

Diagnóstico exergético del proceso de combustión en un motor Diesel

Exergy diagnosis of the combustion process in a Diesel engine

Andrés Agudelo^{1}, John Agudelo¹, Pedro Benjumea²*

¹ Grupo de Manejo Eficiente de la Energía –GIMEL–. Universidad de Antioquia, Apartado Aéreo 1226, Medellín, Colombia

² Grupo de Combustibles Alternativos. Universidad Nacional, Sede Medellín, Apartado Aéreo 568, Medellín, Colombia

(Recibido el 10 de octubre de 2007. Aceptado el 9 de mayo de 2008)

Resumen

En este trabajo se desarrolla un modelo de diagnóstico exergético de una zona y dos especies, y se aplica para caracterizar la operación de un motor diesel. El modelo permite estudiar el proceso en el interior del cilindro durante el período de válvulas cerradas y determinar cómo se distribuye la exergía y cuál es el potencial exergético de las pérdidas. La experimentación se realizó en un motor diesel de automoción turboalimentado, de inyección directa montado en un banco de ensayos, operando bajo diferentes grados de carga. El diagnóstico de combustión se realizó a partir de la presión instantánea en la cámara de combustión y se midieron y controlaron las principales variables de funcionamiento del motor para garantizar estado estacionario. Se determinaron las irreversibilidades y la distribución de la exergía a lo largo del proceso, encontrando que la combustión es la principal fuente de irreversibilidades. Los resultados mostraron que al aumentar el grado de carga disminuye la destrucción de exergía, lo cual se traduce principalmente en un aumento de la exergía de los gases de escape. Adicionalmente se identificó el potencial de cogeneración del motor, mostrando diferencias significativas entre los resultados de primera y segunda ley.

-----**Palabras clave:** Análisis exergético, diagnóstico de combustión, motores diesel

* Autor de correspondencia: teléfono: + 57 +4 + 210 55 58, fax: + 57 +4 + 211 05 07 correo electrónico: afagudel@udea.edu.co. (A. Agudelo).

Abstract

In this work a single-zone and two-species exergy diagnosis model is developed and applied for characterizing the operation of a diesel engine from a second-law standpoint. The model allows to study the in-cylinder process during the closed-valve period, and to determine how the exergy is distributed and what is the exergy potential of the losses. Experiments were carried out in a test bed equipped with an automotive, direct injection, turbocharged diesel engine operating at several loads. Combustion diagnosis was made from instantaneous in-cylinder pressure signal and the main operation parameters of the engine were measured in order to guarantee steady state. Irreversibilities and exergy distribution throughout the process were determined. It was found that combustion is the main source of irreversibilities. Results show that exergy destruction decreases as load increases, which mainly led to an increase in the exergy of exhaust gases. Additionally, the cogeneration potential of the engine was identified, exhibiting significant differences between first and second-law results.

----- *Keywords:* Exergy analysis, combustion diagnosis, diesel engines

Introducción

El análisis exergetico permite identificar y cuantificar las irreversibilidades, a la vez que permite determinar el potencial utilizable de los diferentes flujos de energía involucrados en los procesos, aclarando las vías de recuperación más adecuadas [1-3]. Las fuentes de irreversibilidades internas en los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son la disipación viscosa, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la turbulencia, el mezclado, y la combustión [4, 5]. Las primeras publicaciones que usaron la segunda ley en el análisis de MCIA datan de la década de 1950. La mayoría de los trabajos en esta área se han realizado a partir de la década de 1980, y cerca de las dos terceras partes se han dedicado a los motores diesel [6, 7]. Sólo en algunas de estas investigaciones se estudia el proceso en el interior del cilindro, y casi en su totalidad se basan en la simulación del ciclo termodinámico. En 1988 aparece publicado uno de los trabajos experimentales más relevantes realizado en un MEC monocilindrico, en el cual se analizó el efecto de las condiciones de funcionamiento en los balances de energía y exergía globales, mostrando que la combustión es una de las principales fuentes de irreversibilidades [4]. En 1991 se publicó el primer análisis de segunda ley (ASL) del ciclo termodinámico de un MCIA, empleando datos experimentales de presión en el cilindro [8]. En esta investigación se usó un MEC de inyección indirecta, turboalimentado, para determinar de forma experimental la curva de liberación de calor y los coeficientes de descarga de las válvulas. Se encontró que la turboalimentación reducía la destrucción de exergía en el cilindro, pero al considerar el sistema global (cilindro + colectores + sistema de turboalimentación) se invertía el efecto, debido a las pérdidas generadas por el flujo en colectores y turbomáquinas, y al aumento en las pérdidas de calor. Una de sus principales conclusiones fue que el proceso de combustión representaba el aporte más significativo a la destrucción de exergía, contribuyendo con más de la mitad de las irreversibilidades totales. En 1993 Rakopoulos y Andritsakis pub-

licaron un trabajo que involucraba diagnóstico experimental en un MEC de inyección directa y aspiración natural, y en uno monocilindrico de inyección indirecta turboalimentado. Para el motor de inyección directa la destrucción de exergía varió entre el 21% y el 31% de la suministrada por el combustible, y para el de inyección indirecta entre 24% y 29% [6, 7].

