1,” <i>Scielo</i> , pp. 21–30, 2006.
2	A. Gharehghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, and T. F. Yusaf, “A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline,” <i>Fuel</i> , vol. 158, pp. 488–493, 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2015.05.067.
3	G. Brecq, A. Kastler, N. Cedex, and T. Muller, “KNOCK PREVENTION OF GAS SI ENGINE,” pp. 1–8, 2019.
4	J. P. Gómez Montoya, G. J. Amador Diaz, and A. A. Amell Arrieta, “Effect of equivalence ratio on knocking tendency in spark ignition engines fueled with fuel blends of biogas, natural gas, propane and hydrogen,” <i>Int. J. Hydrogen Energy</i> , vol. 43, no. 51, pp. 23041–23049, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.10.117.
5	Z. Wang <i>et al.</i> , “Relationship between super-knock and pre-ignition,” <i>Int. J. Engine Res.</i> , vol. 16, no. 2, pp. 166–180, 2015, doi: 10.1177/1468087414530388.
6	M. Capobianco and S. Marelli, “Waste-gate turbocharging control in automotive SI engines: Effect on steady and unsteady turbine performance,” <i>SAE Tech. Pap.</i> , no. 724, pp. 776–790, 2007, doi: 10.4271/2007-01-3543.
7	J. Lee, K. Lee, J. Lee, and B. Anh, “High power performance with zero NOx emission in a hydrogen-fueled spark ignition engine by valve timing and lean boosting,” <i>Fuel</i> , vol. 128, pp. 381–389, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.03.010.
8	M. Sjerić, I. Taritaš, R. Tomić, M. Blažić, D. Kozarac, and Z. Lulić, “Efficiency improvement of a spark-ignition engine at full load conditions using exhaust gas recirculation and variable geometry

turbocharger – Numerical study,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 125, pp. 26–39, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.047.

9 D. Feng, H. Wei, and M. Pan, “Comparative study on combined effects of cooled EGR with intake boosting and variable compression ratios on combustion and emissions improvement in a SI engine,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 131, pp. 192–200, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.110.

10 L. S. Wang and S. Yang, “Turbo-Cool turbocharging system for spark ignition engines,” *J. Automob. Eng.*, vol. 220, no. 8, pp. 1163–1175, 2006, doi: 10.1243/09544070JAUTO172.

11 M. Cucchi and S. Samuel, “Influence of the exhaust gas turbocharger on nano-scale particulate matter emissions from a GDI spark ignition engine,” *Appl. Therm. Eng.*,

12 “Bourhis G., Solari J., and Dauphin R., ‘Measurement of RON Requirements for Turbocharged SI Engines: One Step to the Octane on Demand Concept’, in SIA Conference Versailles, 2015.”

A continuación, se presenta una lista de fuentes no Scopus para la revisión de la documentación.

TABLA VIII
DOCUMENTOS NO SCOPUS PARA LA REVISIÓN DE LA DOCUMENTACIÓN

NUMERO	DOCUMENTO
1	Ecopetrol, “Gas Natural de Colombia,” 2018.
2	Nedgia, “Características gas natural,” 2020.
3	C. Ferguson and A. Kirkpatrick, <i>Internal Combustion Engines</i> . 2016.
4	Garret, “Performance catalog vol 8,” vol. 8.
5	“US Energy Information Administration, ‘International Energy Outlook 2014’, DOE/EIA-0484(2014), 2014.”
6	“World Energy Council London, ‘Global Transport Scenarios 2050’, 2011.”
7	ExxonMobil, ‘The Outlook for Energy: A view to 2040’, 2014.”

8	“BP, ‘Energy Outlook 2035’, 2014.”
9	Dsport magazine, “Motor fiesta ecoboost 1.6l,” 2018.
10	Scopus, “Analyze search results,” 2020.
11	ford motor Company, “www.fordtechservice.com,” 2020.

6.3. Descripción y operación de componentes del turbo de manera individual y combinada

Antes de realizar una descripción de los componentes del turbo, se presenta una descripción de las operaciones que se deben llevar a cabo para el diagnóstico de problemas con sus respectivas soluciones. En este apartado se exponen primero que todo una completa descripción del sistema de turboalimentación del motor trabajado en el laboratorio, empezando con una descripción de cada uno de los componentes incluyendo el método de funcionamiento y finalizando por una descripción general del mapa de operaciones del sistema. Esta descripción es de gran importancia y gracias a una revisión sistemática de la documentación se puede entender un panorama general de cómo se va a abordar el problema previamente a montar el banco de pruebas.

6.4. Elementos de sistema de turboalimentación del banco de pruebas

Previamente se han descrito cuales son los elementos principales de un sistema turboalimentado para motores de combustión interna por encendido provocado en general. En esta ocasión nos centraremos en los componentes primordiales del sistema de turboalimentación que se requieren acoplar para este banco de pruebas en específico. En la siguiente gráfica, se presenta un mapa de funcionamiento de los componentes más importantes del sistema de turboalimentación.

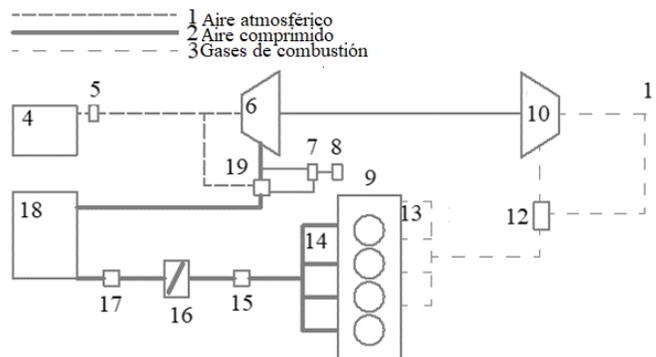


Fig. 23. Componentes del sistema de turboalimentación del banco de pruebas.

TABLA IX.
COMPONENTES DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

SISTEMA DEL TURBOCARGADOR	COMPONENTE
1	Aire de admisión
2	Aire comprimido
3	Gases de escape
4	Filtro de aire
5	Sensor MAF/IAT
6	Compresor de admisión
7	Solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador
8	Ventilación del solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador
9	Bloque de cilindros
10	Turbina de escape del turbocargador
11	Salida del sistema de escape
12	Válvula de descarga del turbocargador
13	Múltiple de escape
14	Múltiple de admisión
15	Sensor MAP
16	Ensamble de la mariposa de admisión
17	Sensor de presión de refuerzo del turbocargador/Temperatura del enfriador de aire de carga (TCBP/CACT)
18	CAC
19	Válvula de derivación del turbocargador

Nota: Adaptado de [31]

6.4.1. *Turbocompresor*

El turbocargador del motor 1.6L GTDI es un dispositivo impulsado por gases de escape, utilizado para aumentar la potencia de un motor mediante un compresor del turbocargador que aumenta la presión del aire que entra en el motor. El turbocargador utiliza la energía de los gases de escape para impulsar la turbina (10) conectada al compresor (6), pero la compresión del aire causa que la temperatura se incremente. El CAC (18) reduce la temperatura del aire comprimido, lo que aumenta la densidad del aire antes de entrar en el cilindro. La conformidad de emisiones se alcanza al montar el catalizador muy cerca de la salida del turbo, es decir, ello hace que las emisiones contaminantes se reduzcan más de lo normal. La válvula de derivación del turbocompresor (19) se usa para crear un trayecto desde la salida del compresor de alta presión hasta la admisión del motor. Este trayecto redistribuye el flujo de aire para evitar el retraso del turbocargador (10), (6) y que se produzca un ruido de flujo rápido de aire no deseado al realizar una aceleración intensa. La válvula de descarga (12) del lado de la turbina (10) del turbocargador se abre para reducir el flujo de gases de escape a través de la turbina (10), cuando no se necesita de presión de refuerzo. Un actuador neumático controla la apertura de la válvula de descarga (12). La válvula de descarga neumática (12) puede actuar por presión o por vacío dependiendo de la configuración del motor y sus requerimientos, como el consumo de combustible y el desempeño del refuerzo. El solenoide de control de la válvula de descarga (7) del turbocargador suministra presión o vacío al actuador de la válvula de descarga para abrir o cerrar la válvula de descarga de tipo de disco. El PCM controla el motor de la válvula de descarga del turbocargador para cambiar la posición abierta o cerrada del varillaje del actuador según varias condiciones de flujo de aire del motor que dependen de la configuración del vehículo y sus requerimientos, como el consumo de combustible y el desempeño del refuerzo. El sistema de 4 cilindros utiliza únicamente un turbocargador (6), (10), una válvula de descarga (12) del turbocargador y una válvula de derivación del turbocargador. La válvula de derivación del turbocargador (19) es neumática y está montada en la carcasa del turbocargador, esta válvula presenta dos casos, cuando ella está cerrada, el flujo másico va directamente desde el compresor (6) hacia el intercambiador de calor (18), cuando esta válvula se abre es porque de repente se corta el acelerador, para liberar la presión del conducto desde el compresor (6) hasta la válvula mariposa (16), el flujo másico comprimido remanente es direccionado hacia la admisión del motor (9). Por otro lado, la válvula de descarga (12) también

tiene dos estados, cuando la válvula está completamente cerrada, la turbina (10) se carga directamente con todo el flujo másico de gases de escape, cuando la turbina (10) no necesita presión de refuerzo, se abre la válvula de descarga (12) y no pasa flujo másico de gases de escape a través de la turbina, de forma tal que la válvula de descarga influye en la entrega de potencia hacia el compresor.

6.4.2. Sistema de enfriador del aire de carga (CAC)

El sistema CAC enfría el aire de admisión que ha sido calentado por el turbocargador. La eliminación del calor del aire presurizado que entra al CAC aumenta la densidad del aire, lo cual mejora la eficiencia de la combustión, la potencia y el par del motor. El sistema consta de un radiador de CAC en la parrilla y los tubos para interconectar estos componentes. El CAC está colocado después del turbocargador, directamente en el flujo del aire de admisión. Conforme fluye el aire calentado a través del CAC, es enfriado por el flujo de aire a través de la parrilla. El PCM mantiene una temperatura de aire de admisión deseada monitoreando los sensores TCBP/CACT (situados en el cuerpo de la mariposa) y MAP/IAT2 (situados en el múltiple de admisión).

6.4.3. Sensor de presión barométrica (BARO)

En el caso del motor Ecoboost 1.6 GTDI el sensor El sensor BARO mide la presión barométrica para estimar la contrapresión del escape. con el sensor MAP, el PCM infiere el valor de BARO basándose en el valor de MAP bajo ciertas condiciones de funcionamiento. En o cerca de la mariposa completamente abierta, el valor de BARO se calcula para que sea un tanto superior al valor de MAP, con la diferencia calculada por la caída de presión en la placa de mariposa.

6.4.4. Control del actuador del cuerpo de la mariposa

El cuerpo de la mariposa electrónica TAC es un motor de CC controlado por el PCM. Hay 2 diseños de cuerpo de mariposa electrónica TAC, paralelo y en línea. El diseño en paralelo tiene el motor debajo del orificio paralelo a la flecha de la placa. La carcasa del motor está integrada en la carcasa principal. El diseño en línea tiene una carcasa de motor separada. Ambos diseños utilizan

un resorte interno para regresar la placa de la mariposa a la posición predeterminada. Por lo general, la posición predeterminada es un ángulo de mariposa de 7 a 8 grados a partir del ángulo del tope. El tope de la placa de la mariposa cerrada evita que la mariposa se pegue al orificio. Este tope no es ajustable y se fija para resultar en menor flujo de aire que el flujo de aire mínimo requerido para la marcha mínima del motor.

6.4.5. *Válvula de ventilación del canister de emisiones evaporativas (EVAP)*

El sistema EVAP es un sistema que se encarga de entregar en cierta medida y en cierto momento los gases evaporados del tanque de combustible a la admisión del motor. La válvula de ventilación del canister de EVAP (ubicada en la caja de polvo del canister de EVAP) es parte del sistema EVAP mejorado que controla el PCM. Durante el monitoreo de comprobación de fugas de EVAP, la válvula de ventilación del canister EVAP sella el canister EVAP de la presión atmosférica. Esto permite a la válvula de purga del sistema EVAP lograr el vacío deseado en el tanque de combustible durante el monitoreo de comprobación de fugas de EVAP. En el motor EcoBoost 1.6L GTDI al ser turbocargado se cuenta con una válvula unidireccional de EVAP. La válvula unidireccional de EVAP se utiliza en los motores con turbocargador para evitar que la presión de refuerzo fuerce que la válvula de purga del canister EVAP se abra y entre en el sistema EVAP. La válvula se abre bajo el vacío normal del motor. La válvula se cierra durante las condiciones de refuerzo para evitar que el tanque de combustible se presurice y los hidrocarburos sean forzados a salir del sistema EVAP a la atmósfera a través de la válvula de ventilación del canister EVAP. Con el motor apagado o a la presión atmosférica, la válvula unidireccional de EVAP se encuentra en un estado indeterminado. La válvula unidireccional de EVAP es una parte integral del ensamble de la válvula de purga de EVAP.

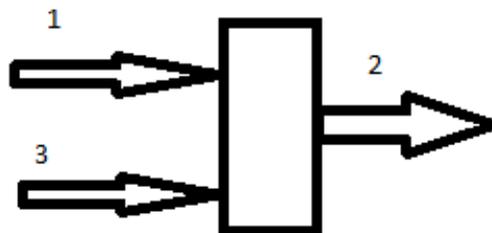


Fig. 24. Válvula unidireccional del sistema EVAP.

TABLA X
ELEMENTOS DE LA VÁLVULA UNIDIRECCIONAL EVAP.

REFERENCIA	DESCRIPCION
1	flujo de purga para el sistema de entrada de aire de admisión al turbocargador
2	flujo de purga desde la válvula de purga de EVAP
3	flujo de purga al múltiple de admisión

Nota: Fuente [31]

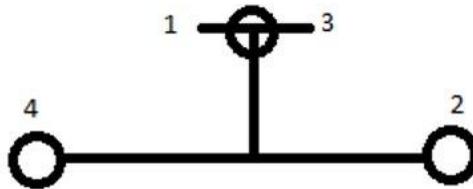


Fig. 25. Ensamble de la válvula unidireccional doble.

TABLA XI
ELEMENTOS DE LA VÁLVULA UNIDIRECCIONAL DOBLE.

REFERENCIA	DESCRIPCION
1	Flujo de purga para el sistema de entrada de aire de admisión al turbocargador desde la válvula de retención y el eyector EVAP
2	Flujo de purga al múltiple de admisión
3	Presión de refuerzo del turbocargador desde el enfriador de aire de carga (CAC)
4	Flujo de purga desde el tanque de combustible

Fuente: Tomado de [31]

6.4.6. Eyector de emisiones evaporativas

El eyector de EVAP se utiliza en los motores con turbocargador para crear un vacío en la tubería de purga de EVAP desde la válvula de purga de EVAP hasta el sistema de admisión de aire. Durante las condiciones de refuerzo, la presión de refuerzo fluye a través del Venturi en el interior del eyector de EVAP, creando un vacío en la tubería de purga de EVAP para la entrada de aire de admisión al turbocargador. Cuando se abre la segunda válvula unidireccional de EVAP, el vapor

purgado es arrastrado a través del eyector de EVAP hacia adentro del tubo de aire de admisión, a través del turbocargador y del enfriador de aire de carga, al múltiple de admisión.

6.4.7. Válvula de purga de emisiones evaporativas

La válvula de purga de EVAP (ubicada cerca del motor) es parte del sistema EVAP mejorado controlado por el PCM. Esta válvula controla el flujo de vapores (purgado) del canister EVAP al múltiple de admisión durante los diferentes modos de funcionamiento del motor. La válvula de purga de EVAP es una válvula normalmente cerrada. El PCM envía una señal de ciclo de trabajo entre 0% y 100% para controlar la válvula de purga de EVAP.

6.4.8. Sensor de temperatura de aire de admisión

El sensor IAT es un dispositivo termistor en el cual la resistencia cambia con la temperatura. La resistencia del termistor disminuye conforme aumenta la temperatura y aumenta conforme disminuye la temperatura. La resistencia variante afecta a la caída de voltaje entre los terminales del sensor y proporciona señales eléctricas al PCM correspondientes a la temperatura. Los sensores de tipo termistor se consideran sensores pasivos. Un sensor pasivo está conectado a una red divisora de voltaje de modo que la variación de la resistencia del sensor pasivo causa una variación en el flujo total de corriente. El voltaje que es disminuido a través de una resistencia fija en serie con la resistencia del sensor determina la señal de voltaje en el PCM. Esta señal de voltaje es igual al voltaje de referencia menos la caída de voltaje a través de la resistencia fija. El sensor IAT proporciona información de la temperatura del aire al PCM. El PCM utiliza la información de la temperatura del aire como un factor de corrección en el cálculo de combustible, chispa y flujo de aire. El sensor IAT proporciona un tiempo de respuesta de cambio de temperatura más rápido que el sensor ECT o CHT. En el motor Ecoboost 1.6L GTDI el sensor de temperatura está incorporado dentro del sensor del flujo de masa de aire (MAF), el sensor de temperatura y presión absoluta del múltiple (MAPT), o el sensor de presión y temperatura de admisión del turbocargador (TCIPT) en vez de ser un sensor independiente. El sensor IAT2 normalmente está ubicado junto al múltiple de admisión y se usa para medir la temperatura del múltiple de admisión. El PCM utiliza esta información para determinar la carga de aire y proporcionar la entrada.

Para el sistema de turboalimentación es de gran importancia contar con una retroalimentación de sensores de temperatura y presión entregados por la PCM ya que de ello dependen los actuadores que directamente están en funcionamiento con la compresión de aire hacia el sistema.

6.4.9. Sensor de presión absoluta del múltiple de admisión (MAP)

El sensor MAP está ubicado en el múltiple de admisión y mide la presión del múltiple de admisión. El PCM utiliza esta información para determinar la carga de aire y proporcionar la entrada para diversas funciones de control del motor. El sensor MAP del motor Ecoboost 1.6L GTDI está integrado con un sensor de temperatura del aire de admisión (IAT).

6.4.10. Sensor de flujo de masa de aire (MAF)

El sensor MAF utiliza un elemento detector de cable caliente para medir la cantidad de aire que entra al motor. El aire que pasa sobre el cable energizado hace que se enfríe. Este cable caliente es mantenido a 200 °C (392 °F) por encima de la temperatura ambiente según se mida con un cable frío constante. La corriente requerida para mantener la temperatura del cable caliente es proporcional al flujo de masa de aire. Entonces el sensor MAF envía una señal al PCM proporcional a la masa de aire de admisión. El PCM calcula el ancho de pulso requerido del inyector de combustible para proporcionar la relación aire a combustible deseada. Esta entrada también se usa para determinar el control electrónico de la presión (EPC) de la transmisión y la programación de los cambios y del embrague del convertidor de torsión (TCC). El sensor MAF se localiza cerca del ensamble del filtro de aire.