Los trabajos basados en el modelado de los procesos termodinámicos han tenido mayor continuidad [6, 9, 10]. En general, en ellos se introducen refinamientos a los modelos de combustión y se hacen análisis paramétricos más completos. En algunos se estudia por primera vez el efecto de la utilización de un combustible diferente al tradicional. En 2004, A. Agudelo [11] desarrolló un modelo exergetico de diagnóstico y lo aplicó a un MEC monocilindrico, turboalimentado, de inyección directa, incluyendo por primera vez en un estudio experimental el efecto de la variación de la presión de inyección, dosado relativo, y avance de la inyección. Recientemente se ha publicado una revisión sobre los trabajos relacionados con el análisis exergetico en MCIA [7], en la cual se presentan las bases de los modelos para el análisis exergetico. Los autores muestran que este tipo de análisis en MCIA se ha usado con combustibles alternativos como etanol, metanol, butanol, gas natural, gas enriquecido con hidrógeno, y emulsiones con agua. En este artículo se presenta un modelo de diagnóstico exergetico de una zona, basado en la señal de presión en el cilindro, aplicado a un motor diesel de automoción, turboalimentado, de inyección directa, operando con combustible diesel convencional en diferentes grados de carga y regímenes de giro.

Descripción del modelo

Para determinar la exergía se tomó el estado de referencia con presión de 101,325 kPa, temperatura de 298,15 K, y la composición del ambiente presentada por A. Agudelo *et al.* [12].

En los motores diesel se admite únicamente aire. El combustible sólo comienza a aportar a la exergía de la mezcla durante el proceso de inyec-

ción-combustión. El balance de exergía para el volumen de control mostrado en la figura 1 por la línea discontinua será:

$$dE_m = \delta E_Q - \delta E_W - dE_f + dE_c - \delta E_d \quad (1)$$

Los términos de esta ecuación, de izquierda a derecha son: exergía asociada a la transferencia de calor (δE_Q), de trabajo (δE_W), de masa por fugas (dE_f), exergía del combustible (dE_c) y exergía destruida (δE_d).

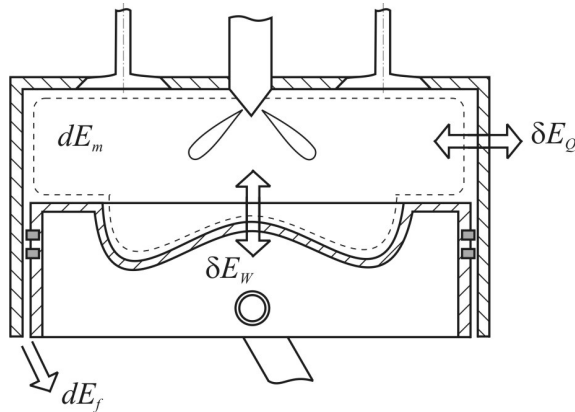


Figura 1 Volumen de control

La exergía física del flujo de combustible inyectado se desprecia porque no se hicieron las mediciones necesarias para su determinación. Sin embargo, se espera que el error introducido por esta aproximación sea despreciable. Al considerar como único intercambio de masa las fugas al cárter, la variación de la exergía de la mezcla será:

$$dE_m = m_m de_m - e_m dm_f \quad (2)$$

Donde e es la exergía específica y m la masa del sistema. El subíndice m se refiere al sistema (mezcla de gases) y f a las fugas al cárter. La exergía específica de la mezcla de gases se obtiene como [13-15]:

$$e_m = (u_m - u_{m,0}) - T_0 (s_m - s_{m,0}) + p_0 (v_m - v_{m,0}) \quad (3)$$

donde el subíndice 0 se refiere a las condiciones del estado muerto. Las propiedades termodinámicas

de la mezcla de gases se calculan tomando ésta como una mezcla de gases ideales formada por dos especies: aire y productos de combustión [12].

El volumen de control solo intercambia calor con las paredes de la cámara de combustión, en cuya frontera se tiene la temperatura media del gas. La exergía asociada a esta transferencia de calor se calcula teniendo en cuenta que el calor sale del sistema [16, 17]:

$$\delta E_Q = - \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \delta Q_w \quad (4)$$

donde δQ_w es la transferencia de calor a las paredes, la cual se determina mediante la correlación de Woschni [18] ajustada al motor de ensayos. La temperatura media del volumen de control, T , se determina mediante la ecuación de estado de gas ideal usando la presión medida, y la composición y masa de la mezcla calculadas en cada instante. La exergía del trabajo se calcula como si el proceso de expansión-compresión fuera internamente reversible [1, 17, 19] y se tiene en cuenta el trabajo de expansión sobre la atmósfera:

$$\delta E_W = (p - p_0) dV \quad (5)$$

Las fugas al cárter se calculan asumiendo flujo compresible unidimensional e isoentrópico [20]. La exergía asociada a las fugas se calcula asumiendo que este flujo tiene la misma exergía que los gases del cilindro. Cada vez que se quema una porción de combustible se libera su exergía química, de modo que [7, 8, 21]:

$$dE_c = e_c^Q dm_c^q \quad (6)$$

donde la tasa de quemado de combustible (dm_c^q) se calcula a partir de su poder calorífico inferior (PCI) y de la tasa de liberación de calor (δQ_L), determinada con un modelo de diagnóstico de una zona y dos especies [12]:

$$dm_c^q = \frac{\delta Q_L}{PCI} \quad (7)$$

La exergía química del combustible, e_c^o , se estima a partir de su composición y PCI [22]. La exergía química de los quemados se desprecia porque es muy baja y no se puede utilizar con dispositivos que la aprovechen para producir trabajo [23, 24].