6.4.11. Filtro de partículas

El filtro de partículas recopila las partículas de hollín y de ceniza que están presentes en los gases de escape. El ensamble del filtro de partículas consta típicamente de metales preciosos activos depositados en un filtro de sustratos. Los gases de escape son forzados a fluir a través de las paredes de los sustratos porosos y salir a través de los canales adyacentes. Las partículas con

un tamaño mayor que el tamaño de los poros de las paredes quedan atrapados para su regeneración. Durante el funcionamiento normal, las temperaturas del filtro de partículas pueden ser superiores a 550 °C (1,022 °F). Estas condiciones brindan una oportunidad para la regeneración pasiva. En condiciones de desaceleración, el vehículo llegará al corte de combustible por desaceleración y proporcionará oxígeno adicional a temperaturas que son suficientes para quemar el hollín, lo que permite que el filtro de partículas se regenere pasivamente. El recubrimiento de metales preciosos facilita la regeneración de las partículas atrapadas a través de la reacción de la generación de calor y cataliza los gases de escape no tratados. El filtro de sustratos se mantiene en la cubierta metálica mediante un sistema de soporte de fibra cerámica. El sistema de soporte compensa las diferencias de tamaño que se producen debido a la expansión térmica y mantiene una fuerza de sujeción uniforme en el filtro de sustratos.

6.4.12. Sensor de presión de filtro de partículas (FPF)

El sensor de presión del filtro de partículas es una entrada del PCM y mide la presión delante del filtro de partículas. El sensor es un sensor de tipo medidor. El sensor de presión de filtro de partículas hace referencia a la presión atmosférica y se encuentra en el sistema de escape aguas arriba del filtro de partículas. Con el encendido en la posición ON, motor en posición OFF, el valor de presión del sensor de presión del filtro de partículas es de 0 kPa (0 psi). El rango del sensor es 0-80 kPa (0-11.6 psi). El PCM calcula la carga de hollín según la presión del filtro de partículas e inicia condiciones de regeneración cuando la carga de hollín alcanza un límite.

6.4.13. Turbocargador

El ensamble del turbocargador es un compresor centrífugo impulsado por el escape. La expansión de los gases de escape propulsa el ensamble de la flecha de la turbina a velocidades superiores a los 150,000 RPM. El turbocargador aumenta la potencia del motor aumentando la masa de aire que entra en el mismo. Actualmente se utilizan tres tipos de turbocargadores. El motor Ecoboost 1.6L GTDI cuenta con una válvula de descarga integrada y una válvula derivación integrada en la carcasa del turbocargador.

6.4.14. Sensor de presión de refuerzo del turbocargador (TCBP)

El sensor TCBP está ubicado en el tubo del aire de admisión entre el turbocargador y el enfriador del aire de carga (CAC). El sensor TCBP mide la presión de admisión de la mariposa. El PCM utiliza la información del sensor TCBP para definir el estimado del régimen de flujo de aire que atraviesa la mariposa y para determinar la presión de refuerzo deseada. El sensor TCBP se puede integrar con un sensor de temperatura del enfriador del aire de carga (CACT).

6.4.15. Válvula de derivación del turbocargador

La válvula de derivación del turbocargador evita el contraflujo a través del turbocargador cuando la mariposa se cierra rápidamente para evitar ruidos no deseados. La alta presión saliente del turbocargador regresa a la corriente entrante del aire de admisión cuando la válvula de derivación del turbocompresor está abierta, reduciendo de esta manera la presión en el sistema. Actualmente, se utilizan tres tipos de válvulas de derivación del turbocargador. El tercer tipo de válvula de derivación del turbocargador es un sistema controlado electroneumáticamente, integrado en la carcasa del turbocargador, que consta de una derivación del turbocargador controlada neumáticamente, una fuente de vacío de la bomba de vacío, un solenoide de control del vacío y la presión y la tubería.

6.4.16. Solenoide de la válvula de derivación del turbocargador

El solenoide de la válvula de derivación del turbocargador está modulado por ancho de pulso (PWM) por el PCM para controlar la válvula de derivación del turbocargador accionada neumáticamente. El solenoide de la válvula de derivación del turbocargador suministra o ventila vacío a la válvula de derivación del turbocargador controlada neumáticamente para abrirla o cerrarla.

6.4.17. Sensor de temperatura y presión de admisión del turbocargador (TCIPT)

El sensor TCIPT está ubicado en la tubería de aire de admisión entre el ensamble del filtro de aire y el turbocargador. El sensor TCIPT mide la presión y temperatura de admisión del turbocargador. El PCM utiliza la información proveniente del sensor TCIPT para determinar si el flujo de aire al turbocargador está siendo restringido por un filtro de aire tapado o por otro tipo de residuos. Un sensor de temperatura del aire de admisión (IAT) está integrado en el sensor TCIPT.

6.4.18. Solenoide del control de la válvula de descarga del turbocargador

El solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador permite al PCM controlar la posición de la válvula de descarga del turbocargador. El solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador controla la presión o el vacío suministrado al diafragma de la válvula de descarga activada neumáticamente para poder controlar el límite de presión de refuerzo. Cuando aumenta la presión de salida del compresor, un actuador neumático abre la válvula de descarga del turbocargador y limita la presión de salida del compresor. El solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador suministra presión o vacío al diafragma canister de la válvula de descarga activado neumáticamente, el cual regula la presión de refuerzo máxima al valor deseado.

En el caso de la válvula de descarga del turbocargador del motor Ecoboost 1.6L GTDI activada por presión, el solenoide de la válvula de control de la válvula de descarga del turbocargador controla la presión aplicada al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. La cantidad de presión ventilada desde el actuador neumático de la válvula de descarga del turbocargador permite que el PCM controle la presión de refuerzo. Para generar el máximo refuerzo de presión, el PCM controla el solenoide de la válvula de control de la válvula de descarga del turbocargador para que ventile completamente la presión que se aplica al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. Si hay algún problema, por defecto la presión del resorte del actuador de la válvula de descarga del turbocargador neumático cierra completamente la válvula de descarga del turbocargador. En el caso de la válvula de descarga del turbocargador accionada por vacío y cerrada normalmente, el solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador controla

el vacío aplicado al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. La cantidad de vacío aplicado al actuador de la válvula de descarga del turbocargador permite que el PCM controle la presión de refuerzo.

Para generar una presión de refuerzo máxima, el PCM controla el solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador para ventilar el vacío desde al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. Los niveles de presión de refuerzo se controlan mediante la regulación del vacío al actuador de la válvula de descarga. La presión del resorte del actuador de la válvula de descarga del turbocargador ajusta de forma predeterminada la válvula de descarga del turbocargador en una posición completamente cerrada. En el caso de la válvula de descarga del turbocargador accionada por vacío y abierta normalmente, el solenoide de control de la válvula de descarga del turbocargador controla el vacío aplicado al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. La cantidad de vacío aplicado al actuador de la válvula de descarga del turbocargador permite que el PCM controle la presión de refuerzo. Para generar la cantidad máxima de presión de refuerzo, el PCM controla el solenoide de la válvula de control de la válvula de descarga del turbocargador para que aplique vacío total al actuador de la válvula de descarga del turbocargador. Los niveles de presión de refuerzo se controlan mediante la regulación del vacío al actuador de la válvula de descarga. La presión del resorte del actuador de la válvula de descarga del turbocargador ajusta de forma predeterminada la válvula de descarga del turbocargador en una posición completamente abierta.

A continuación, se presenta un diagrama de los componentes de control electrónicos del motor incluyendo los sensores y los actuadores que no hacen parte del balance de masas y energías.

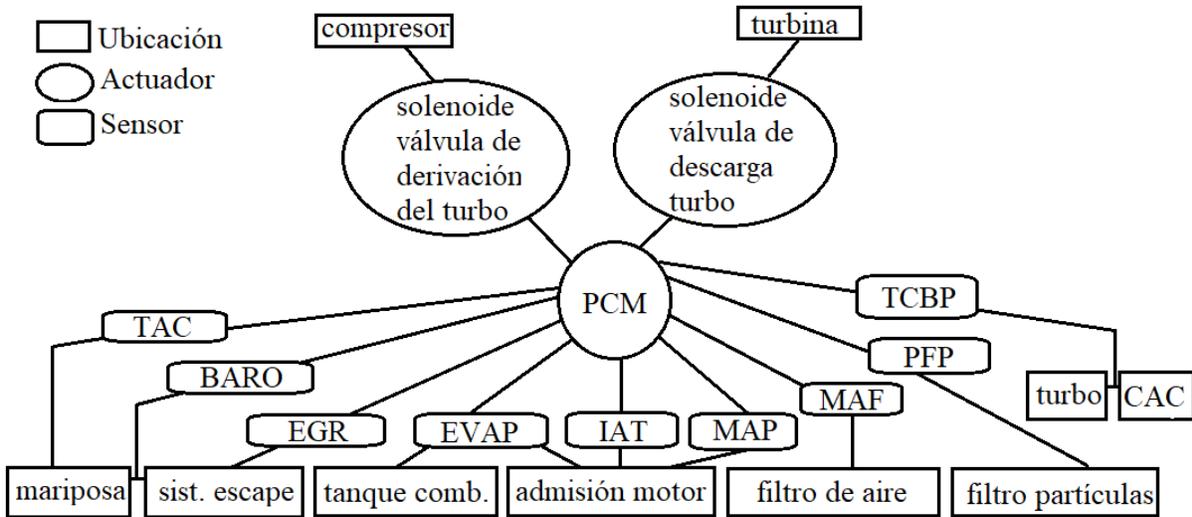


Fig. 26. Componentes electrónicos del sistema del turbocargador.

6.5. Balances de masa y energía para el sistema de turboalimentación

Por último, se realiza un balance de masas y energías del sistema de turboalimentación en función de predecir y/o corroborar los datos que serán leídos en el banco de pruebas para un posterior análisis y así poder hacer modificaciones necesarias basadas en criterios teóricos. Este sistema puede ser modelado como un ciclo Brayton abierto.

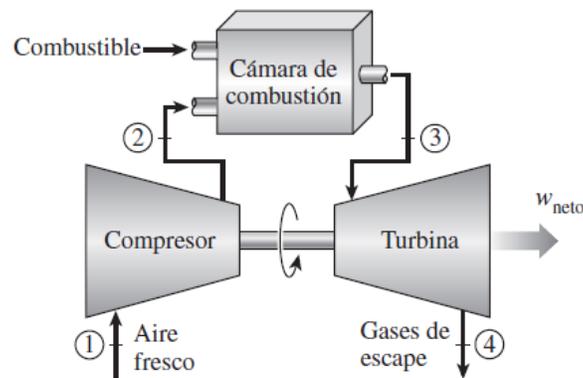


Fig. 27. Esquema de ciclo Brayton abierto.

Nota: Tomado de [32]

6.5.1. Potencia y torque corregidos

Primero, se procede a calcular la potencia y el torque corregidos para las condiciones ambientales de Medellín para identificar el rendimiento del motor del banco de pruebas a las condiciones de dicha ciudad, operando con gasolina. Los datos entregados por el fabricante del motor, están en condiciones equivalentes a nivel del mar. Esta corrección se realiza con la norma SAE J 1349. [7]

$$\frac{N_e}{N_{e,o}} = \frac{p - p_v}{p_o - p_{v,o}} * \left(\frac{T_o}{T}\right)^{0,5} \quad (24)$$

Donde:

$N_{e,o}$ = potencia entregada por el fabricante [kW]

N_e = potencia corregida [kW]

$p_{v,o}$ = presión de vapor de referencia, 0,01 bar

p_v = presión de vapor [bar]

p_o = presión de referencia, 1 bar

p = presión atmosférica [bar]

T_o = temperatura de referencia, 293K

T = temperatura ambiente [K]

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

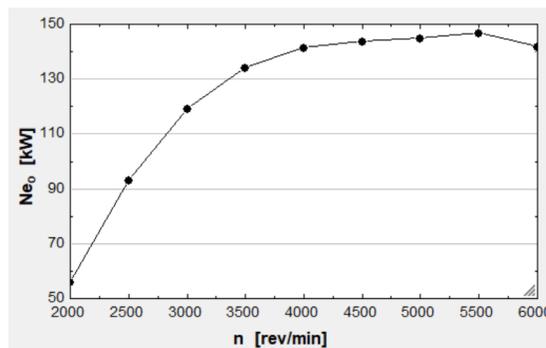


Fig. 28. Potencia entregada por el fabricante.

Nota: Adaptado de [29].

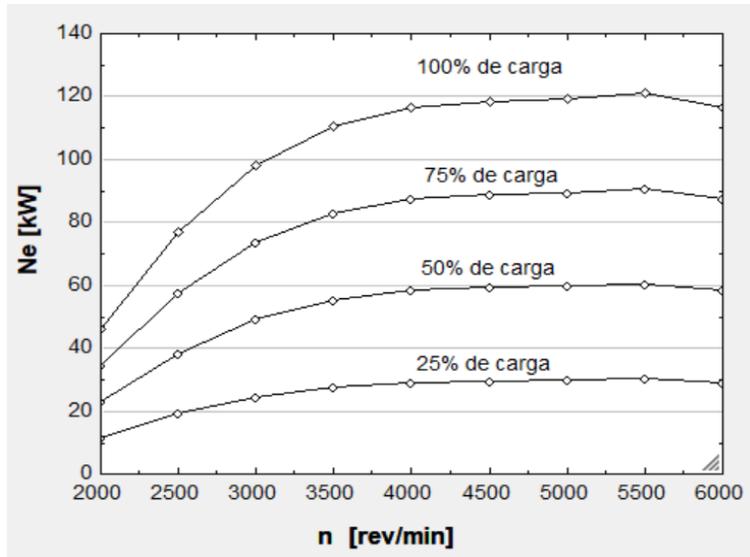


Fig. 29. Potencia corregida para presión atmosférica en Medellín @ diferentes cargas.

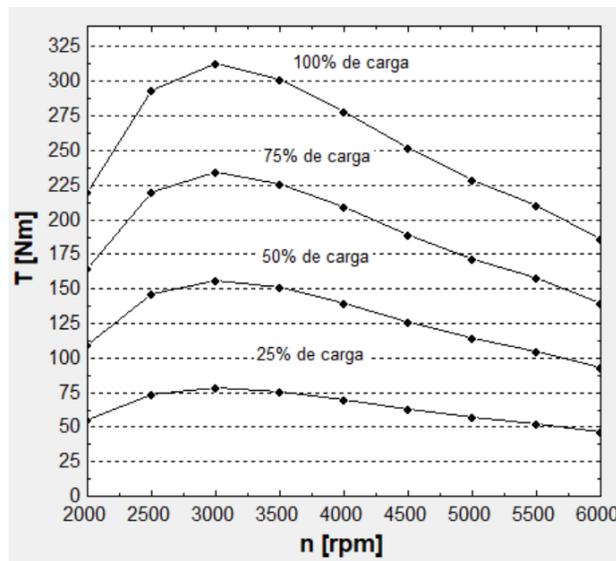


Fig. 30. Torque corregido para presión atmosférica en Medellín.

6.5.2. Pérdidas de presión

El aire que se toma del ambiente pasa a través del filtro de aire y luego al compresor del turbocargador, donde se comprime según su relación de compresión aumentando así el flujo másico hacia la cámara de combustión, pero esta presión disminuye en varias etapas antes de llegar al cilindro. A continuación, se describe paso a paso el procedimiento para encontrar la presión a la entrada del cilindro, restando las pérdidas en el intercambiador de calor y la válvula mariposa a la

presión de salida del compresor, que para este modelo en particular se calcula con una relación de presiones en función de la potencia entregada al compresor por la turbina dependiendo de la eficiencia mecánica del turbocargador.

- **Pérdidas de presión en el filtro de aire**

Antes del aire entrar al compresor, pasa a condiciones ambientales por el filtro de aire, donde se reduce la presión según el flujo másico y su temperatura. Cabe aclarar que el flujo másico se conserva, pero a las mismas revoluciones del motor, en este trabajo, se realizan los cálculos y se obtienen resultados diferentes variando las revoluciones desde 2000 hasta 6000 rpm, el cual es el rango de operación del turbocompresor.

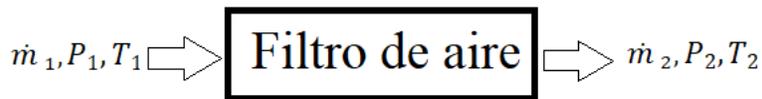


Fig. 31. Esquema de filtro de aire.

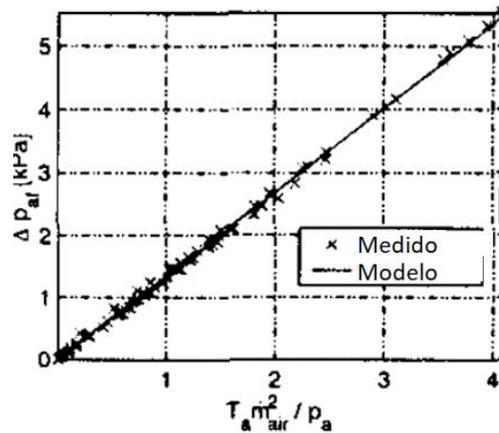


Fig. 32. Pérdidas de presión en filtro de aire.

Nota: Tomado de [5]

En esta sección, se procede a determinar las pérdidas de presión en función de la ecuación de la recta obtenida de la ilustración anterior así:

$$y = \Delta_{P,af} [kPa] \quad (25)$$

$$m = 1,375 \left[\frac{kPa^2}{K \left(\frac{kg}{s} \right)^2} \right] \quad (26)$$

$$x = \frac{T_a \dot{m}_{air}^2}{P_a} \left[\frac{K \left(\frac{kg}{s} \right)^2}{kPa} \right] \quad (27)$$

$$b = 0[kPa] \quad (28)$$

$$\Delta_{P,af} = 1,375 * \left(\frac{T_a \dot{m}_{air}}{P_a} \right) + 0 [kPa] \quad (29)$$

Donde:

$\Delta_{P,af} = P_2 - P_1 =$ caída de presión [kPa]

$T_1 = T_2 = T_a =$ Temperatura ambiente [K]

$\dot{m}_{air} =$ flujo másico de aire [kg/s]

$P_a = P_1 =$ Presión de aire atmosférico [kPa]

$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 =$ flujo másico de aire [kg/s]

$P_2 =$ presión de salida [kPa]

La figura Las mayores pérdidas de presión en el filtro, se presentan @6000 rpm con un equivalente de 0,042 kPa.

- **Presión en el compresor**

Para calcular la presión entregada por el compresor, partimos de una presión y temperatura de entrada, en este caso para las condiciones de Medellín restando la presión del filtro. Para este modelo en particular se calcula con una relación de presiones variable como se especificó anteriormente, Las presiones relativas del aire se hallan con la temperatura ambiente.

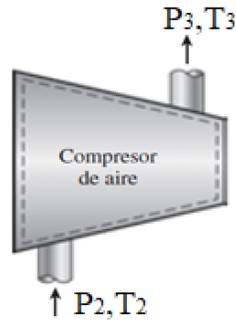


Fig. 33. Esquema de compresor de aire.

Nota: Adaptado de [32]

Con la potencia recuperada en el compresor la cual se analiza al final de estos cálculos, se calcula la temperatura a la salida, y luego asumiendo un proceso de compresión politrópico con $n=1.33$, se determina la presión a la salida del compresor, donde:

$$\dot{W}_{c,ent} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_3 - T_2) \quad (30)$$

$$\eta_{sc} = \frac{P_{r,c}^{\frac{n-1}{n}}}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \quad (31)$$

$$P_{r,c} = \frac{P_3}{P_2} \quad (32)$$

Donde:

$\dot{W}_{c,ent}$ = trabajo de entrada al compresor

\dot{m}_a = flujo másico de aire [kg/s]

$C_{p,a}$ = calor específico del aire $\left[\frac{kJ}{kmol \cdot K} \right]$

n = coeficiente politrópico = 1,33

η_{sc} = eficiencia isentrópica del compresor

$P_{r,c}$ = relación de presiones en compresor

P_3 = presión a la salida [kPa]

$P_2 =$ presión a la entrada del compresor y a la salida del filtro de aire [kPa]

$T_2 =$ temperatura de entrada [K]

$T_3 =$ temperatura de salida [K]

- **Pérdidas de presión en el intercambiador de calor**

Cuando el aire sale del compresor, entra al intercambiador de calor para disminuir su temperatura y aumentar así su densidad. La temperatura a la salida del intercambiador de calor, se estima con una efectividad del 80% con respecto a la temperatura objetivo, es decir la temperatura en la ciudad de Medellín que en promedio es de 27°C. Para determinar estas pérdidas en la presión usamos el siguiente modelo:

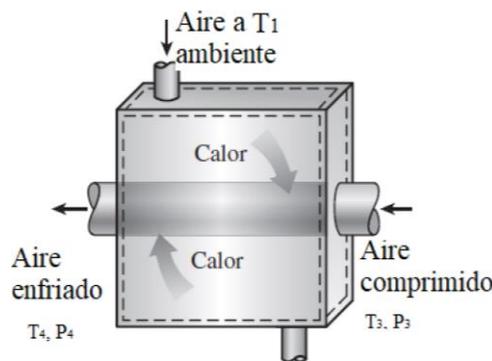


Fig. 34. Esquema de intercambiador de calor Aire-Aire.

Nota: adaptado de [32]

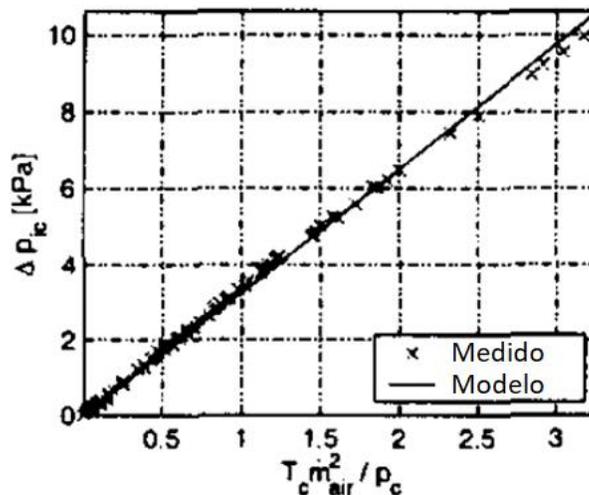


Fig. 35. Pérdidas de presión en el intercambiador de calor.

Nota: Adaptado de [5].

Donde:

$\Delta_{P,ic}$ = caída de presión en intercambiador de calor [kPa]

$T_c = T_3$ = Temperatura después del compresor [K]

\dot{m}_{air} = flujo másico de aire [kg/s]

$P_c = P_3$ = Presión de aire después del compresor [kPa]

Las mayores pérdidas de presión en el intercambiador de calor aire-aire, equivalen a 0,060 kPa @ 6000 rpm.

- **Pérdidas de presión en la válvula mariposa**

Las pérdidas de presión en la válvula mariposa dependen del ángulo de apertura de la mariposa, que a su vez determina la carga proporcionada al motor.

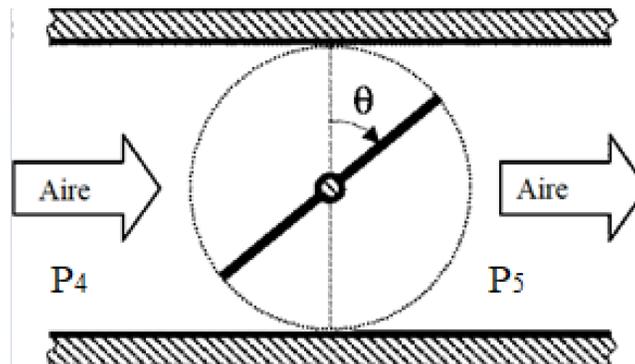


Fig. 36. Esquema de variación de presión según ángulo de apertura en cuerpo de aceleración.

Nota: Adaptado de [15]

En esta ocasión se utiliza un modelo que predice la caída de presión con un coeficiente de descarga variable como se muestra a continuación:

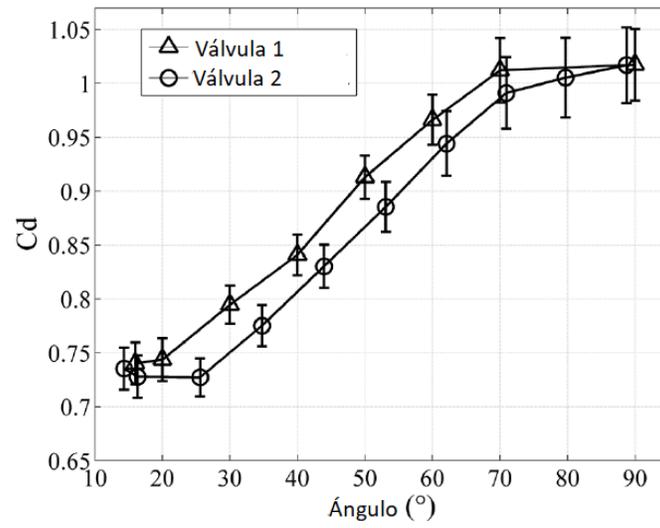


Fig. 37. Coeficiente de descarga según ángulo en válvula mariposa.

Nota: Adaptado de [33]

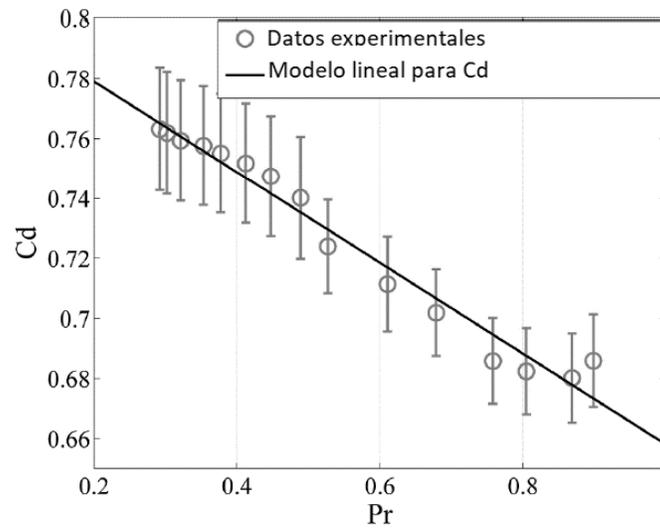


Fig. 38. Coeficiente de descarga según relación de presión de la válvula mariposa.

Nota: Adaptado de [33]

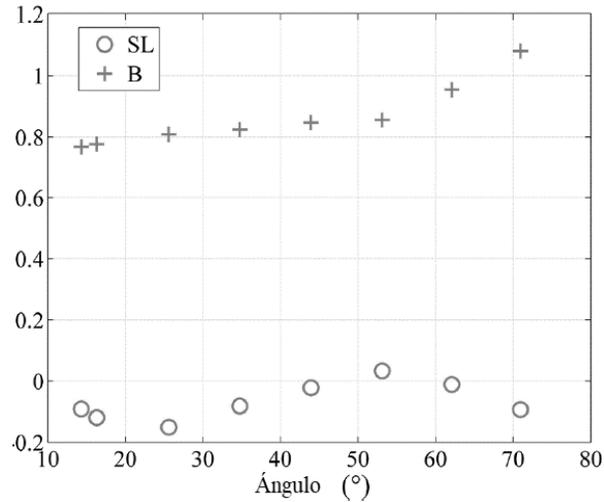


Fig. 39. Parámetros SL y B según ángulo de apertura de la válvula mariposa.

Nota: Adaptado de[33]

Según este modelo en particular, se determinan la caída de presión por medio de las siguientes dos ecuaciones conociendo la presión de entrada a la válvula mariposa y el ángulo de apertura según la carga estimada:

$$P_r = \frac{P_5}{P_4} \quad (33)$$

$$C_d = S_l * P_r + B \quad (34)$$

Donde:

P_r = relación de presión en válvula mariposa

P_5 = presión a la salida de válvula mariposa [kPa]

P_4 = presión a la entrada de válvula mariposa [kPa]

C_d = coeficiente de descarga

S_l = parámetro 1 según ángulo de apertura

B = parámetro 2 según ángulo de apertura

Después de encontrada la presión 5, se procede a determinar la caída de presión según el ángulo de apertura del cuerpo de aceleración, en este caso, se obtienen los siguientes resultados:

TABLA XII
 CAÍDA DE PRESIÓN SEGÚN ÁNGULO DE APERTURA DE CUERPO DE ACELERACIÓN

Carga (%)	Ángulo (°)	P_r	Caída de presión (kPa)	Presión de salida (kPa)
25	22,5	0,3	113,5	56,7
50	45	0,4	102,1	68,1
75	67,5	0,8	34	136,2
100	90	1	0	170,2

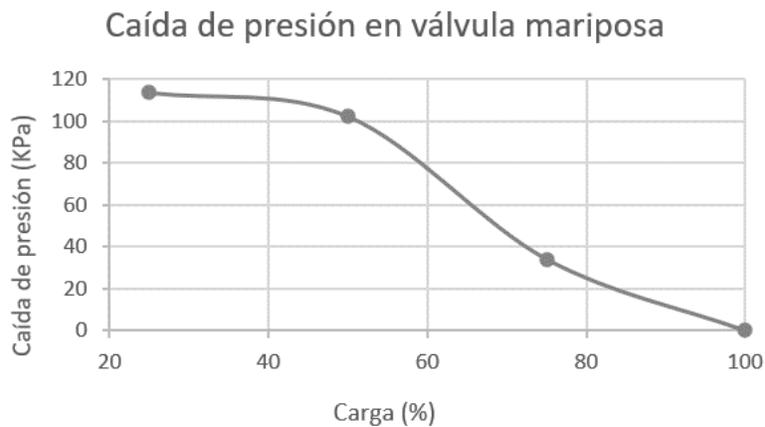


Fig. 40. Caída de presión vs carga.

6.5.3. Balance energético, trabajo de la turbina y del compresor

Conociendo la presión y temperatura del gas a la entrada del motor, la proporción másica de iso-octano/metano del combustible y los parámetros geométricos del cilindro, y la variación en las revoluciones del motor, se procede a realizar el balance energético en el proceso de combustión para encontrar la composición de equilibrio de los productos. Este análisis nos permite determinar las condiciones del gas a la salida del cilindro y a la entrada de la turbina, para así encontrar el trabajo realizado por la turbina. En este trabajo se anexa el código del software EES encontrando las diferentes composiciones de equilibrio.

- **Variables para la composición de equilibrio**

TABLA XIII
PARÁMETROS Y VARIABLES PARA LA COMPOSICIÓN DE EQUILIBRIO.

Parámetros	Rango de análisis
revoluciones motor (rpm)	2000-6000
revoluciones turbina según revoluciones del motor (rpm)	40000-130000
proporción másica iso-octano/metano	0-1
presión de entrada según carga (kPa)	57-170
carga del motor (%)	25-100

Las diferentes composiciones de equilibrio se realizan según la siguiente reacción química:

$C_8H_{18} + CH_4 + at(O_2 + 3,76N_2) \gg CO_2 + H_2O + CO + O_2 + NO + N_2 + H_2$, debido a que se van a analizar 7 productos en su composición molar, se hace uso de tres ecuaciones de disociación para una mejor estimación de la temperatura de los productos de combustión y de la composición de dichos productos. En el (Anexo D.) de este trabajo, se encuentra el modelo de cálculo para el software EES para encontrar dichos resultados. Con las composiciones obtenidas, se procede a realizar un análisis de transferencia de calor en la etapa de expulsión de los gases del ciclo Otto y, posteriormente, se realiza un análisis de transferencia de calor de los gases de combustión que salen del cilindro, hacia la turbina.

- **Transferencia de calor en la descarga del cilindro en etapa de expulsión de gases de escape**

En esta sección, se procede a realizar los cálculos para determinar la temperatura de los gases de combustión a la entrada del múltiple de escape. En este caso se hace el análisis por cada cilindro así:

$$Re = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)b}{A_p \mu_g} \quad (35)$$

$$h_o = 10,4 Re^{0,75} \frac{k}{b} \quad (36)$$

$$q'' = Q_r/A_p = h_o(T_g - T_c) \quad (37)$$

Donde:

$R_e = \text{número de reynolds}$

$\dot{m}_a = \text{flujo másico de aire [kg/s]}$

$\dot{m}_f = \text{flujo másico de combustible [kg/s]}$

$b = \text{diámetro del pistón [m]}$

$A_p = \text{área del piston [m}^2\text{]}$

$\mu_g = \text{viscosidad del gas de escape [kg/(m * s)]}$

$h_o = \text{coeficiente de transferencia de calor, modelo de Taylor } \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$

$q'' = \text{flujo de calor hacia el refrigerante [W/m}^2\text{]}$

$T_g = \text{temperatura del gas de escape [K]}$

$T_c = \text{temperatura del refrigerante [K]}$

$Q_r = \text{calor cedido al refrigerante por cada cilindro [kW]}$

$k = \text{conductividad térmica del refrigerante } \left[\frac{W}{m * K} \right]$

El calor ganado por el refrigerante, es el mismo que pierden los gases de escape, entonces:

$$Q_r = N_g C_v (T_4 - T_c) \quad (38)$$

Donde:

$N_g = \text{flujo molar por cada cilindro [N/s]}$

$C_v = \text{calor específico de los gases de escape } \left[\frac{kJ}{kmol * K} \right]$

$T_4 = \text{temperatura en la etapa de expulsión de gases de escape del cilindro [K]}$

$T_c = \text{temperatura de los gases a la salida del cilindro [K]}$

- **Transferencia de calor en el múltiple de escape**

$$Q_m = \frac{T_c - T_m}{\frac{r_2 - r_1}{k_h - A_{lm}}} \quad (39)$$

$$A_{lm} = \frac{2 \pi L(r_2 - r_1)}{l_n \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (40)$$

El calor transferido al múltiple de escape, es el mismo cedido por los gases de escape, entonces:

$$Q_m = N_g C_v (T_c - T_{t1}) \quad (41)$$

Donde:

$Q_m =$ calor transferido al múltiple de escape [kW]

$T_m =$ temperatura del múltiple de escape [K]

$N_g =$ Flujo molar $\left[\frac{\text{kmol}}{\text{s}} \right]$

$C_v =$ calor específico de los gases de escape $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} * \text{K}} \right]$

$T_c =$ temperatura de los gases a la salida del cilindro [K]

$r_2 - r_1 =$ espesor del múltiple de escape [m]

$L =$ largo del múltiple de escape [m]

$k_h =$ conductividad térmica del múltiple de escape $\left[\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} \right]$

$A_{lm} =$ factor de área [m²]

$T_{t1} =$ temperatura de gases a la entrada de la turbina [K]

La temperatura a la entrada de la turbina incrementa en función de la carga y de las revoluciones del motor como se muestra en la siguiente gráfica.

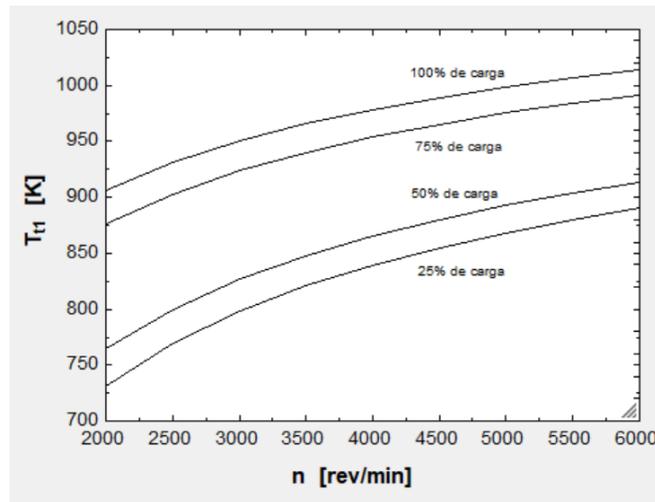


Fig. 41. Comportamiento de la temperatura a la entrada de la turbina según la carga y las revoluciones.

TABLA XIV
ESPECIFICACIONES DEL MÚLTIPLE DE ESCAPE.

Concepto	Descripción
Diámetro del múltiple x 4	34,8mm
Forma del múltiple	Redondo
Área de cada múltiple a la salida del cilindro	9,5 cm 2
Área total del múltiple de escape	38 cm 2
Material del múltiple de escape	Circonita
Espesor del múltiple de escape	5 mm

Fuente: Tomado de [29]

- Trabajo producido por la turbina

$$\eta_{ts} = \frac{1 - \frac{T_s}{T_{t1}}}{1 - \left[\frac{1}{r_{pt}} \right]^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \quad (42)$$

$$r_{pt} = \frac{p_{1t}}{p_{2t}} \quad (43)$$

$$k_t = \frac{C_{pt}}{C_{vt}} \quad (44)$$

$$|\Delta h_{st}| = C_{pt} T_{t1} \left[1 - \left(\frac{P_{2t}}{P_{1t}} \right)^{\left(\frac{k_t - 1}{k_t} \right)} \right] \quad (45)$$

$$\dot{W}_t = \eta_{ts} N_g Z |\Delta h_{st}| \quad (46)$$

Donde:

N_g = flujo molar por cada cilindro [N/s]

η_{ts} = eficiencia isentrópica de la turbina, para este caso se asume de 0,7

r_{pt} = relación de presiones de la turbina, se asume de 3: 1

k_t = relación de calores específicos de los gases a condiciones de la turbina

Z = número de cilindros = 4

T_s = temperatura de salida [K]

T_{t1} = temperatura de entrada [K]

p_{1t} = presión a la entrada [kPa]

p_{2t} = presión a la salida [kPa]

C_{pt} = calor específico a presión constante de los gases en la turbina $\left[\frac{kJ}{kmol * K} \right]$

C_{vt} = calor específico a volumen constante de los gases en la turbina $\left[\frac{kJ}{kmol * K} \right]$

\dot{W}_t = trabajo producido por la turbina [kW]

$|\Delta h_{st}|$ = cambio de la entalpía [kJ/kmol]

Como se observa en las ecuaciones 45 y 46, el trabajo producido en la turbina, es directamente proporcional a varios factores, donde el más relevante es la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina. Esta temperatura, depende directamente de la relación de calores específicos de la mezcla a presión y volumen constantes, los cuales a su vez dependen de la fracción

molar y másica de la mezcla de combustible. En la siguiente gráfica, se observa cómo varía dicha temperatura a diferentes composiciones de metano, desde 10% hasta 100%.

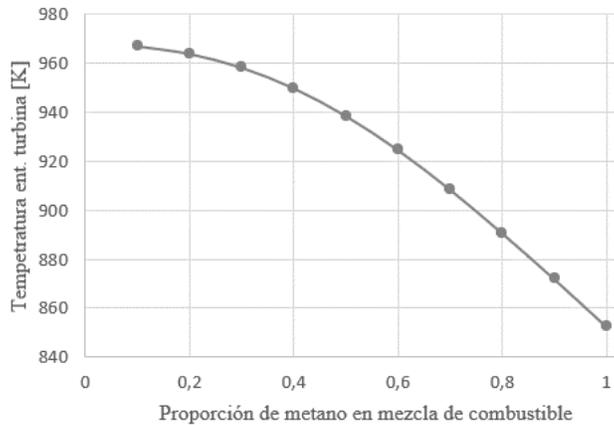


Fig. 42. Temperatura de gases de combustión a la entrada de la turbina vs proporción de metano/iso-octano en combustible a 6000 rpm y 100% de carga del motor.