Experimentación

Las mediciones se realizaron en un motor diesel de automoción montado en un banco de ensayos instrumentado (Figura 2) operando con combustible diesel convencional.

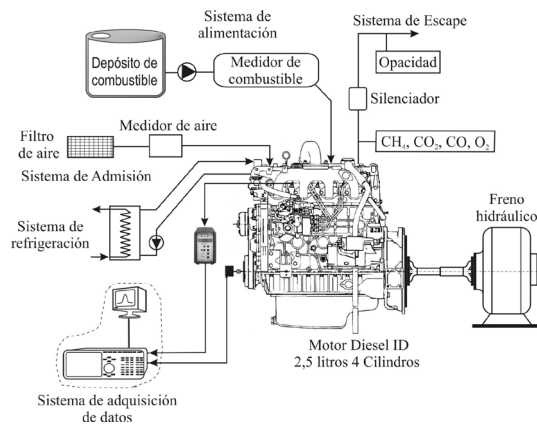


Figura 2 Montaje experimental

En la Tabla 1 se presentan las características técnicas más importantes del motor. Ningún ajuste del motor o sus sistemas auxiliares se modificó para la realización de las pruebas.

El consumo de aire se determinó con un medidor de hilo caliente y el de combustible con uno de flujo másico. La refrigeración del motor se garantizó por medio de un intercambiador de calor que enfría el agua circulante utilizando agua de la red hidráulica. Este intercambiador funcionaba automáticamente, gobernado por un termostato.

Se midió la presión en el cilindro mediante un sensor piezoeléctrico, y la posición instantánea del pistón se determinó con un codificador angular acoplado al eje del cigüeñal en el extremo

opuesto a la volante. Estas señales se registraron con un sistema de adquisición de datos independiente mediante un programa informático desarrollado en LABVIEW® que permitía visualizarlas en tiempo real.

Tabla 1 Especificaciones del motor de ensayos

Referencia	ISUZU 4JA1
Tipo	Diesel, inyección directa
Alimentación	Turboalimentado
Desplazamiento	2.499 cm ³
Configuración	4 cilindros en línea
Diámetro x Carrera	93 mm x 92 mm
Relación de compresión	18,4
Potencia nominal	59 kW (80 hp) a 4.100 rpm
Par máximo	170 Nm a 2.300 rpm

Para caracterizar el comportamiento del motor y controlar su funcionamiento se midieron presiones y temperaturas medias en varios puntos de la instalación con termopares tipo K y sensores piezorresistivos, respectivamente. Para medir el par se usó un freno dinamométrico hidráulico calibrado e instrumentado. El régimen de giro se midió usando un sensor incorporado en la bomba de inyección. Estas señales se llevaron a un sistema de adquisición de datos y se visualizaron en tiempo real con el programa *Aramé*.

El modo de funcionamiento del motor se controló actuando sobre la posición del acelerador con un motor paso a paso y sobre el par ejercido por el freno mediante una electroválvula que regulaba el flujo de agua. La precisión alcanzada en el control del régimen fue de aproximadamente ± 10 rpm y ± 1 Nm en la medida del par.

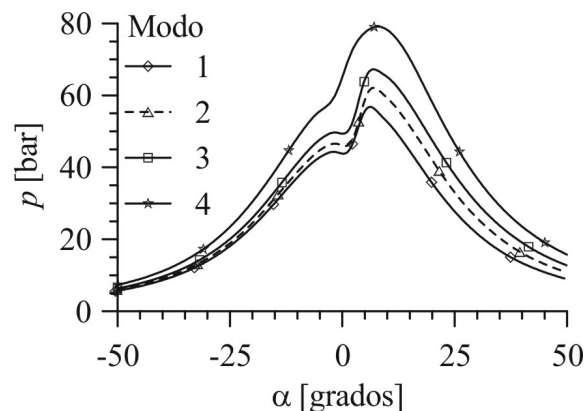
Se seleccionaron 4 modos de operación del motor, definidos por el régimen de giro y el par, que fueran representativos de la conducción en ciudad, es decir, a carga parcial y bajo régimen de giro (Tabla 2).