- **Trabajo del compresor**

Para determinar el trabajo de la turbina que es cedido al compresor, se hace uso de un modelo que permite determinar las pérdidas por fricción en las partes móviles del turbocompresor, allí se producen pérdidas de energía que se transforman en calor y son proporcionales a la velocidad de rotación del eje, el cual a su vez está en función de la velocidad del motor como se muestra a continuación:

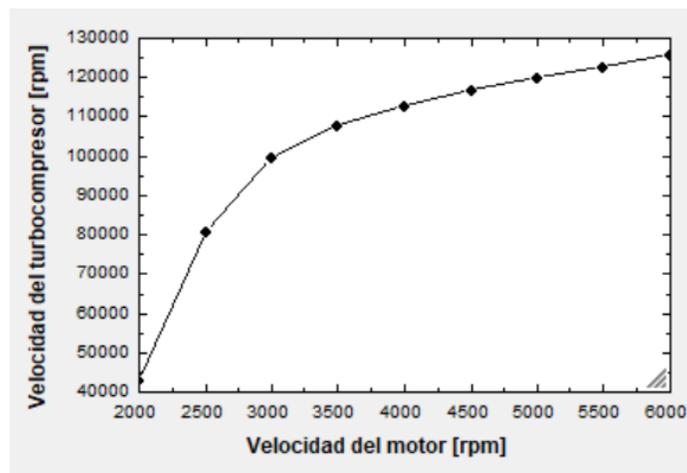


Fig. 43. Velocidad del turbocompresor vs velocidad del motor.

Nota: Adaptado de [34]

Las pérdidas por fricción a bajas velocidades del turbocompresor (<110000 rpm) se determinan a continuación. Para velocidades mayores, se asume una eficiencia de 0,9 la cual es normalmente la encontrada en dichos sistemas a altas velocidades (>110000 rpm). [35]

El modelo, se realizó con un banco de pruebas para turbocompresor aislado térmicamente, en este se encontraron los resultados teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Según la primera ley de la termodinámica, para gases ideales, la potencia entregada al flujo másico de aire en el compresor está dada por:

$$P_{aire} = q_m C_p (T_{2t} - T_{1t}) \quad (47)$$

Donde:

P_{aire} = potencia entregada a flujo másico de aire [kW]

q_m = flujo másico de aire $\left[\frac{kg}{s}\right]$

C_p = calor específico del aire $\left[\frac{kJ}{kmol - K}\right]$

T_{2t} = temperatura total a la salida del compresor [K]

T_{1t} = temperatura total a la entrada del compresor [K]

- El torque y la velocidad de rotación del eje, son entregados por un torquímetro, el cual provee la potencia necesaria al eje. Dicha potencia es igual a la suma de la potencia entregada al flujo másico de aire, más la potencia de pérdidas por fricción, así:

$$P_{eje} = P_{pérdidas} + P_{aire} \quad (48)$$

$$P_{pérdidas} = C_{eje} w_{eje} - q_m C_p (T_{2t} - T_{1t}) \quad (49)$$

Donde:

P_{eje} = potencia del eje [kW]

$P_{pérdidas} = \text{Pérdidas por fricción [kW]}$

$P_{aire} = \text{potencia entregada al flujo másico de aire [kW]}$

$C_{eje} = \text{torque en el eje [Nm]}$

$w_{eje} = \text{velocidad de giro del eje [rpm]}$

$q_m = \text{flujo másico de aire [kg/s]}$

$C_p = \text{calor específico del aire } \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$

$T_{2t} - T_{1t} = \text{diferencia de temperaturas a entrada y salida del compresor [K]}$

Además, la energía transferida al lubricante, equivale a:

$$P_{ac} = q_{ac}c_{ac}(T_{2,ac} - T_{1,ac}) \quad (50)$$

Donde:

$P_{ac} = \text{calor entregado al aceite [kW]}$

$q_{ac} = \text{flujo másico de aceite [kg/s]}$

$C_{ac} = \text{calor específico del aceite } \left[\frac{kJ}{kgK} \right]$

$T_{2t} - T_{1t} = \text{diferencia de temperaturas de aceite a la entrada y salida [K]}$

Como se explicó anteriormente, el torque y la velocidad de giro del eje del turbocargador, son entregados por un torquímetro, en donde se estima que este torque, equivale a la suma de la potencia recibida por el flujo másico de aire, más la potencia que se pierde en los componentes de fricción del compresor. Cabe aclarar que la energía entregada al aceite, teóricamente es la misma que se pierde por fricción, pero en el estudio se afirma que las mediciones de temperatura del aceite a la entrada y salida del sistema fueron complejas de medir, por ende, esta energía no coincide en los resultados con la energía medida en pérdidas por fricción.[35]

A continuación, se muestra en la ilustración los resultados obtenidos para determinar la eficiencia mecánica de un turbocompresor en la zona de bajas revoluciones. Dichas eficiencias se

usan en este trabajo en particular, para las revoluciones estudiadas menores a 110000 rpm y se enlistan en la tabla 18.

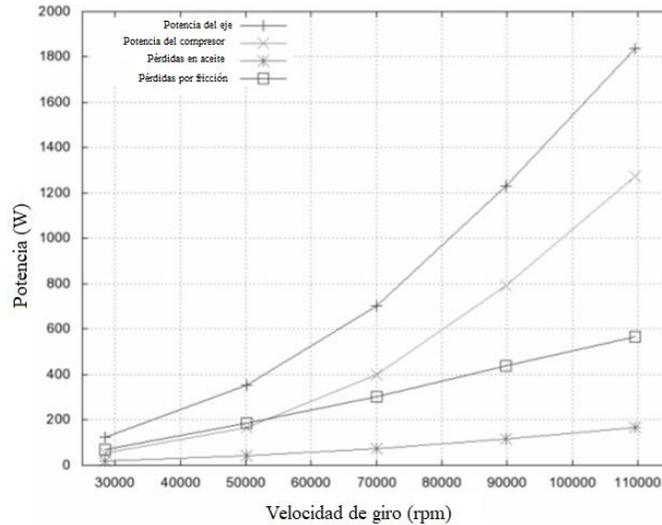


Fig. 44. Diferentes potencias del Turbocargador según la velocidad de giro del turbocargador.

Nota: Adaptado de [36]

TABLA XV
 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TURBOCARGADOR Y EFICIENCIA MECÁNICA EN FUNCIÓN DE VELOCIDAD DEL MOTOR

Velocidad de giro del motor	Velocidad de giro del turbocompresor	Pérdidas (W)	Trabajo del compresor (W)	Eficiencia
2000	60000	250	520	0,51
2500	80000	380	980	0,61
3000	100000	500	1530	0,67

La eficiencia mecánica del turbocompresor se define como:

$$\eta_m = \frac{W_c}{W_t} = \frac{W_c}{W_c + W_f} \quad (51)$$

Donde:

η_m = eficiencia mecánica

W_t = trabajo de la turbina [kW]

$W_c = \text{trabajo del compresor [kW]}$

$W_f = \text{trabajo de pérdidas por fricción [kW]}$

Teniendo las eficiencias mecánicas del turbocompresor al rango de revoluciones estudiado, podemos hallar la potencia entregada de la turbina al compresor y se procede a realizar el balance de masas y energías en el compresor, teniendo en cuenta un proceso politrópico con $n=1.33$. Habiendo encontrado la temperatura a la salida del compresor, se procede a determinar por medio de la eficiencia del compresor hallada en el mapa de operación, la relación de presiones y, por ende, la presión a la salida del compresor.

$$\dot{W}_{c,ent} = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{sc} - T_a) \quad (52)$$

$$\eta_c = \frac{P_{r,c}^{\frac{n-1}{n}}}{\frac{T_{sc}}{T_a} - 1} \quad (53)$$

$$P_{r,c} = \frac{P_{sc}}{P_a} \quad (54)$$

$$\dot{W}_{c,ent} = \frac{\dot{m}_a C_{p,a} T_a}{\eta_{cs}} \left[\left(\frac{P_c}{P_a} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right] \quad (55)$$

Donde:

$W_{c,ent} = \text{trabajo de entrada al compresor [kW]}$

$\dot{m}_a = \text{flujo másico de aire [kg/s]}$

$C_{p,a} = \text{calor específico del aire} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \right]$

$n = \text{coeficiente politrópico} = 1,33$

$\eta_{cs} = \text{eficiencia isentrópica del compresor}$

$P_{r,c} = \text{relación de presiones en compresor}$

P_{sc} = presión a la salida del compresor [kPa]

P_a = presión a la entrada del compresor y a la salida del filtro de aire [kPa]

T_a = temperatura de entrada del aire al compresor [K]

T_{sc} = temperatura de salida del aire del compresor [K]

El mapa de operación del compresor con el cual, por medio del flujo másico de aire y las revoluciones del turbocompresor, encontramos la relación de presiones y la eficiencia del compresor, se muestra a continuación:

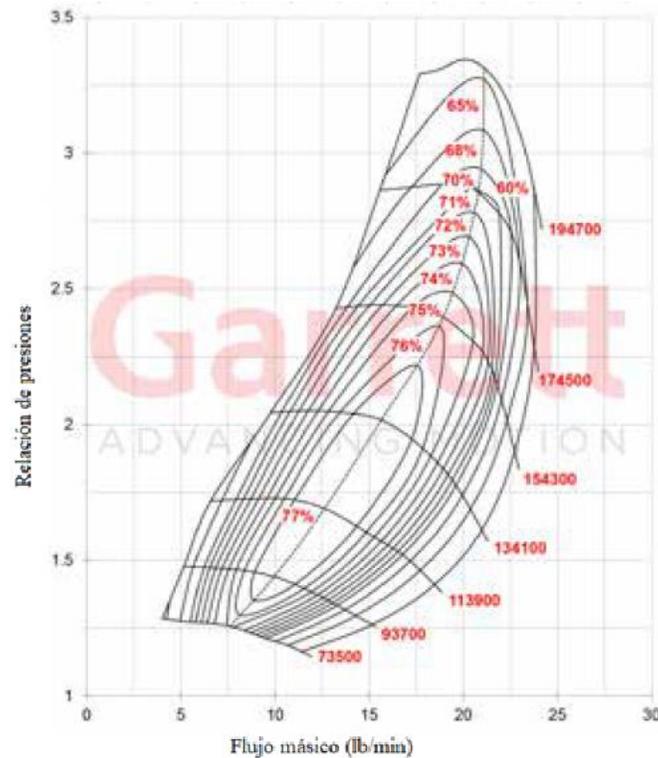


Fig. 45. Mapa de operación del compresor.

Nota: Adaptado de[17]

- **Resultados para trabajo y flujo másico en el compresor y la turbina**

Para finalizar, se presentan los resultados de los cálculos, variando los parámetros de entrada en el código realizado en el software EES así:

- se ingresan las rpm del motor, las cuales nos indican las rpm del turbocompresor y su eficiencia mecánica.

- Se ingresa la relación de presiones de la válvula mariposa, la cual nos la da el porcentaje de carga.
- Con la potencia hallada en el compresor, se calcula la temperatura a la salida y la relación de presiones.
- Con esto obtenemos las condiciones del aire a la salida del compresor.

En la siguiente gráfica, se muestra cómo varía el trabajo de la turbina y el compresor a carga y composición de combustible constante:

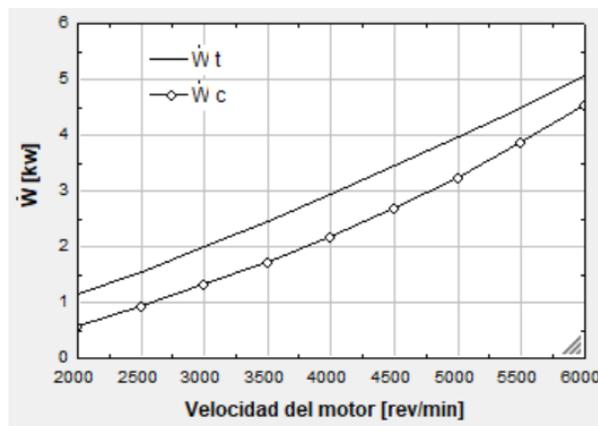


Fig. 46. Comparación entre potencia de turbina y compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano a 25% de carga.

A continuación, se muestran los resultados para el trabajo del compresor, el trabajo de la turbina y el flujo másico de aire para diferentes mezclas de combustible.

- **Resultados para mezcla de proporción másica de 100% iso-octano y 0% metano**

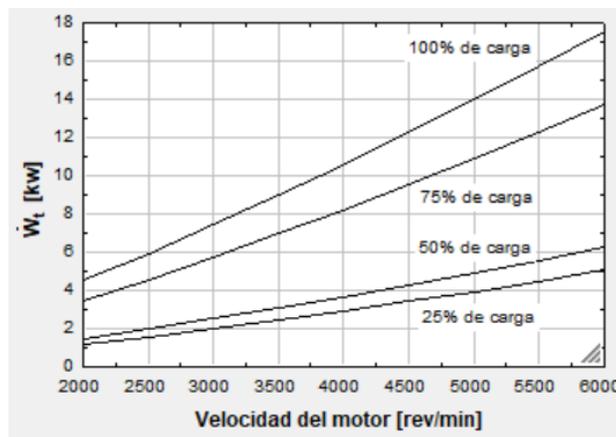


Fig. 47. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano.

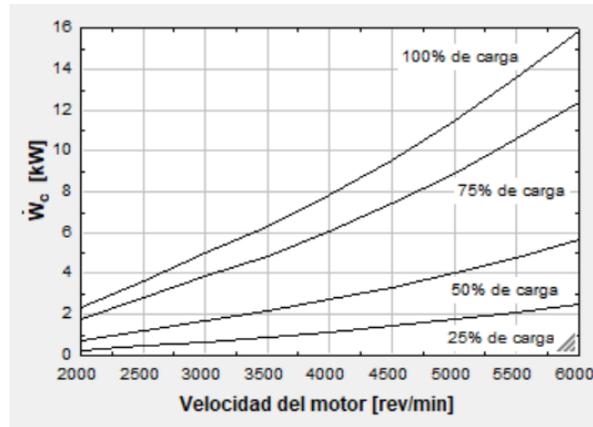


Fig. 48. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla 100% iso-octano, 0% metano.

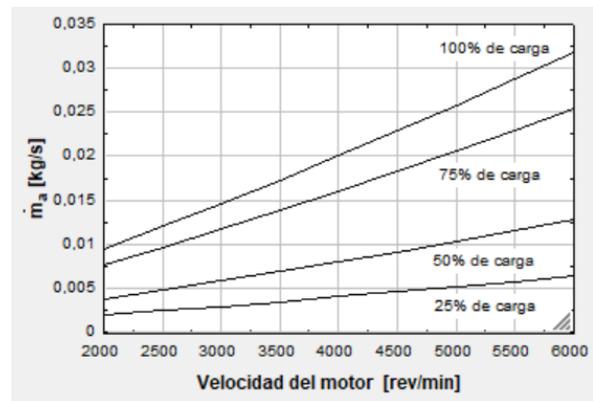


Fig. 49. Flujo másico de aire vs velocidad de giro del motor para mezcla de 100% iso-octano, 0% metano.

- **Resultados para mezcla de proporción másica de 75% iso-octano y 25% metano**

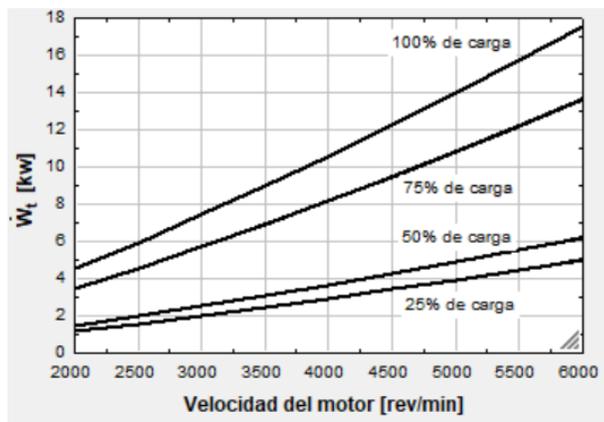


Fig. 50. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.

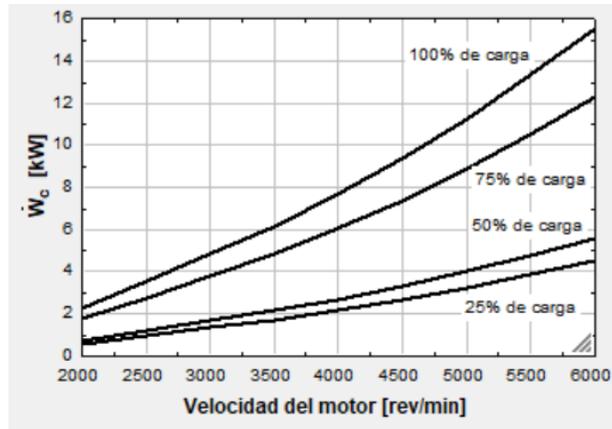


Fig. 51. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.

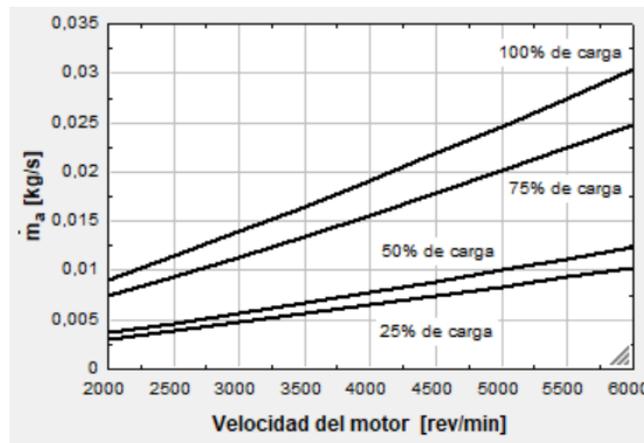


Fig. 52. Flujo másico de aire vs velocidad de giro del motor para mezcla de 75% iso-octano, 25% metano.

- **Resultados para mezcla con proporción másica de 50% iso-octano y 50% metano**

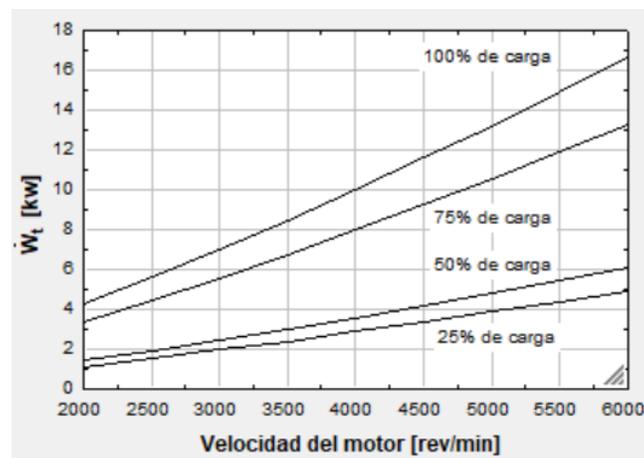


Fig. 53. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.

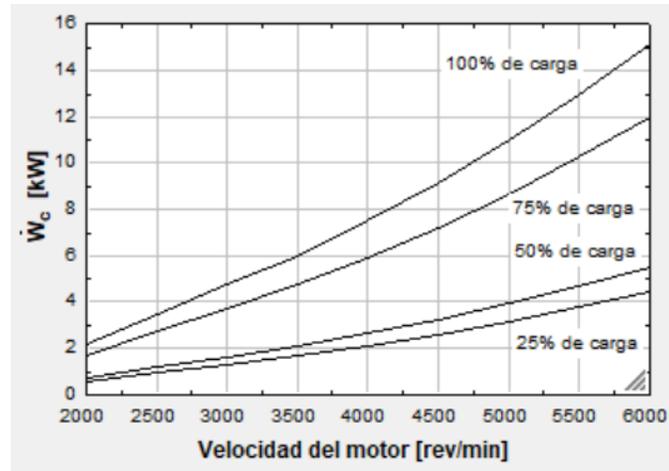


Fig. 54. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.