Tabla 2 Modos de operación

Modo	Régimen de giro [rpm]	Par [Nm]
1	1.400	30
2	1.550	50
3	1.700	70
4	2.000	100

Resultados y discusión

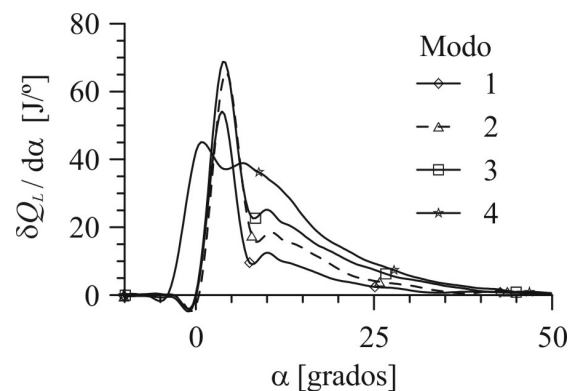
La información esencial en el diagnóstico de combustión es la presión en el cilindro, con la cual se calculan los términos del balance de energía que permiten determinar la forma como se quema el combustible. Las curvas medidas con el sensor piezoeléctrico se trataron con el programa CARIBE, el cual las filtra, referencia y promedia, para finalmente acoplar la curva resultante con la de volumen mediante la determinación del ángulo de pérdidas termodinámicas [25, 26]. En la figura 3 se muestran las curvas de presión en la vecindad del punto muerto superior (PMS, 0 grados en la figura) para los cuatro modos de funcionamiento.

**Figura 3** Presión en el cilindro

En esta figura se observa el marcado efecto de la turboalimentación en la zona de compresión y el cambio de pendiente debido al inicio de la combustión. A medida que se pasa del modo 1 al 4 aumentando el grado de carga, se obtiene un mayor

incremento de presión debido a la combustión, como era de esperarse.

Las curvas de liberación de calor correspondientes se presentan en la figura 4, en la cual se puede ver cómo en el modo 1 se tiene un primer pico de premezcla alto y uno de combustión por difusión bajo. Al aumentar la carga, en los modos 2 y 3, se conserva el comportamiento observado en el modo 2, ya que el inicio de la inyección no se ve sensiblemente modificado. Las curvas son mayores debido a que inyecta más combustible. En el modo 4 se presenta un adelanto significativo de la inyección, el cual se traduce en un adelanto del inicio de la combustión. Debido al mayor régimen de giro, disminuye la masa quemada en premezcla y domina la combustión lenta o por difusión.

**Figura 4** Tasa de liberación de calor

En la figura 5 se muestra la variación temporal de la exergía de la mezcla de gases en el interior del cilindro. La exergía del contenido del cilindro al cierre de la válvula de admisión es aproximadamente igual para todos los modos de operación y casi nula debido a que en estas condiciones el sistema es aire a baja presión y temperatura. Para el resto del ciclo se observa un aumento de la exergía con el grado de carga tanto durante el proceso de compresión como durante la combustión. Las diferencias en el proceso de compresión se deben principalmente al efecto del sistema de turboalimentación, y en menor medida a los cambios en el régimen de giro y en la transferencia de calor.

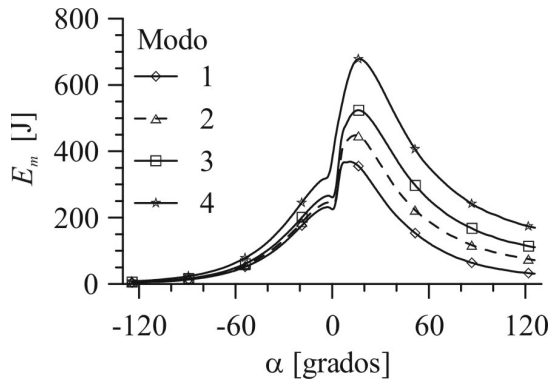


Figura 5 Exergía en el cilindro

El comportamiento de la exergía antes del PMS se debe a la mayor presión en esta etapa (ver Figura 3). Al comenzar la combustión se da un mayor aumento de exergía para los modos con más carga debido a que se quema más combustible y a que el motor se hace más adiabático por el incremento en el régimen de giro. La exergía de los gases a la apertura del escape es directamente proporcional al grado de carga, haciendo que el sistema de turboalimentación disponga de más energía para realizar su trabajo.

Es posible determinar el efecto acumulado de cada término del balance de exergía después del inicio de la combustión, como lo muestra la figura 6 para los modos de operación 1 y 4.

En estas figuras la curva superior corresponde a la exergía que habría si se conservara la suministrada por el combustible. Esta curva crece a medida que se libera la exergía del combustible con el avance de la combustión y se mantiene al finalizar ésta. La siguiente curva hacia abajo incluye el efecto de la transferencia de trabajo (ΔE_w) y disminuye a medida que el sistema realiza trabajo durante la expansión. La curva siguiente incluye también el efecto de la transferencia de calor (ΔE_Q), el cual es menor que el del trabajo debido a que la exergía del calor se ve afectada por la temperatura a la que se transfiere, siendo su exergía menor que la energía transferida. En orden descendente sigue la curva que incluye el efecto de las irreversibilidades del proceso (ΔE_d). Este término hace que la exergía de los gases dis-

minuya considerablemente, sobre todo durante el proceso de combustión, lo cual se comprueba al observar que la separación entre esta curva y la inmediatamente superior se da principalmente en el período que sigue al inicio de combustión. La curva inferior, que corresponde a la exergía de los gases, se obtiene sumando a las anteriores el efecto de las fugas hacia el carter (ΔE_f), que es el menos significativo de todos debido a la poca masa que se pierde. El valor de la exergía es mayor para el modo 4 debido a que se inyecta más combustible en éste. Sin embargo, la forma como se distribuye el recurso exergetico a lo largo del proceso es similar para ambos grados de carga.