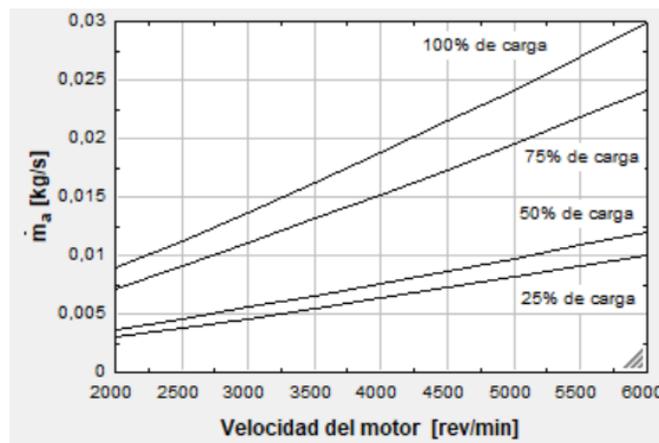


Fig. 55. Flujo másico de aire vs velocidad del motor para mezcla de 50% iso-octano, 50% metano.

- **Resultados para mezcla con proporción másica de 25% iso-octano y 75% metano**

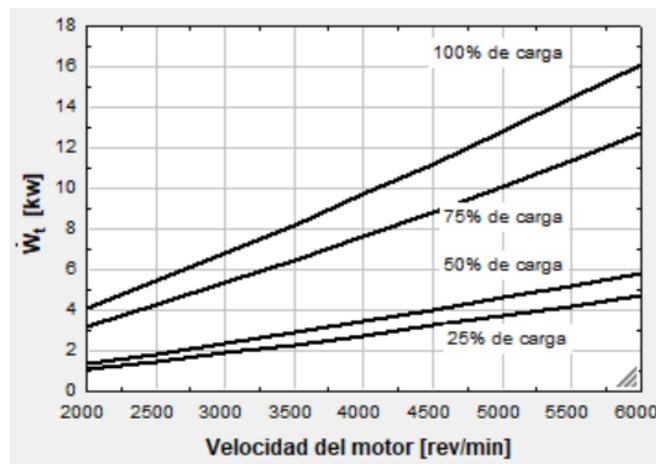


Fig. 56. Trabajo de la turbina vs velocidad de giro del motor para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.

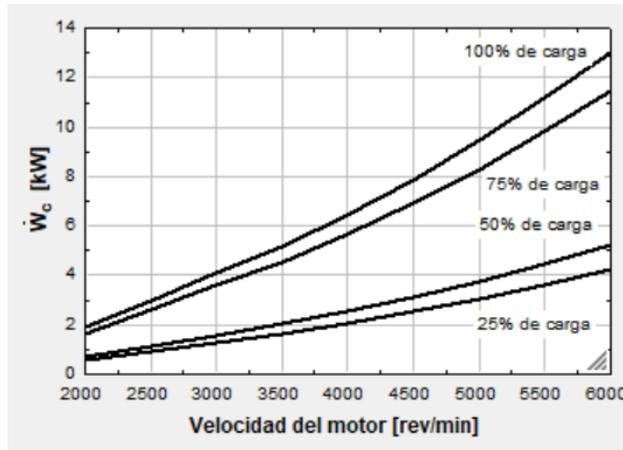


Fig. 57. Trabajo del compresor vs velocidad de giro del motor para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.

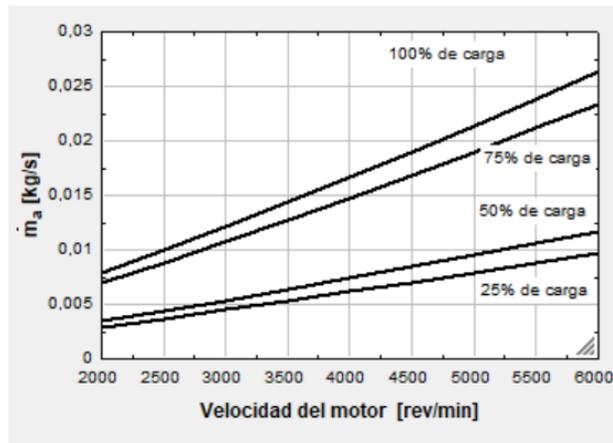


Fig. 58. Flujo másico de aire para mezcla de 25% iso-octano, 75% metano.

- **Variación del trabajo de la turbina según diferentes proporciones de iso-octano/metano, a carga completa (100%)**

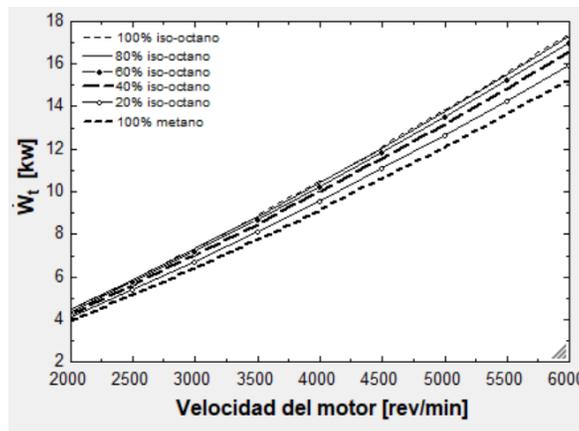


Fig. 59. Variación del trabajo de la turbina con diferentes composiciones de combustible y a 100% de carga.

- **Variación del trabajo del compresor, según las diferentes proporciones de iso-octano-metano a carga completa (100%)**

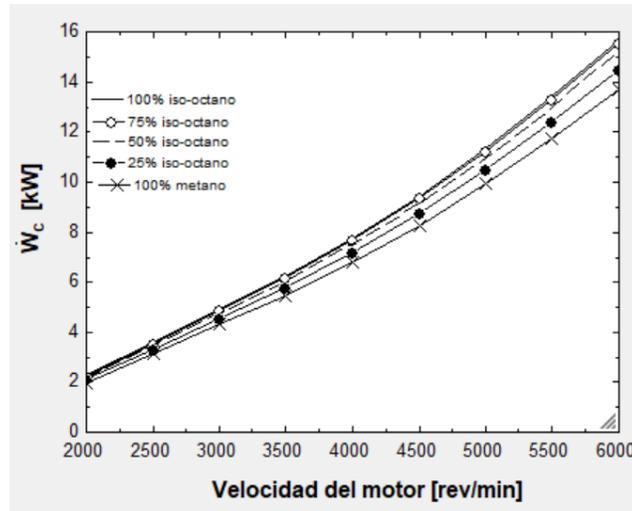


Fig. 60. Variación del trabajo del compresor con diferentes composiciones de combustible y a 100% de carga.

- **Presión a la salida del compresor a diferentes cargas y composición de mezcla de combustible**

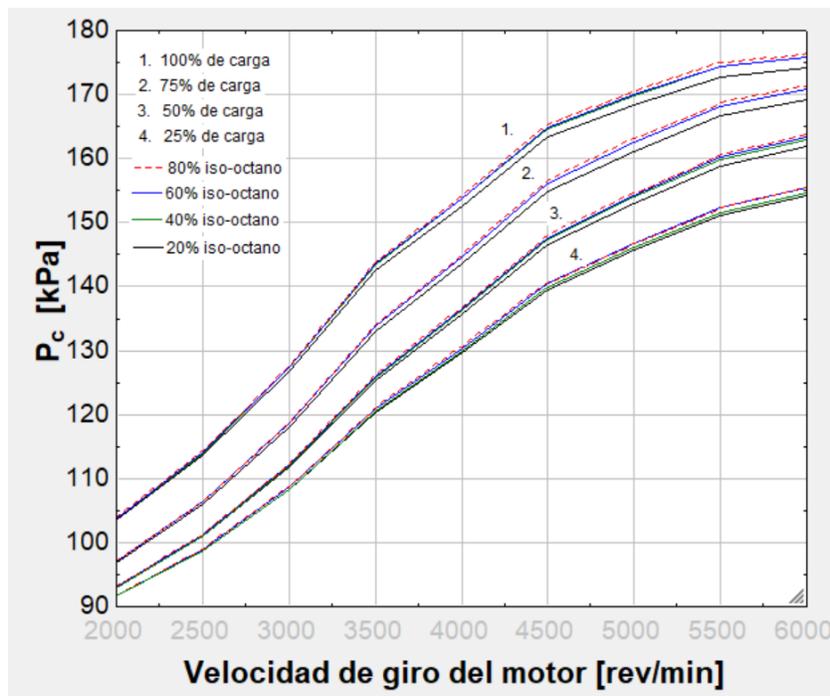


Fig. 61. Presión a la salida del compresor vs velocidad de giro del motor.

- **Temperatura a la salida del compresor a diferentes cargas y composición de mezcla de combustible**

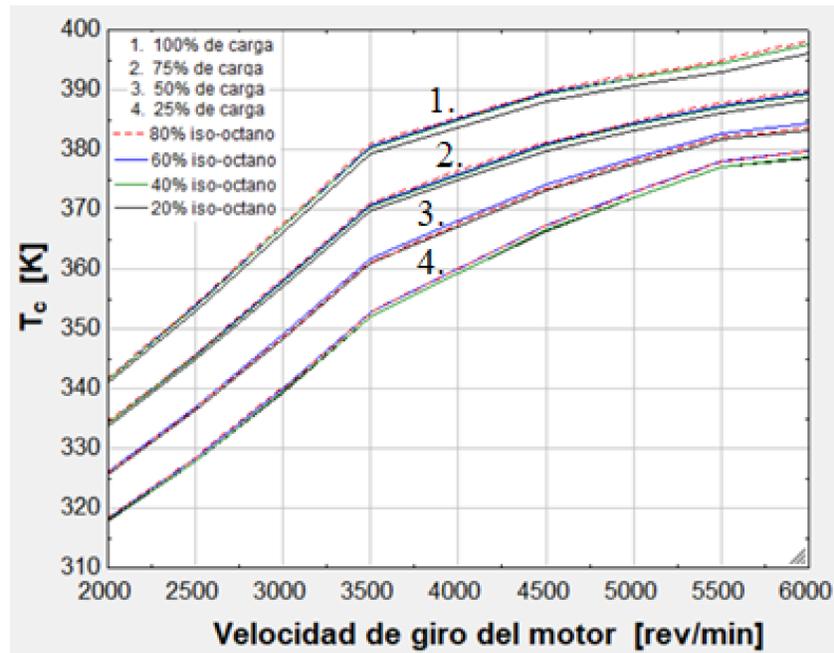


Fig. 62. Temperatura a la salida del compresor vs velocidad de giro del motor.

- **Temperatura a la entrada y salida de la turbina a diferentes cargas y composiciones de combustible**

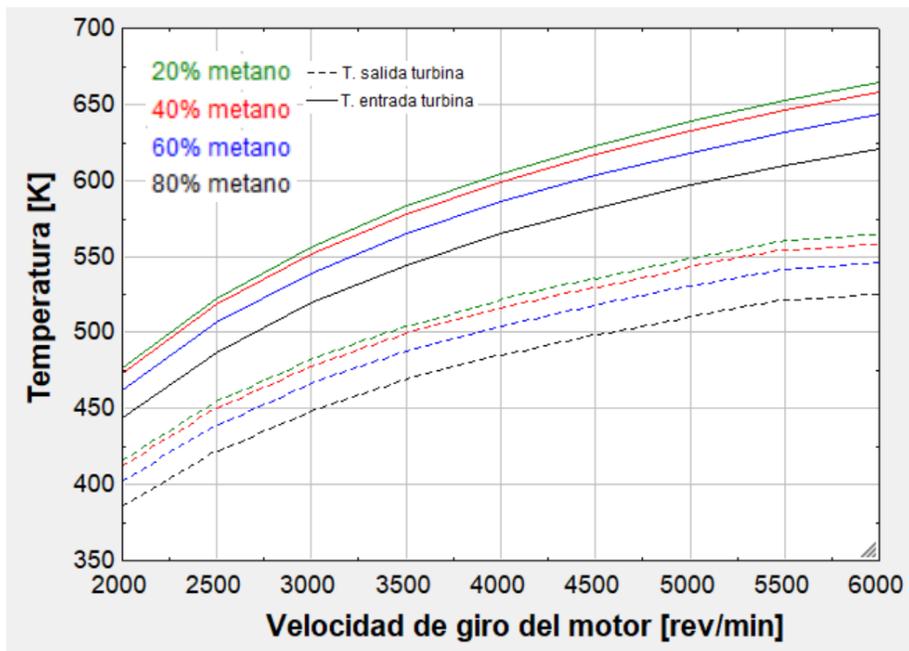


Fig. 63. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 25% de carga.

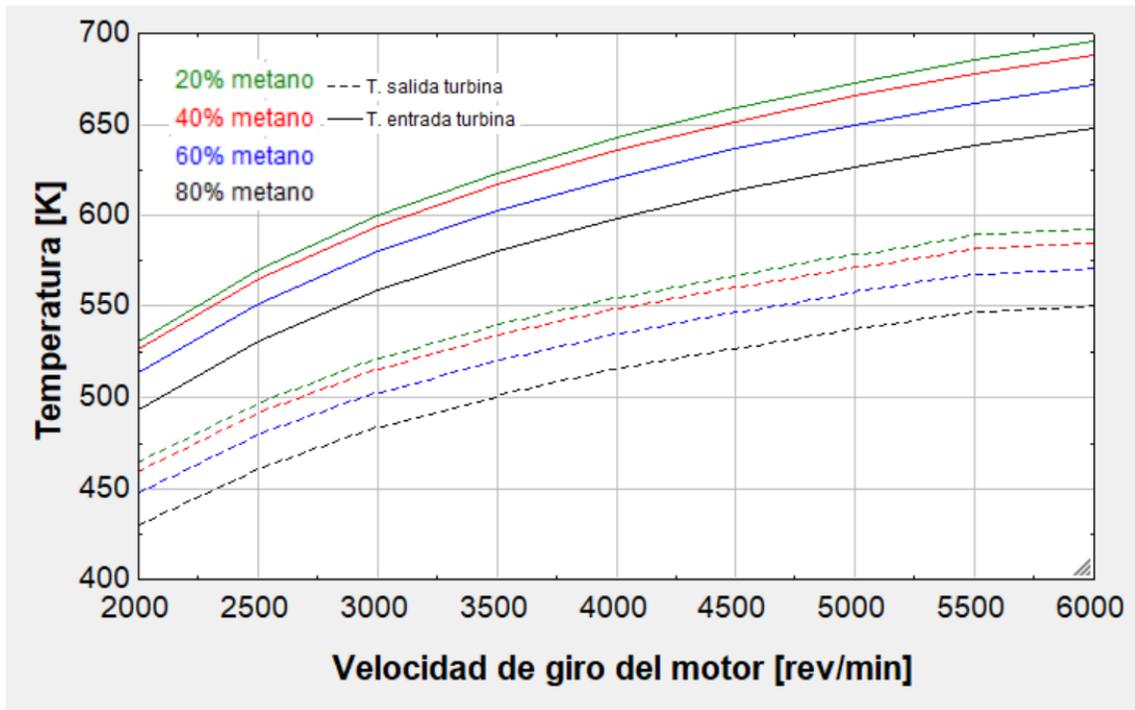


Fig. 64. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 50% de carga.

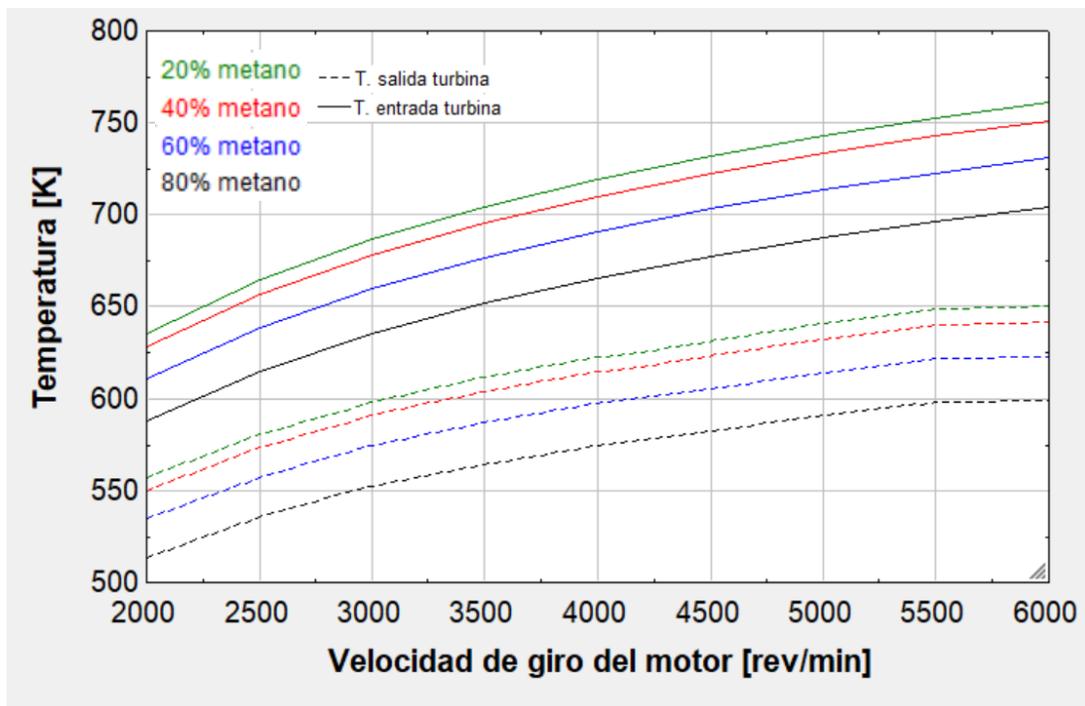


Fig. 65. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 75% de carga

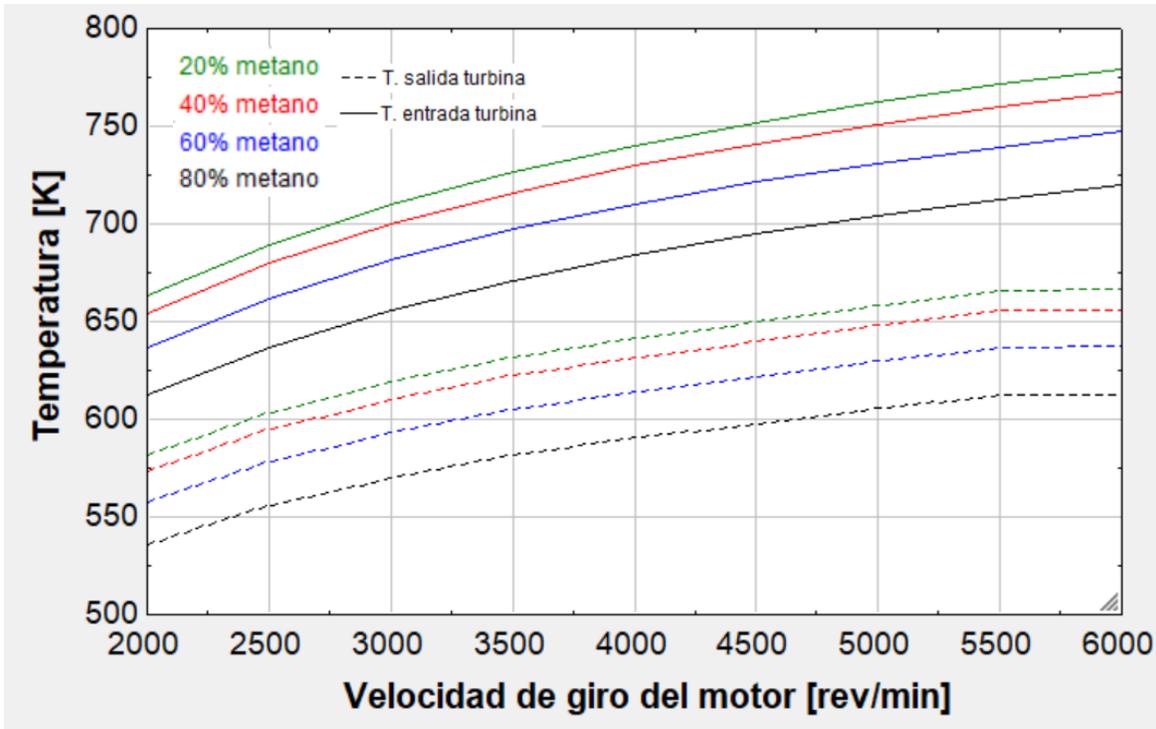


Fig. 66. Temperaturas en la turbina vs velocidad de giro del motor a 100% de carga.