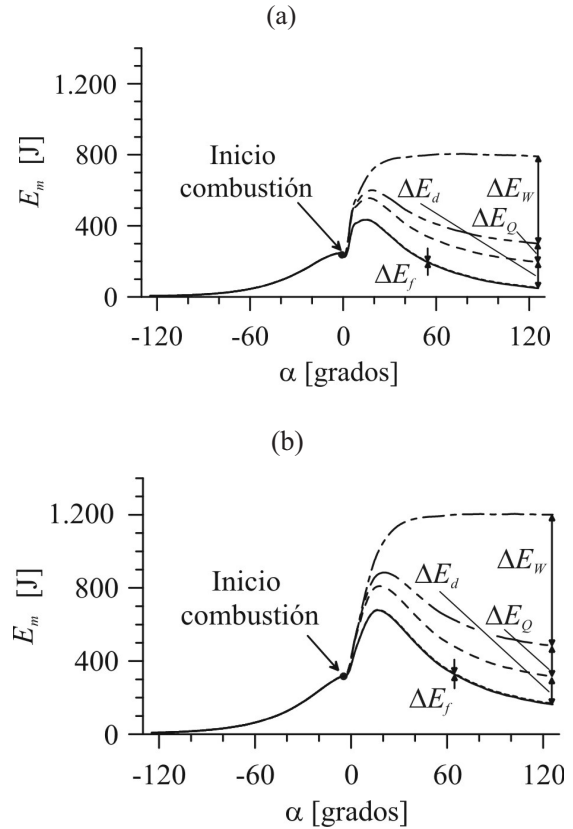


Figura 6 Evolución de los términos del balance de exergía. (a) Modo 1, (b) Modo 4.

La tasa de destrucción de exergía se muestra en la figura 7. Esta variable exhibe un comportamiento similar al de la tasa de liberación de calor en cuanto a la variación de los picos de premezcla y difusión (Figura 4).

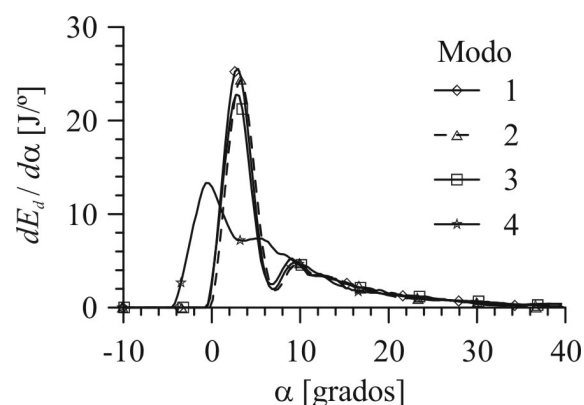


Figura 7 Tasa de destrucción de exergía

La similitud de ambas curvas confirma que la combustión es la principal causa de irreversibilidades. Al integrar esta curva se obtiene la exergía destruida acumulada a lo largo del proceso de válvulas cerradas, la cual se puede adimensionalizar dividiéndola por la exergía total suministrada por el combustible (Figura 8). De esta forma se puede hacer una comparación directa entre los diferentes modos de operación.

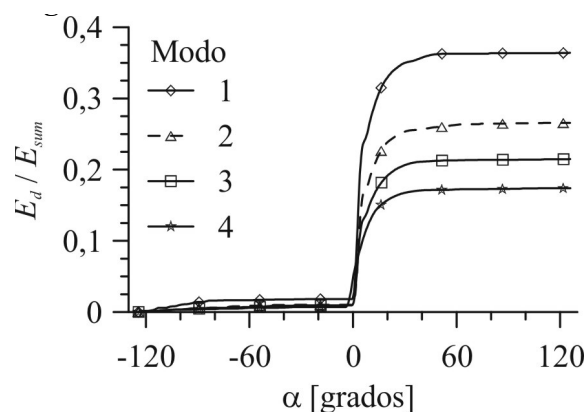


Figura 8 Exergía destruida acumulada adimensional

Se observa poca destrucción de exergía durante la compresión, debida principalmente a la transferencia de calor. En el modo 1 es ligeramente mayor, ya que se transfiere más calor por estar las paredes a menor temperatura que en los demás modos. Al comenzar la combustión se da un aumento rápido en la curva debido a la irreversibilidad inherente a este proceso.

Una vez termina la combustión, la destrucción de exergía aumenta muy poco. Este comportamiento coincide con el hallado por otros investigadores [7, 8, 23, 27]. En general, al aumentar el grado de carga se observa una disminución en las irreversibilidades, ya que se aprovecha más energía en forma de trabajo a medida que el motor se acerca a su punto de máxima eficiencia. Además, la combustión es menos irreversible al desarrollarse en condiciones de mayor temperatura y con un dosado más cercano al estequiométrico, disminuyendo el mezclado de los productos de combustión [4, 28-31]. Las irreversibilidades halladas corresponden al proceso en el cilindro durante el intervalo de válvulas cerradas. El balance global del motor arrojará mayores irreversibilidades, ya que éste incluye los aportes de los sistemas auxiliares, sobre todo del turbogrupo [32].

El diagrama temperatura-entropía para los 4 modos de operación se presenta en la Figura 9. Esta forma del diagrama es típica de MEC turboalimentados [5, 11, 33].

La compresión se aproxima a un proceso isoentrópico debido a la poca destrucción de exergía en esta etapa. La entropía disminuye un poco por el efecto de la transferencia de calor. Al comenzar la combustión aumenta rápidamente la entropía a causa del aumento de temperatura y de la generación de entropía en el proceso. La entropía sigue aumentando después de alcanzar la temperatura máxima debido a la irreversibilidad de la combustión y al mezclado de los productos de combustión con los otros gases. En la expansión disminuye ligeramente la entropía debido a la transferencia de calor, y a la disminución en la temperatura y en la tasa de destrucción de exergía. Al aumentar el grado de carga se elevan las temperaturas y entropías máximas alcanzadas, aumentando el área bajo la curva, la cual es proporcional a la energía suministrada por el combustible. Se observa que el proceso de combustión se desarrolla a lo largo de una trayectoria aproximadamente lineal en el plano T-s, que es aproximadamente paralela para los diferentes grados de carga, lo cual sugiere que la pendiente de esta línea es una característica del motor.

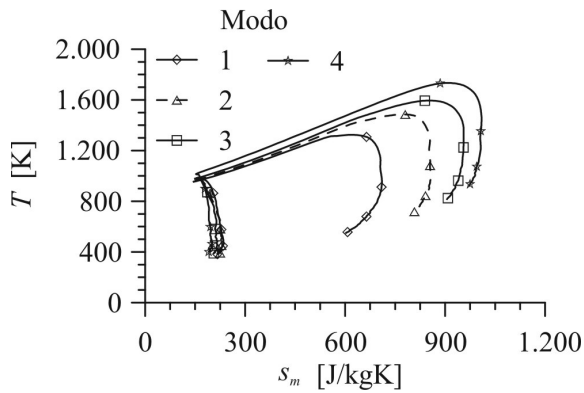


Figura 9 Diagrama temperatura-entropía

Al integrar los términos de los balances de energía y exergía entre el cierre de la válvula de admisión y la apertura del escape se pueden determinar los balances globales del proceso que se muestran en las figuras 10 y 11 para los grados de carga extremos, dónde se observa que las fugas disminuyen con el régimen de giro, aunque su participación es despreciable.

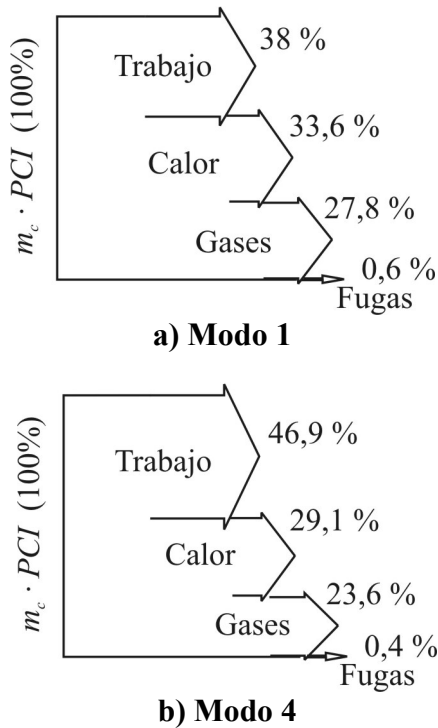


Figura 10 Balance de energía global para los grados de carga extremos

El análisis energético de la figura 10 muestra que al aumentar el grado de carga el motor se hace más eficiente, aprovechando una fracción de energía mayor en forma de trabajo, debido a que disminuyen las fracciones correspondientes a la transferencia de calor y a los gases de escape (gases atrapados en el cilindro en el momento en que se abre la válvula de escape). Al ver que en los modos de operación de baja carga se tienen mayores fracciones de energía en los gases de escape y en el líquido refrigerante se podría pensar en que hay un mayor potencial para cogeneración y/o turboalimentación. Sin embargo, la cantidad de energía por sí misma no es suficiente para hacer esta afirmación. Una aplicación de interés para esta energía de desecho es el uso de un ciclo termodinámico que permita obtener trabajo mecánico adicional, aprovechable en los sistemas auxiliares del motor o para generar electricidad en vehículos híbridos [34].

Al comparar los balances energéticos con los exergéticos de la figura 11 se aprecia la aparición de un nuevo término: la destrucción de exergía. Éste da cuenta de la energía no aprovechable en el proceso y permite tener una idea más clara sobre la disponibilidad de los recursos.

La diferencia observada entre los términos de trabajo en ambos balances se debe a que la exergía química del combustible es mayor que su PCI. El ASL permite ver que sólo una parte del calor transferido es energía de alta calidad. En el caso de los gases de escape la diferencia es más marcada, mostrando que sólo una pequeña parte de la energía contenida en éstos es aprovechable como trabajo en la operación a baja carga.

Comparando ambos modos de operación (Figura 11) se observa que al aumentar el grado de carga aumenta la exergía aprovechada como trabajo y la transferida como calor disminuye ligeramente. Los términos que mayor cambio experimentan son la destrucción de exergía y la exergía de los gases de escape, disminuyendo más del 50% el primero y aumentando a más del doble el segundo, lo cual es común en motores diesel turboalimentados [35].