- **Presión a la entrada y salida de la turbina a diferentes cargas y composiciones de combustible**

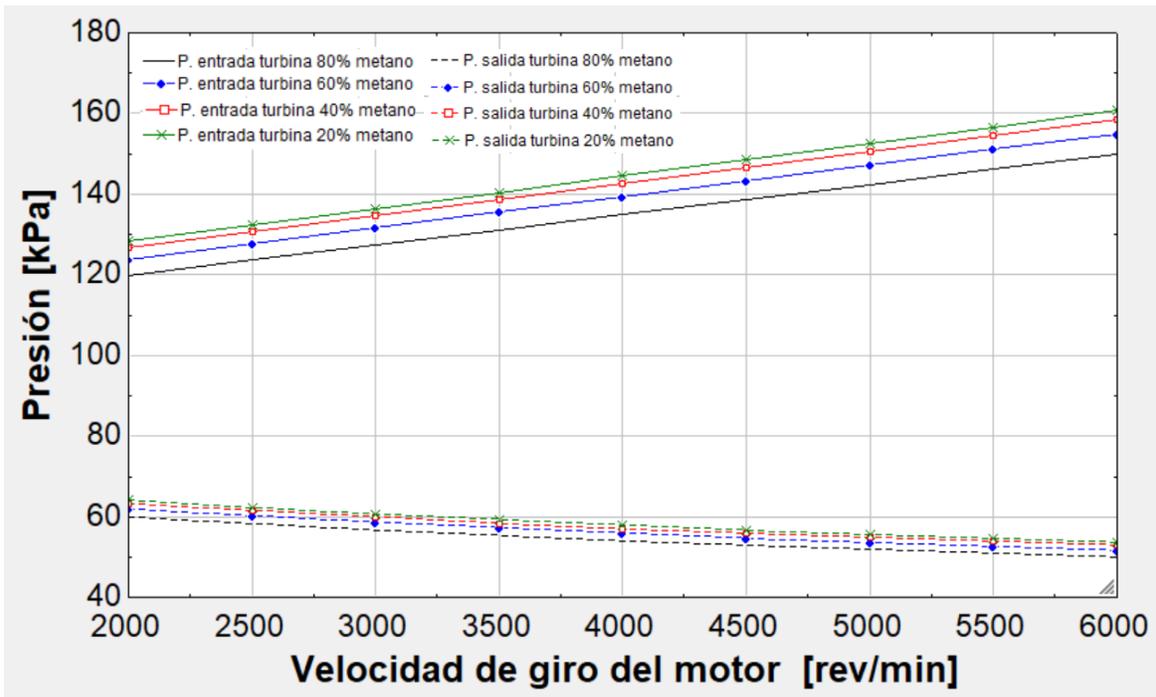


Fig. 67. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 25% de carga.

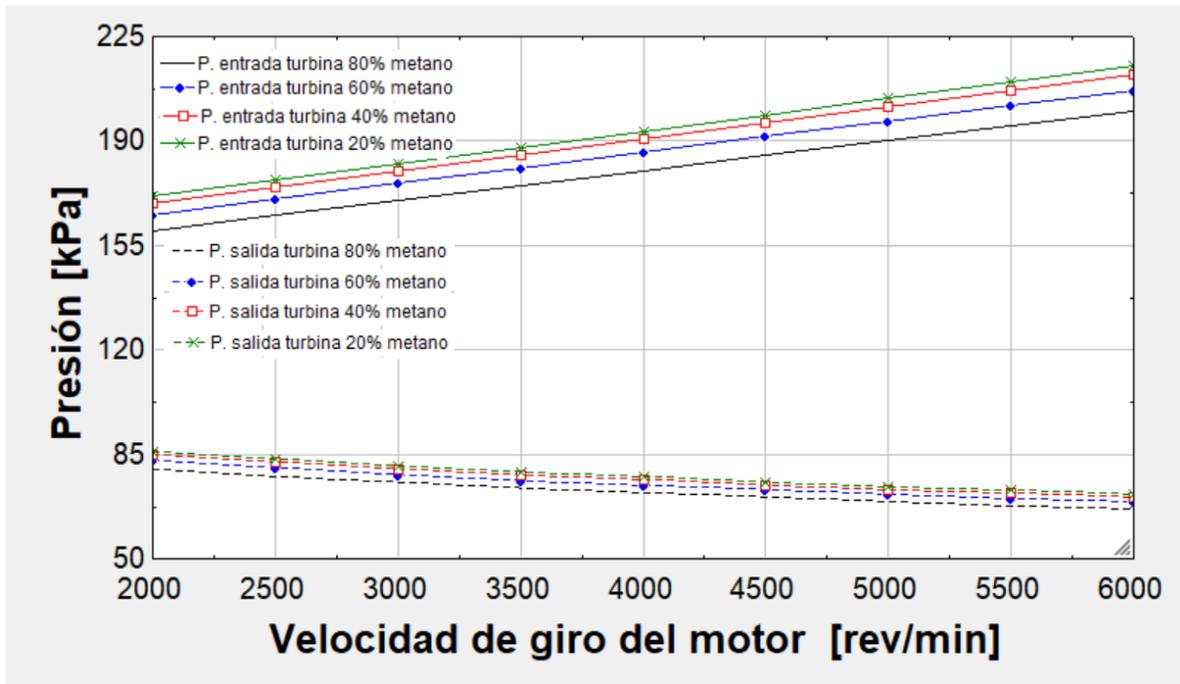


Fig. 68. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 50% de carga.

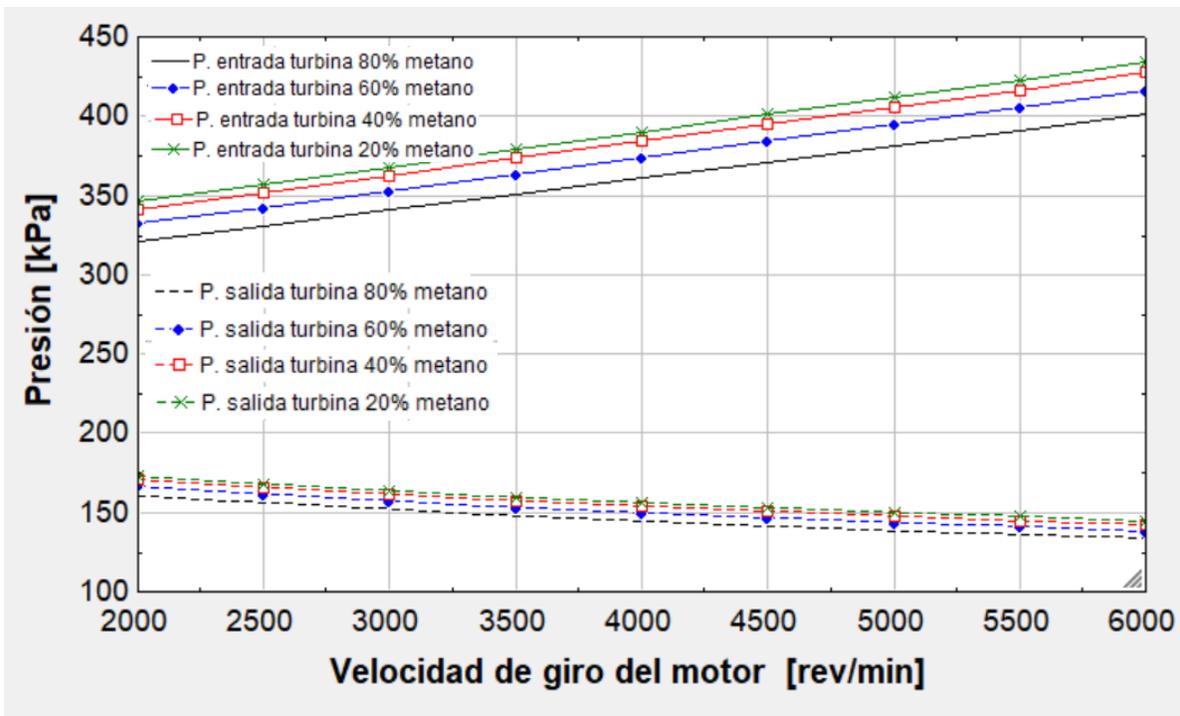


Fig. 69. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 75% de carga.

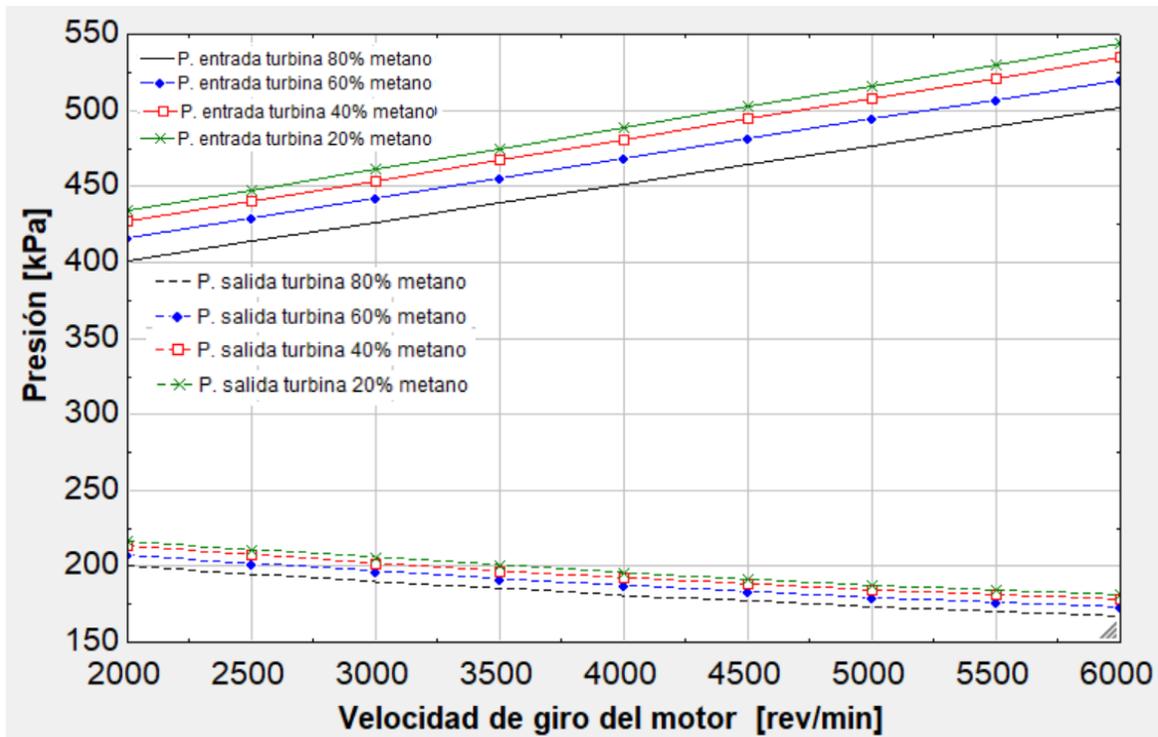


Fig. 70. Presiones en la turbina vs velocidad de giro del motor a 100% de carga.

6.6. Análisis de resultados

Según el procedimiento para obtener los resultados, y los mismos resultados calculados, se observa que:

- La eficiencia mecánica del turbocompresor incrementa, a medida que se incrementa la velocidad de giro del motor y por ende del turbocompresor. Esta va desde 0,61, hasta 0,9
- Las pérdidas por fricción en el eje del turbocompresor disminuyen, en bien se incrementa la temperatura del sistema debido a las altas revoluciones y disminución de la viscosidad del lubricante.
- El trabajo de la turbina y por ende el trabajo del compresor, incrementan con la velocidad de giro del motor y la temperatura de los gases de combustión debido a una mayor entalpía. Estas van desde 0,5 hasta 17 kW.

- El trabajo de la turbina y, por ende, el trabajo del compresor, incrementan con una mayor proporción de iso-octano/metano.
- El flujo másico de aire hacia el motor y hacia la turbina, incrementa con las revoluciones del motor. Este flujo másico varía desde 0,0025 hasta 0,035 kg/s de aire.
- La eficiencia del compresor, normalmente va en aumento, hasta llegar a un punto en el que vuelve y decae, pero en este análisis, solamente presentó un aumento, ya que el flujo másico correspondiente a la zona de descenso de la eficiencia, no alcanza valores suficientes para la presión atmosférica en Medellín.
- La eficiencia del compresor, para estas condiciones de operación, presenta un incremento entre 1,34 y 2,18.
- El trabajo de la turbina y el compresor aumentan con las revoluciones del motor y la carga
- El flujo másico de aire incrementa con la carga y con las revoluciones del motor.
- La suma de las pérdidas de presión en el filtro de aire y en el intercambiador de calor representan menos del 0,2% de la presión a la entrada a la mínima presión de carga (57 kPa).
- La presión del aire a la salida del compresor, incrementa con la carga, las revoluciones del motor y en poca medida con la proporción de iso-octano/metano.
- Mayor proporción de metano en la mezcla, representa una menor temperatura a la entrada de la turbina, por ende, se obtiene un menor trabajo tanto en la turbina como en el compresor, y debido a un menor trabajo en el compresor, el flujo másico que ingresa al sistema es menor.

- Las temperaturas de entrada del compresor y las temperaturas a la entrada y salida de la turbina, incrementan con la velocidad de giro del motor debido a que estas revoluciones por minuto, representan más liberación de calor en un mismo período de tiempo.
- La presión a la entrada de la turbina aumenta con las velocidades de giro del motor y con la carga, mientras que la presión a la salida del motor disminuye con la velocidad de giro del motor, pero también aumenta con la carga.

VII. CONCLUSIONES

- Se realizó una revisión de la documentación científica y documentación técnica lo cual fue primordial para hacer posible el completo entendimiento del sistema de turboalimentación en general y para este banco de pruebas en específico.
- Se determinó el comportamiento y capacidad del turbocompresor y de sus mapas de operación, a partir de los balances de masa y energía teóricos de cada uno de sus componentes, para mezclas aire/gas natural.
- Se realizaron los balances de masa y energía de todo el sistema, en donde se encontró el trabajo de la turbina y el compresor esperados, para cumplir con los requerimientos de funcionamiento del motor.
- Se encontró que trabajo del compresor se ve afectado por una eficiencia mecánica en el eje del turbocompresor, que varía desde 0,61 hasta 0,9.
- Se concluye que el incremento en la temperatura de gases de combustión y el incremento de la relación de presiones del compresor, permiten un mejor desempeño en el sistema de turboalimentación.
- Se determinó que una mayor proporción de metano/iso-octano, disminuyen el desempeño del sistema de turboalimentación, debido a un menor trabajo del turbocompresor producido por una disminución de la temperatura a la entrada de la turbina.
- Las pérdidas de presión en el cuerpo de aceleración pueden llegar a representar una caída de presión de un tercio de la presión antes de la válvula mariposa.
- Los deltas de presión del filtro de aire y el intercambiador de calor, no representan pérdidas significativas de presión para el sistema de turboalimentación.
- Se pudo determinar las condiciones de presión en la turbina y en el compresor, dependiendo del grado de carga, la velocidad de giro del motor y la composición de los productos de combustión
- Se hallaron las temperaturas esperadas en el compresor y en la turbina, dependiendo del grado de carga, la velocidad de giro del motor y la proporción de mezcla de combustible.

REFERENCIAS

- [1] UPME, “Plan Energetico Nacional 2020-2050 (UPME),” p. 83, 2019.
- [2] V. Gualteros, H. Martha, and Enrique, “Revisión de las regulaciones e incentivos para el uso de las energías renovables en Colombia,” *Jurídicas, Manizales.*, vol. 10, pp. 209–224.
- [3] A. García, B. C., G. X., and S. C. R., “El ABC de los compromisos de Colombia para la COP 21,” *El ABC de los compromisos de Colombia para la COP 21*, p. 31, 2015.
- [4] M. de minas y Energías, “No Title,” *Unidad de Planeación Minero Energética-UPME*, 2016.
- [5] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 1988.
- [6] M. Lapuerta, O. Armas, and J. R. Agudel, “Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento de Motores de Combustión Interna. Parte 1,” *SciELO*, pp. 21–30, 2006.
- [7] “SURFACE VEHICLE STANDARD Engine Power Test Code-Spark Ignition and Compression Ignition-Net Power Rating,” 2004. [Online]. Available: <http://bookstore.gpo.gov/cgi-bin/spcgate2001.cgi>
- [8] A. Gharehghani, R. Hosseini, M. Mirsalim, and T. F. Yusaf, “A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline,” *Fuel*, vol. 158, pp. 488–493, 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2015.05.067.
- [9] G. Brecq, A. Kastler, N. Cedex, and T. Muller, “KNOCK PREVENTION OF GAS SI ENGINE,” pp. 1–8, 2019.
- [10] J. P. Gómez Montoya, G. J. Amador Diaz, and A. A. Amell Arrieta, “Effect of equivalence ratio on knocking tendency in spark ignition engines fueled with fuel blends of biogas, natural gas, propane and hydrogen,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 43, no. 51, pp. 23041–23049, 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.10.117.
- [11] Z. Wang *et al.*, “Relationship between super-knock and pre-ignition,” *International Journal of Engine Research*, vol. 16, no. 2, pp. 166–180, 2015, doi: 10.1177/1468087414530388.
- [12] Nedgia, “Características gas natural,” 2020.
- [13] Ecopetrol, “Gas Natural de Colombia,” 2018.