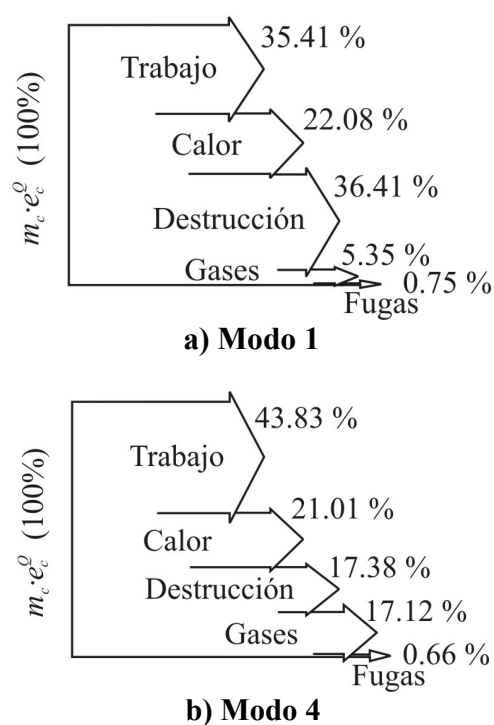


Figura 11 Balance exergético global para los grados de carga extremos

Este comportamiento muestra que la mayor parte de la reducción de las irreversibilidades se traduce en aumentar el potencial energético de los gases de escape [36]. Al incrementar el régimen de giro hay menos tiempo para la transferencia de calor, por lo cual la fracción de energía transferida como calor a las paredes de la cámara de combustión disminuye con el modo de operación. Este comportamiento es similar al obtenido cuando se aumenta el aislamiento térmico de las paredes de la cámara de combustión, con lo cual no se obtiene un aumento significativo del trabajo y la eficiencia, quedando la energía en los gases de escape [35-37]. Esto se debe a que los procesos de transferencia son intermitentes y la energía térmica almacenada en los gases no logra transformarse suficientemente rápido en energía de presión, de modo que gran parte de ella queda almacenada en los gases al momento de abrirse la válvula de escape.

Cuando se consideran los resultados del análisis exergético cambia el punto de vista sobre el

potencial de cogeneración, ya que con el grado de carga aumenta considerablemente la energía aprovechable en el sistema de refrigeración y en los gases de escape [38, 39]. Esto puede verse con claridad en la figura 12, donde se muestra la eficiencia de los gases de escape, definida como el cociente entre la exergía y la energía de esta corriente [39].

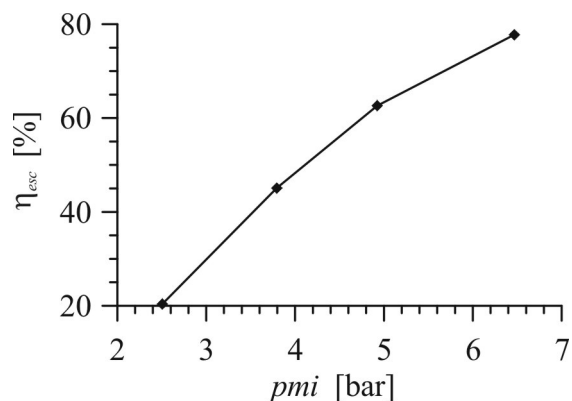


Figura 12 Eficiencia de los gases de escape

Conclusiones

En este trabajo se presenta un modelo de diagnóstico de combustión de una zona que incluye el análisis de segunda ley de la termodinámica. También se presentan los resultados de su aplicación a un motor diesel de automoción montado en un banco de ensayos instrumentado operando bajo diferentes grados de carga. Del modelo desarrollado, de los resultados presentados, y de su discusión, se desprenden las siguientes conclusiones:

- 1) El modelo de una zona y dos especies desarrollado arroja resultados satisfactorios y comparables a los reportados en la literatura científica.
- 2) La inclusión del término de fugas al cárter busca dar más precisión a los resultados, pero se encontró que su aporte es despreciable.
- 3) El modelo desarrollado permite discriminar el efecto de los diferentes términos del balance de exergía, con lo cual se puede ver

detalladamente como se distribuye el recurso exergetico a lo largo del proceso.

- 4) La tasa de destrucción de exergía determinada para los diferentes grados de carga exhibe un comportamiento similar al de la tasa de liberación de calor, confirmando que la combustión es la principal fuente de irreversibilidades en la operación del motor.
- 5) La destrucción de exergía total para el proceso de válvulas cerradas disminuye al aumentar el grado de carga, debido a que la combustión se hace menos irreversible al desarrollarse en condiciones de mayor temperatura y con un dosado más cercano al estequiométrico.
- 6) El proceso de combustión se desarrolla a lo largo de una trayectoria similar en el diagrama temperatura-entropía para todos los grados de carga ensayados.
- 7) Al utilizar el análisis de segunda ley de la termodinámica se complementa el análisis clásico de primera ley al introducir el término de destrucción, lo cual permite determinar cuán cerca se está del límite teórico de eficiencia en el motor. Adicionalmente se encontró que el análisis de primera ley no permite determinar el verdadero potencial de cogeneración, ya que solamente cuantifica los recursos, sin tener en cuenta su calidad.