- [14] M. Capobianco and S. Marelli, “Waste-gate turbocharging control in automotive SI engines: Effect on steady and unsteady turbine performance,” *SAE Technical Papers*, no. 724, pp. 776–790, 2007, doi: 10.4271/2007-01-3543.
- [15] C. Ferguson and A. Kirkpatrick, *Internal Combustion Engines*. 2016.
- [16] W. Pullkrabek, *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*.
- [17] Garret, “Performance catalog vol 8,” vol. 8.
- [18] M. Sjerić, I. Taritaš, R. Tomić, M. Blažić, D. Kozarac, and Z. Lulić, “Efficiency improvement of a spark-ignition engine at full load conditions using exhaust gas recirculation and variable geometry turbocharger – Numerical study,” *Energy Conversion and Management*, vol. 125, pp. 26–39, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.047.
- [19] D. Feng, H. Wei, and M. Pan, “Comparative study on combined effects of cooled EGR with intake boosting and variable compression ratios on combustion and emissions improvement in a SI engine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 131, pp. 192–200, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.110.
- [20] L. S. Wang and S. Yang, “Turbo-Cool turbocharging system for spark ignition engines,” *Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, no. 8, pp. 1163–1175, 2006, doi: 10.1243/09544070JAUTO172.
- [21] <https://x-engineer.org/automotive-engineering/internal-combustion-engines/ice-components-systems/variable-geometry-turbocharger-vgt/>, “VGT,” 2020.
- [22] <https://www.actualidadmotor.com/valvula-egr-que-es-funcionamiento-averias/>, “EGR,” 2018.
- [23] M. Cucchi and S. Samuel, “Influence of the exhaust gas turbocharger on nano-scale particulate matter emissions from a GDI spark ignition engine,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 76, pp. 167–174, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.11.002.
- [24] “US Energy Information Administration, ‘International Energy Outlook 2014’, DOE/EIA-0484(2014), 2014.”.
- [25] “International Energy Agency, ‘World Energy Outlook 2011’, 2011.”.
- [26] “ExxonMobil, ‘The Outlook for Energy: A view to 2040’, 2014.”.
- [27] J. Lee, K. Lee, J. Lee, and B. Anh, “High power performance with zero NOx emission in a hydrogen-fueled spark ignition engine by valve timing and lean boosting,” *Fuel*, vol. 128, pp. 381–389, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.03.010.

- [28] G. Bourhis, J. P. Solari, V. Morel, and R. Dauphin, “Using Ethanol’s Double Octane Boosting Effect with Low RON Naphtha-Based Fuel for an Octane on Demand SI Engine,” *SAE International Journal of Engines*, vol. 9, no. 3, 2016, doi: 10.4271/2016-01-0666.
- [29] Dsport magazine, “Motor fiesta ecoboost 1.6l,” 2018.
- [30] Scopus, “Analyze search results,” 2020.
- [31] ford motor Company, “www.fordtechservice.com,” 2020.
- [32] B. Cengel, “Mi Libro PDF y Más,” 2017. [Online]. Available: www.youtube.com/MiLibroPDFyMas
- [33] E. Haddad, D. Chalet, and P. Chesse, “Improved throttle valve modeling for spark-ignition engine simulations,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 233, no. 6, pp. 1614–1622, May 2019, doi: 10.1177/0954407018775823.
- [34] H. Heisler, “Advanced Engine Technology.” [Online]. Available: <https://boilersinfo.com>
- [35] M. Deligant, P. Podevin, and G. Descombes, “Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses,” *Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 388–394, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2011.12.049.
- [36] Michael Deligant, Dr Pierre Podevin, and Pr Georges Descombes, “Experimental Study of Turbocharger’s performance at low speeds”.

ANEXOS

Anexo A. Generalidades y características de algunas de las principales partes del motor 1,6L GTDI

- **Bloque de cilindros:** Ligero y acanalado el bloque del motor de aleación de aluminio utiliza tecnología de molde permanente con aleaciones de alta resistencia. El bloque presenta una fundición de pared delgada en áreas de bajo estrés para minimizar el peso. Las nervaduras extensas se suman a la fuerza esquelética en áreas de alta tensión. El diseño de "plataforma abierta" del motor compensa parte de la fuerza del cilindro por un menor peso, menores costos de producción y un mejor equilibrio y eficiencia de enfriamiento.



Fig. 71. Bloque del motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente [29]

- **Pistones:** Los pistones hipereutéticos fundidos tienen un acabado casi mecanizado. Las coronas de pistón y las superficies de los anillos superiores cuentan con un revestimiento que mejora el rendimiento, mientras que en los faldones asimétricos se encuentra un revestimiento que reduce la fricción. Los pasadores de pistón cuentan con un revestimiento similar al diamante (DLC) para una resistencia al desgaste excepcional.



Fig. 72. Pistón motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente: [29]

- **Colector de aceite:** Soporte para bloque y cárter de aceite cuyo propósito principal es mantener un suministro continuo de aceite de motor alrededor del conjunto de recogida de la bomba de aceite. En el motor EcoBoost 1.6L, la bandeja también agrega soporte estructural entre el motor y el conjunto del transeje.



Fig. 73. Cárter de motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente [29]

- **Bielas:** utilizan un proceso de fabricación de metal en polvo forjado en caliente y un proceso de tapa de varilla agrietada.



Fig. 74. Biela del motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente [29]

- **Cigüeñal:** el motor cuenta con un cigüeñal de proceso de fundición, mecanizado posteriormente.



Fig. 75. Cigüeñal motor 1.6L GTDI.

Nota: Fuente [28].

- **Cabeza de cilindros (culata):** cuenta con Puertos D de alta velocidad de 16 V, el motor EcoBoost 1.6L mantiene los muñones de las levas inferiores como parte de la fundición. Los puertos de la culata, el diseño de la válvula y la cámara de combustión están diseñados para un flujo de alta velocidad y una eficiencia de combustión excepcional. Los ocho puertos de admisión tienen un diseño visible en forma de "D". Estos puertos de admisión en forma de D permiten que el flujo de admisión se gire de manera eficiente y rápida desde el colector de admisión hacia los cilindros con una pérdida mínima de velocidad de flujo.



Fig. 76. Culata de motor 1.6L GTDI.

Nota: Fuente [28].

- **Árboles de levas:** Los dos árboles de levas actúan directamente sobre los cangilones sin un conjunto de balancines. Esta configuración de acción directa mejora el rendimiento y la

confiabilidad. Dado que el motor utiliza una bomba de combustible mecánica de alta presión para la inyección directa de combustible en los cilindros, uno de los árboles de levas tiene un lóbulo adicional para impulsar esta bomba mecánica de alta presión.



Fig. 77. Árboles de levas de motor 1.6L GTDI

Nota: Fuente [28].

- **Tren de válvulas:** El EcoBoost 1.6L cuenta con vástagos de válvula de 5.0 mm, las válvulas de admisión tienen un tamaño de 30 mm, mientras que las válvulas de escape son de 25 mm. Las válvulas de admisión cuentan con un revestimiento de nitruro negro para aumentar la vida útil del vástago.



Fig. 78. Válvulas motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente [28].

- **Sistema turbo:** A diferencia de algunos de los otros motores de la familia EcoBoost que utilizan un sistema de turbocompresor "turbo-plegado" donde la carcasa de la turbina forma parte del colector de escape, el EcoBoost 1.6L mantiene la carcasa de la turbina

independiente del colector. El turbo es una unidad Borg Warner de alta respuesta con válvula de descarga integral y bypass del compresor.



Fig. 79. Turbo de motor 1,6L GTDI.

Nota: Fuente [28].

Anexo B. Ensamble y desarme del sistema de turboalimentación

Para el montaje del sistema de turboalimentación se realizan los mismos pasos en forma ascendente teniendo en cuenta una buena limpieza de juntas y partes además del reemplazo de los componentes que tienen que reemplazarse nuevos cada vez que se haga montaje o desarme del sistema.

TABLA XVI
 INSTRUCCIONES PARA ENSAMBLE Y DESARME DE SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN

PASO	DESCRIPCIÓN	TORQUE
1	Remover el filtro de aire	
2	Drenar el sistema de enfriamiento del “intercooler” en caso de ser necesario	
3	Remover la botella de desgasificación	
4	Desconectar el acoplamiento de liberación rápida del tubo de ventilación del Carter	
5	Retirar la tuerca de retención del tubo de entrada del aire del turbocargador, el perno de bola y aflojar la abrazadera del tubo de aire	

del turbocargador. Luego retire el tubo de entrada de aire del turbocargado

6	Colocar el vehículo en un montacargas	
7	Aflojar la abrazadera y colocar a un lado el tubo de salida del turbocompresor	5 Nm
8	Quitar y desechar la tuerca inferior del eje del cojinete del eje delantero (5Nm)	5 Nm
9	Retirar y desechar la tuerca superior del soporte del cojinete del eje delantero (25Nm)	25 Nm
10	Quitar y desechar el soporte del eje delantero	25 Nm
11	Retirar los pernos del soporte del cojinete del eje delantero y luego colocar el soporte del cojinete del eje	48 Nm
12	Remover el convertidor catalítico	
13	Quitar los pernos del soporte del tubo de refrigerante del turbocargador	23 Nm
14	Desconectar los pernos del tubo del refrigerante del turbocargador	28 Nm
15	Desconectar los tubos de refrigerante del turbocargador	
16	Retirar y desechar los tubos de refrigerante del turbocargador	
17	Quitar los pernos del protector térmico del turbocargador, así como el protector térmico	18 Nm
18	Remover y elimine los tornillos de sujeción del turbocargador	25 Nm
19	Retirar el perno del tubo de suministro de aceite del turbocargador, y luego coloque el tubo de suministro de aceite del turbocargador a un lado	10 Nm
20	Quitar los pernos del tubo de drenaje de aceite del turbocargador y luego retirar el tubo de drenaje de aceite del turbocargador	10 Nm
21	Retirar y desechar la junta del tubo de drenaje de aceite, inspeccionar y reemplazar la junta tórica del tubo de retorno de aceite y sellar según sea necesario	
22	Para instalar lubricar la junta tórica del tubo de retorno de aceite del turbocargador con aceite de motor limpio SAE 5W20 mezcla sintética	

23	Desconectar las juntas electrónicas del turbocargador	
24	Remover y eliminar los tornillos y tuercas del turbocargador	25 Nm
25	Retirar y desechar el perno de montaje del turbocargador y la junta	20 Nm
26	Reemplazar el conjunto del tubo de suministro de aceite del turbocargador, luego instalar y apretar el perno del tubo de suministro de aceite del turbocargador	26 Nm
27	Lubricar el nuevo sello de la junta tórica del tubo de suministro de aceite del turbocargador con aceite del motor limpio SAE 5W20 mezcla sintética	
28	Retirar y descartar los pernos de montaje del turbocargador	20 Nm
29	Al instalar las juntas asegurarse de que estén limpias, engrasadas y libres de impurezas	

Nota: Fuente [31].

- **Métodos de diagnóstico de fallas en el sistema de turboalimentación**

Al momento de instalar el sistema de turboalimentación en el banco de pruebas, es muy usual que se presenten fallas mecánicas o eléctricas, por ello es importante tener presente un manual de reparación e identificación de fallas, a continuación, se exponen los pasos encontrados.[31]

- **Principio de funcionamiento**

El turbocompresor es un compresor de aire centrífugo accionado por escape. Su propósito es aumentar la potencia de salida por medio del suministro de aire comprimido al motor. Los gases de escape en expansión impulsan el conjunto del eje de la turbina a velocidades de hasta 200.000 rpm. El aire filtrado que ingresa por el lado del compresor del turbocompresor se comprime y se entrega a través de un enfriador de aire de carga (CAC). El el aire comprimido caliente se enfría, luego continúa llenando el colector de admisión a una presión más alta que la atmosférica. Debido a que se fuerza considerablemente más aire en el colector de admisión, los resultados son una mayor potencia, eficiencia y la capacidad de mantener el poder en altitudes más altas.

El turbocompresor está gobernado por un actuador de válvula de descarga. El actuador de la válvula de descarga dirige parte del escape, el gas pasa por la turbina y, por lo tanto, actúa como un regulador. El actuador de la válvula de descarga se reajusta durante la fabricación y no debe ser manipulado. El actuador de la válvula de descarga está controlado por el solenoide de la válvula de control de la válvula de descarga. El sistema de aire de admisión está equipado con una válvula de derivación del turbocompresor. Esto ventila el sistema de aire de admisión cuando el acelerador está cerrado y recircula el aire de regreso al sistema de aire de admisión. También libera presión sobre el turbocompresor que reducirá el retraso del turbo y mejorará la aceleración y aumentará el rendimiento del motor.

El turbocompresor está equipado con un sistema de control de impulso. El PCM detecta la 1ª o 2ª marcha usando el motor señales de velocidad y velocidad del vehículo. Esta información se utiliza luego para ajustar las presiones aplicadas a la válvula de descarga permitiendo que se abra a una presión de sobrealimentación más baja. Esto evita que el turbocompresor desarrolle el máximo impulso en 1ª y 2ª marcha.

La carcasa del turbocompresor está refrigerada por agua y aceite. El suministro de aceite también lubrica los cojinetes del turbocompresor.[31]

Anexo C. Inspección y verificación del sistema de turboalimentación

En esta sección se proporciona un diagnóstico mecánico del conjunto del turbocompresor. Si hay un mal funcionamiento Lámpara indicadora (MIL) encendida, o hay códigos de diagnóstico de problemas (DTC) presentes, estos deben ser diagnosticados antes de realizar el diagnóstico mecánico del turbocompresor.

- Verifique los síntomas
- Inspeccionar visualmente para detectar signos obvios de daño mecánico o eléctrico.
- Realizar una inspección visual de daños eléctricos o mecánicos que sean evidentes en los componentes presentados en la siguiente tabla.

TABLA XVII
 PASOS PARA LA INSPECCIÓN VISUAL DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN

COMPONENTES MECÁNICOS	COMPONENTES ELECTRICOS
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Fuga (s) de aceite ▪ Fuga (s) de refrigerante ▪ Actuador “Wastegate” ▪ Manguera (s) de vacío del actuador “Wastegate” ▪ Válvula “Wastegate” ▪ Carcasa del turbocompresor ▪ Elemento de filtro de aire (ACL) ▪ Tubo de salida del filtro de aire (ACL) ▪ Tubo de admisión del filtro de aire (ACL) ▪ Tubo de admisión del turbocompresor ▪ Enfriador de aire de carga (CAC) ▪ Tubo de admisión del enfriador de aire de carga (CAC) ▪ Tubo de salida del enfriador de aire de carga (CAC) ▪ Tubo de suministro de aceite del turbocompresor ▪ Tubo de retorno de aceite del turbocompresor ▪ Tubo de suministro de refrigerante del turbocompresor ▪ Tubo de retorno de refrigerante del turbocompresor 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Arnés de cableado (s) ▪ Conector (es) eléctrico (s) ▪ Solenoide de la válvula de control de la válvula de descarga ▪ PCM

Nota: Fuente [32].

- Si se encuentra una causa obvia para una inquietud observada o informada, corregir la causa.
- Si el problema no es visualmente evidente, verifique el síntoma y consulte la pestaña de diagnóstico en el equipo de diagnóstico descrita a continuación

TABLA XVIII
SÍNTOMAS Y DIAGNÓSTICO PARA FALLAS DEL SISTEMA DE TURBOALIMENTACIÓN

SÍNTOMAS	POSIBLES CAUSAS	CORRECCION
Pérdida de poder y desempeño	<ul style="list-style-type: none"> Filtro de aire obstruido Elemento (ACL) • Conexiones sueltas o daño a la entrada de aire mangueras y tubos • Combustible defectuoso sistema • Mala calidad del combustible • Desgaste del motor (pistón anillos, guías de válvulas) • Turbina de turbocompresor o rueda de compresor dañar • Escape dañado o fugas de escape en caja del turbocompresor • Mal funcionamiento bypass del turbocompresor válvula • Desagüe obstruido varillaje del actuador 	<ul style="list-style-type: none"> • INSTALE un nuevo elemento de filtro de aire (ACL). PRUEBE el sistema para un funcionamiento normal. • APRETAR las abrazaderas de manguera. INSPECCIONE dañar y REPARAR según sea necesario. • Consulte Control / emisiones del tren motriz Manual de diagnóstico (PC / ED). • DRENE y LLENE con combustible nuevo. • REPARAR según sea necesario. • INSPECCIONE el turbocompresor. Referirse a Compruebe la rotación libre: en el vehículo en esta sección. • INSPECCIONE si hay fugas. Las fugas generalmente pueden ser detectado de forma audible o visual, por un

	<ul style="list-style-type: none"> • “Wastegate” dañada varillaje del actuador • Actuador “Wastegate” Operación PCM - Diagnóstico Códigos de falla (DTC) 	<p>decoloración causada por escape de escape caliente</p> <p>gases. REPARAR según sea necesario.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Consulte Control / emisiones del tren motriz <p>Manual de diagnóstico (PC / ED).</p> <ul style="list-style-type: none"> • INSPECCIONE la válvula de descarga del turbocompresor <p>Enlace para obstrucciones. REPARAR según sea necesario.</p> <ul style="list-style-type: none"> • INSPECCIONE la válvula de descarga del turbocompresor <p>vinculación por daños. INSTALE una nueva turbocompresor según sea necesario.</p> <ul style="list-style-type: none"> • PRUEBE el funcionamiento del actuador de la válvula de descarga. <p>Consulte Control / emisiones del tren motriz</p> <p>Manual de diagnóstico (PC / ED).</p>
<p>Consumo excesivo de aceite</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Tipo o grado de aceite incorrecto • Aceite en la culata para brida del turbocompresor • Filtro de aire obstruido (ACL) elemento • Bloqueado o restringido tubo de drenaje de aceite del turbocompresor • Aire dañado o colapsado 	<ul style="list-style-type: none"> • DRENE y LLENE con el aceite especificado. • REPARAR según sea necesario. • INSTALE un nuevo elemento de filtro de aire (ACL). <p>PRUEBE el sistema para un funcionamiento normal.</p> <ul style="list-style-type: none"> • INSPECCIONE el tubo de drenaje de aceite del turbocompresor. <p>REPARAR según sea necesario.</p>

	<p>mangueras y tubos de admisión</p> <ul style="list-style-type: none"> • Escape dañado o fugas de escape en carcasa del turbocompresor para cabeza de cilindro • Sellos de aceite del turbocompresor goteando • Cártér dañado sistema de ventilación 	<ul style="list-style-type: none"> • APRIETE las abrazaderas de manguera. INSPECCIONE dañar y REPARAR según sea necesario. • INSPECCIONE si hay fugas. Las fugas generalmente pueden ser detectado de forma audible o visual, por una decoloración causada por el escape de gases de escape calientes. REPARAR según sea necesario. • CONSULTE Fugas internas de aceite del turbocompresor Prueba en esta sección. • INSPECCIONE visualmente la ventilación del cárter sistema. REPARAR según sea necesario.
<p>Ruido excesivo</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Compresor de turbocompresor tubo de entrada de aire con fugas • Conexiones sueltas o daño a las mangueras de entrada de aire y tubos • Fugas de aire en la carcasa de la turbina, juntas rotas o dañadas cansada 	<p>REPARE o INSTALE una tubería nueva según sea necesario.</p> <ul style="list-style-type: none"> • APRIETE las abrazaderas de manguera. INSPECCIONE si hay daños y REPARAR según sea necesario. • INSPECCIONE si hay fugas. Las fugas generalmente pueden ser detectado de forma audible o visual, por una decoloración causada por el escape de gases de escape calientes. REPARAR según sea necesario.

- Acumulación de carbono en el carcasa de turbina causando contacto con la rueda de la turbina
- Desequilibrio del turbocompresor debido a objeto extraño / daño
- Turbocompresor no operativo
- válvula de bypass
- INSPECCIONE el turbocompresor. CONSULTE el cheque para rotación libre: en el vehículo en esta sección.
- REPARAR según sea necesario.
- Consulte Control del tren motriz / Diagnóstico de emisiones (PC / ED) manual.

<p>El motor emite humo excesivamente</p>	<p>Filtro de aire obstruido (ACL) elemento</p> <ul style="list-style-type: none"> • Tipo o grado de aceite incorrecto • Bloqueado o restringido tubo de drenaje de aceite del turbocompresor • Dañado / restringido o con fugas aire del compresor del turbocompresor tubo de entrada • Desgaste del motor (aros de pistón, válvula guías) • Ventilación del cárter obstruida sistema 	<p>INSTALE un filtro de aire nuevo (ACL) elemento. PRUEBA sistema para funcionamiento normal.</p> <ul style="list-style-type: none"> • DRENAR y LLENAR con el petróleo. • INSPECCIONE el aceite del turbocompresor tubo de drenaje. REPARAR como necesario. • REPARE o INSTALE un nuevo tubería según sea necesario. • REPARAR según sea necesario. • INSPECCIONE visualmente el Sistema de ventilación del cárter. REPARAR según sea necesario.
--	--	---

- Fugas en los sellos de
aceite del turbocompresor

Nota: Fuente [30]

Anexo D. Código del software EES para determinar la potencia corregida, composición de equilibrio y condiciones a la salida del compresor.

"Corrección de potencia y torque para Medellín"

```
P_a=85,113[kPa]
T_a=27[°C]
T_aK=T_a+273 [K]
Po=100[kPa]
PS_w=P_SAT(Water;T=T_aK) [kPa]
P_v=0,75*PS_w [kPa]
Pvo=1[kPa]
$Ifnot parametric table
Ne_o=150[kW]
$endif
(Ne/Ne_o)=((P_a-P_v)/(Po-Pvo))*((293/T_aK)^0,5)
Ne_100%=Ne*1
Ne_75%=Ne*0,75
Ne_50%=Ne*0,5
Ne_25%=Ne*0,25
To=(Ne*0,746)/((2*pi*n/60)*10^(-3))
To_100%=To
To_75%=To*0,75
To_50%=To*0,5
To_25%=To*0,25
```

"pérdidas de presión en filtro de aire"

```
delta_Pfa=1,375*(T_aK*(m_dot_a)^2)/P_a
m_dot_air=f_v*rho_a
rho_a=DENSITY(Air;T=T_aK;P=P_a) "kg/m3"
f_v=n*(1/60)*(0,0016) "kg/s"
delta_Pfa=P_a-P_fa "kPa"
```

"presión en compresor"

```
P_c=P_fa*rtc
T_cc=T_aK*1,2 "K"
```

"Pérdidas de presión en el intercooler"

```
delta_Pic=3,33*(T_cc*(m_dot_a)^2)/P_c "kPa"
delta_Pic=P_c-P_ic "kPa"
```

"BALANCE DE ENERGÍA EN EL COMPRESOR"

```
$Ifnot parametric table
etha_mtc=0,5 "depende de n"
$endif
$Ifnot parametric table
etha_cs=0,9 "la saco de el mapa de operación del turbo"
$endif
```

W_dot_c=W_dot_t*etha_mtc

$W_{dot_c} = (N_{dot_air} * Z * CP(air; T = T_{aK})) * (T_c - T_{aK})$
 $etha_{cs} = ((rp_c)^{((k_c - 1)/k_c)} - 1) / ((T_c / T_{aK}) - 1)$
 $k_c = 1,33$
 $rp_c = P_c / P_a$
 $m_{dot_air_lpm} = m_{dot_a} * (60 / 0,45)$

"Pérdidas de presión en cuerpo de aceleración"

\$Ifnot parametric table

rp_ma=0,333333

\$endif

\$Ifnot parametric table

rp_x=1,5

\$endif

P_cx = P_a * rp_x "acá multiplico por rp_c"

P_ma = rp_ma * P_cx

"Procedimiento para realizar el balance energético en el proceso de combustión y hallar Tmax y composición de equilibrio"

\$Ifnot parametric table

n=2000

\$endif

T_1 = (27 * 1,2) + 273 "K"

"asumiendo eficiencia del intercooler de 0,8"

P_1 = P_ma

\$Ifnot parametric table

x_C8H18=1

1kg comb"

\$endif

"kg C8H18/kg comb" "fracción másica del iso-octano base

x_CH4=1-x_C8H18

"kg CH4/kg comb" "fracción másica del metano base 1

kg comb"

M_C8H18=MOLARMASS(C8H18)

"kg/kmol"

M_CH4=MOLARMASS(CH4)

"kg/kmol"

N_C8H18=x_C8H18/M_C8H18

"kmol/kg de comb"

N_CH4=x_CH4/M_CH4

"kmol/kg de comb"

Nmezcla=N_C8H18+N_CH4

"kmol/kg de comb"

y_CH4=N_CH4/Nmezcla

"kmol CH4/kmol comb" "fracción molar basada en 1kg de

comb"

y_C8H18=N_C8H18/Nmezcla

"kmol C8H18/kmol comb" "fracción molar basada en 1kg

de comb"

"Cálculo del balance de masa estequiométrico, poder calorífico, temperatura de punto de rocío con fracciones molares basadas en 1kg de comb"

Mmezcla=y_CH4*MOLARMASS(CH4)+y_C8H18*MOLARMASS(C8H18)

"kg/kmol"

Rmezcla=R#/Mmezcla

"kJ/kg-K"

R_C8H18=R#/M_C8H18

"kJ/kg-K"

R_CH4=R#/M_CH4

phi=1

"kJ/kg-K"

C_reactivos=y_C8H18*8+y_CH4*1

"estequiometria basada

en 1kmol de comb"

H_reactivos=y_C8H18*18+y_CH4*4

O_reactivos=at/phi*2

N_reactivos_2=at/phi*3,76*2

$N_{CO2_3} = C_{reactivos}$
 $N_{H2O_3} = H_{reactivos}/2$
 $at = N_{CO2_3} + N_{H2O_3}/2 - y_{CH4}/2$
 $N_{N2_3} = at/\phi * 3,76$
 $h_{combustión} = N_{CO2_3} * Enthalpy(CO2; T=T_1) + N_{H2O_3} * Enthalpy(H2O; T=T_1) - y_{C8H18} * Enthalpy(n-octane; T=T_1; P=P_1) - y_{CH4} * Enthalpy(methane; T=T_1; P=P_1)$
 $h_{combustión_1} = N_{CO2_3} * Enthalpy(CO2; T=T_1) + N_{H2O_3} * Enthalpy(H2O; T=T_1) - y_{C8H18} * Enthalpy(C8H18; T=T_1) - y_{CH4} * Enthalpy(CH4; T=T_1)$
 $hf_{C8H18} = Enthalpy(C8H18; T=T_1)$ "kJ/kmol"
 $hf_{CH4} = Enthalpy(CH4; T=T_1)$ "kJ/kmol"
 $PCI_{fuel} = ABS(h_{combustión}/M_{mezcla})$ "kJ/kg"
 $PCI_{fuel_1} = ABS(h_{combustión_1}/M_{mezcla})$ "kJ/kg"
 $AIRTOFUEL_{stq} = at * 4,76 * 29 / (1 * M_{mezcla})$ "kg air/kg comb"
 $CO2TOFUEL = N_{CO2_3} * 44 / M_{mezcla}$ "kg CO2/kg comb"
 $P_{H2O} = N_{H2O_3} / (N_{CO2_3} + N_{H2O_3} + N_{N2_3}) * P_1$
 $T_{PR} = T_{SAT}(Water; P=P_{H2O}) - 273,15$

"Cálculo de T₂ usando calores específicos constantes y composición de reactivos en estado 2"

$N_{O2_2} = at/\phi$
 $N_{N2_2} = at/\phi * 3,76$
 $N_{REACTIVOS} = y_{C8H18} + y_{CH4} + N_{O2_2} + N_{N2_2}$ "1kmol de comb, comp stq"
 $r_c = 10,1$
 $k_1_{aire} = 1,4$ "Usar si el ciclo es diesel"
 $Cp_1 = 1/N_{REACTIVOS} * (y_{C8H18} * CP(C8H18; T=T_1) + y_{CH4} * CP(CH4; T=T_1) + N_{O2_2} * CP(O2; T=T_1) + N_{N2_2} * CP(N2; T=T_1))$
 $Cv_1 = 1/N_{REACTIVOS} * (y_{C8H18} * CV(C8H18; T=T_1) + y_{CH4} * CV(CH4; T=T_1) + N_{O2_2} * CV(O2; T=T_1) + N_{N2_2} * CV(N2; T=T_1))$
 $k_1 = Cp_1 / Cv_1$
 $T_2 = r_c^{(k_1 - 1)} * T_1$

"Composición en moles específica para cada cilindro"

$CIL = 1597$
 $V_d = CIL / Z * 1E-6$
 $Z = 4$
 $V_c = V_d / (r_c - 1)$
 $V_{max} = V_c + V_d$
 $N_{fuel} = P_1 * (1/N_{REACTIVOS}) * V_{max} / (R * T_1)$ "kmoles comb por ciclo"
 $N_{dot_fuel} = N_{fuel} * n / 60$ "kmoles comb por segundo"
 $N_{air} = P_1 * ((N_{N2_2} + N_{O2_2}) / N_{REACTIVOS}) * V_{max} / (R * T_1)$ "kmoles aire por ciclo"
 $N_{dot_air} = N_{air} * n / 60$ "kmoles de aire por segundo"
 $P_2 = (N_{air} + N_{fuel}) * R * T_2 / V_c$
 $P_{max} = N_{PRODUCTOS_stq} * N_{fuel} * R * T_{max} / V_c$
 $N_{PRODUCTOS_stq} = N_{CO2_3} + N_{H2O_3} + N_{N2_3}$ "kmoles de productos stq"

"Energía interna para los reactivos en 2"

$U_{C8H18_2} = INTENERGY(C8H18; T=T_2)$ {[kJ/kmol]}
 $U_{CH4_2} = INTENERGY(CH4; T=T_2)$
 $U_{N2_2} = INTENERGY(N2; T=T_2)$
 $U_{O2_2} = INTENERGY(O2; T=T_2)$
 $U_{reactivos_2} = y_{C8H18} * U_{C8H18_2} + y_{CH4} * U_{CH4_2} + N_{O2_2} * U_{O2_2} + N_{N2_2} * U_{N2_2}$
 $U_{reactivos_2} = N_{CO2_3} * INTENERGY(CO2; T=T_{max}) + N_{H2O_3} * INTENERGY(H2O; T=T_{max}) + N_{N2_3} * INTENERGY(N2; T=T_{max})$

"Procedimiento para determinar la composición de equilibrio y la temperatura máxima con disociación sin pérdidas de calor a las paredes de la cámara de combustión"

```
a_CO2=-1
c_CO=1
d_O2=0,5
DELTA_Gibbs_1=a_CO2*(Enthalpy(CO2;T=T3)-
T3*Entropy(CO2;T=T3;P=P_1))+c_CO*(Enthalpy(CO;T=T3)-
T3*Entropy(CO;T=T3;P=P_1))+d_O2*(Enthalpy(O2;T=T3)-T3*Entropy(O2;T=T3;P=P_1))
K1=EXP(-DELTA_Gibbs_1/(R#*T3))
```

```
a_H2O=-1
c_H2=1
DELTA_Gibbs_2=a_H2O*(Enthalpy(H2O;T=T3)-
T3*Entropy(H2O;T=T3;P=101,325))+c_H2*(Enthalpy(H2;T=T3)-
T3*Entropy(H2;T=T3;P=101,325))+d_O2*(Enthalpy(O2;T=T3)-T3*Entropy(O2;T=T3;P=101,325))
K2=EXP(-DELTA_Gibbs_2/(R#*T3))
```

```
a_N2=-0,5
b_O2=-0,5
c_NO=1
DELTA_Gibbs_3=a_N2*(Enthalpy(N2;T=T3)-
T3*Entropy(N2;T=T3;P=101,325))+b_O2*(Enthalpy(O2;T=T3)-
T3*Entropy(O2;T=T3;P=101,325))+c_NO*(Enthalpy(NO;T=T3)-T3*Entropy(NO;T=T3;P=101,325))
K3=EXP(-DELTA_Gibbs_3/(R#*T3))
```

"Procedimiento para calcular la composición de equilibrio basada en 1 kmol de combustible y CH4+y C8H18=1"

```
"N_CO2_3=a
N_H2O_3=b
N_CO_3=d
N_O2_3=c
N_NO_3=e
N_N2_3=f
N_H2_3=g"
```

```
C_reactivos-(a+d)=0
H_reactivos-(2*b+2*g)=0
O_reactivos-(2*a+b+d+2*c+e)=0
N_reactivos_2-(2*f+e)=0
d*c^0,5/a*(P3/(P_1*(N_prod_equi)))^0,5-K1=0
g*c^0,5/b*(P3/(P_1*(N_prod_equi)))^0,5-K2=0
e/(f^0,5*c^0,5)-K3=0
```

```
a*INTENERGY(CO2;T=T3)+b*INTENERGY(H2O;T=T3)+d*INTENERGY(CO;T=T3)+c*INTENERGY(O2;T=T3)+f*INTENERGY(N2;T=T3)+e*INTENERGY(NO;T=T3)+g*INTENERGY(H2;T=T3)=U_reactivos_2
"Usar si el ciclo es Otto para Tmax"
```

```
N_prod_equi-(a+b+c+d+e+f+g)=0
```

```
P3-N_prod_equi*N_fuel*R#*T3/V_c=0
```

"Energía interna para los productos en 3"

```
U_CO2_3=INTENERGY(CO2;T=T3)
U_H2O_3=INTENERGY(H2O;T=T3)
{{[kJ/kmol]}}
```

U_N2_3=INTENERGY(N2;T=T3)
 U_CO_3=INTENERGY(CO;T=T3)
 U_O2_3=INTENERGY(O2;T=T3)
 U_NO_3=INTENERGY(NO;T=T3)
 U_H2_3=INTENERGY(H2;T=T3)
 U_productos_3=a*U_CO2_3+b*U_H2O_3+d*U_CO_3+c*U_O2_3+f*U_N2_3+e*U_NO_3+g*U_H2_3

"Calculo de Potencia Indicada con simplificaciones de aire frío estándar para cada cilindro"

T_2_NI=r_c^(1,4-1)*T_1
 P_2_NI=r_c^1,4*P_1
 P_3_NI=N_air*R#*T3/V_c { [kPa]}
 q_in=CV(Air;T=T_1)*(T3-T_2_NI) { [kJ/kmol]}
 T_4=(1/r_c)^(k_1-1)*T3
 q_out=CV(Air;T=T_1)*(T_4-T_1) { [kJ/kmol]}
 w_net=q_in-q_out { [kJ/kmol]}
 N_i=w_net*N_air*n/2/60 { [kW/cil]}
 N_it=N_i*4 { [kW tot]}
 N_t=N_it*(1/0,735499)
 P_4=(N_fuel+N_air)*R#*T_4/V_max

N_p=a+b+c+d+e+f+g

"masa p" "kg de compuesto/kmol de gases"

ma=a*MOLARMASS(CO2)
 mb=b*MOLARMASS(H2O)
 mc=c*MOLARMASS(O2)
 md=d*MOLARMASS(CO)
 me=e*MOLARMASS(NO)
 mf=f*MOLARMASS(N2)
 mg=g*MOLARMASS(H2)
 mp=ma+mb+mc+md+me+mf+mg

"fracción másica p"

xa=ma/mp
 xb=mb/mp
 xc=mc/mp
 xd=md/mp
 xe=me/mp
 xf=mf/mp
 xg=mg/mp

"fracción molar p"

ya=a/N_p
 yb=b/N_p
 yc=c/N_p
 yd=d/N_p
 ye=e/N_p
 yf=f/N_p
 yg=g/N_p

"flujo másico cilindro: la carga me determina una caída de presión P_1 en válvula mariposa, esa presión con T_1 determina la densidad y esta con el flujo volumétrico me da el flujo másico de aire"

m_dot_a=N_dot_air*29 "kg/s"
m_dot_f=N_dot_fuel*M_mezcla "kg/s"
m_dot_t=m_dot_a+m_dot_f "kg/s"
N_dot_in=N_dot_fuel+N_dot_air

"transferencia de calor al refrigerante desde el cilindro"

Re=((m_dot_t)*Bore)/(A_p*miu)
A_p=((pi*0,079^2)/4) "m2"
Bore=0,079 "m"
Stroke=0,08 "m"
miu=VISCOSITY(air;T=T_4) "kg/m-s"
h_o=10,4*(Re^(0,75))*(k/Bore) "W/m^2-K"
k=CONDUCTIVITY(R134a;T=T_r;P=180)"W/m-k"
qq=h_o*(T_g-T_r) "W/m^2"
T_g=T_4 "K"
T_r=320 "K"
Q_refr=(qq*A_p) "W"
Q_re=Q_refr/1000 "kW"
Q_re=N_dot_in*Cv_c*(T_4-T_cil) "kW"
delta_T_f=T_4-T_cil "K"
Cv_c=ya*CV(CO2;T=T_4)+yb*CV(H2O;T=T_4)+yc*CV(O2;T=T_4)+yd*CV(CO;T=T_4)+ye*CV(NO;T=T_4)+yf*CV(N2;T=T_4)+yg*CV(H2;T=T_4) "kJ/kmol-K"

"Transferencia de calor en el multiple de escape por cada cilindro. Tcil es a la salida del cilindro, Tt1 es a la entrada de la turbina"

Q_mul=((T_cil-T_m)/((r2-r1)/(k_h*A_lm)))/1000 "kW"
L=0,15
T_m=T_cil-20
k_h=2,5 "W/m-K conductividad de circonia"
A_lm=(2*pi*L*(r2-r1))/ln(r2/r1) "m2"
r2=(0,0348/2)+0,005 "m"
r1=(0,0348/2)
Q_mul=N_dot_in*Cv_m*(T_cil-T_t1) "kW"
Cv_m=ya*CV(CO2;T=T_cil)+yb*CV(H2O;T=T_cil)+yc*CV(O2;T=T_cil)+yd*CV(CO;T=T_cil)+ye*CV(NO;T=T_cil)+yf*CV(N2;T=T_cil)+yg*CV(H2;T=T_cil)

"Balance de energía en turbina"

h_t1=xa*ENTHALPY(CO2;T=T_t1)+xb*ENTHALPY(H2O;T=T_t1)+xc*ENTHALPY(O2;T=T_t1)+xd*ENTHALPY(CO;T=T_t1)+xe*ENTHALPY(NO;T=T_t1)+xf*ENTHALPY(N2;T=T_t1)+xg*ENTHALPY(H2;T=T_t1)
P1t=P_4
rp_t=P1t/P2t
rp_t=3
Cp_t=ya*CP(CO2;T=T_t1)+yb*CP(H2O;T=T_t1)+yc*CP(O2;T=T_t1)+yd*CP(CO;T=T_t1)+ye*CP(NO;T=T_t1)+yf*CP(N2;T=T_t1)+yg*CP(H2;T=T_t1)
Cv_t=ya*CV(CO2;T=T_t1)+yb*CV(H2O;T=T_t1)+yc*CV(O2;T=T_t1)+yd*CV(CO;T=T_t1)+ye*CV(NO;T=T_t1)+yf*CV(N2;T=T_t1)+yg*CV(H2;T=T_t1)
k_t=Cp_t/Cv_t
etha_ts=(1-(T_out/T_t1))/(1-(1/rp_t)^((k_t-1)/k_t))
etha_ts=0,5
h_t2=xa*ENTHALPY(CO2;T=T_out)+xb*ENTHALPY(H2O;T=T_out)+xc*ENTHALPY(O2;T=T_out)+xd*ENTHALPY(CO;T=T_out)+xe*ENTHALPY(NO;T=T_out)+xf*ENTHALPY(N2;T=T_out)+xg*ENTHALPY(H2;T=T_out) "kJ/kmol"
W_dot_t=etha_ts*N_dot_in*Cp_t*T_t1*(1-(1/rp_t)^((k_t-1)/k_t))*Z