Nomenclatura

c_p	Calor específico isobárico [J/kgK]
c_v	Calor específico a volumen constante [J/kgK]
e	Exergía específica [J/kg]
E	Exergía [J]
m	Masa [kg]
p	Presión [Pa]
PCI	Poder calorífico inferior [J/kg]
p_{mi}	Presión media indicada [bar]
R	Constante de gas [J/kgK]
s	Entropía específica [J/kgK]
T	Temperatura [K]

u	Energía interna específica [J/kg]
v	Volumen específico [m ³ /kg]
V	Volumen [m ³]
X	Fracción molar

Caracteres griegos

α	Ángulo de giro del cigüeñal [grados]
δ	Diferencial inexacto
η	Eficiencia

Subíndices

c	Combustible
d	Destrucción (de exergía)
esc	Escape (eficiencia)
f	Fugas, de formación
L	Liberado (calor)
m	Mezcla de gases
Q	Calor
sum	Suministrada (exergía)
w	Paredes (transferencia de calor)
W	Trabajo
0	Estado muerto

Superíndices

q	Quemado (combustible)
Q	Química (exergía)

Referencias

1. I. Dincer, Y. A. Cengel. "Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering". *Entropy*. Vol. 3. 2001. pp. 116-149.
2. M. A. Rosen. "Second-law analysis: approaches and implications". *Int. J. Energy Res.* Vol. 23. 1999. pp. 415-429.
3. R. A. Gaggioli. "Available energy and exergy". *Int. J. Applied Thermodynamics*. Vol. 1. 1998. pp. 1-8.
4. A. C. Alkidas. "The application of availability and energy balances to a diesel engine". *Journal for Engineering of Gas Turbines and Power*. Vol. 110. 1988. pp. 462-469.
5. R. J. Primus, P. F. Flynn. "Diagnosing the real performance impact of Diesel engine design parameter variation (A primer in the use of second law analysis)".

- International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines (COMODIA 85)*. 1985. pp. 529-538.
6. J. A. Caton. "A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal combustion engines". *SAE* 2000-01-1081. 2000.
7. C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. "Second-law analyses applied to internal combustion engines operation". *Progress in Energy and Combustion Science*. Vol. 32. 2006. pp. 2-47.
8. F. Bozza, R. Nocera, A. Senatore, R. Tuccillo. "Second law analysis of turbocharged engine operation". *SAE* 910418. 1991.
9. W. L. R. Gallo, L. F. Milanez. "Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines". *SAE* 920809. 1992.
10. J. A. Velásquez, L. F. Milanez. "Analysis of the irreversibilities in diesel engines". *SAE* 940673. 1994.
11. A. F. Agudelo. *Diagnóstico termodinámico de motores diesel de inyección directa funcionando con ésteres metílicos de aceites vegetales*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla - La Mancha, Ciudad Real, 2004.
12. A. F. Agudelo, J. R. Agudelo, P. N. Benjumea. *Diagnóstico de la combustión de biocombustibles en motores*. Imprenta Universidad de Antioquia. Medellín. 2007.
13. D. E. Foster. "An overview of zero-dimensional thermodynamic models for IC engine data analysis". *SAE* 852070. 1985.
14. J. A. Caton. "Results from the second-law of thermodynamics for a spark-ignition engine using an engine cycle simulation". *Fall Technical Conference, ASME-ICED*. 1999. pp. 35-49.
15. H. N. Shapiro, J. H. Van Gerpen. "Two zone combustion models for second law analysis of internal combustion engines". *SAE* 890823. 1989.
16. A. Valero, M. Lozano. "Energy, entropy, exergy and free energy balances. Methods for the diagnosis of industrial facilities". *Ingeniería Química*. Mayo 1987. pp. 143-153.
17. M. J. Moran, H. N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5ª ed. The Atrium, John Wiley & Sons. N.Y. 2006.
18. G. Woschni. "A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine". *SAE* 670931. 1967.
19. C. D. Rakopoulos. "Evaluation of a spark ignition engine cycle using first and second law analysis techniques". *Energy Conversion and Management*. Vol. 34. 1993. pp. 1299-1314.
20. O. Armas. *Diagnóstico experimental del proceso de combustión en motores Diesel de inyección directa*, Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, Universidad Politécnica de Valencia. Valencia. 1998.
21. J. Li, L. Zhou, K. Pan, D. Jiang, J. Chae. "Evaluation of the thermodynamic process of indirect injection diesel engines by the first and second law". *SAE* 952055. 1995.
22. T. J. Kotas. *The exergy method of thermal plant analysis*. Krieger Publishing Company. Malabar. Florida. 1995.
23. D. C. Kyritsis, C. D. Rakopoulos. "Parametric study of the availability balance in an internal combustion engine cylinder". *SAE* 2001-01-1263. 2001.
24. C. D. Rakopoulos, D. C. Kyritsis. "Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol, and dodecane fuels". *Energy* Vol. 26. 2001. pp. 705-722.
25. B. D. Hsu. *Practical diesel-engine combustion analysis*. Warrendale, Society of Automotive Engineers - SAE. 2002.
26. G. Hohenberg. "Definition und Eigenschaften des Thermodynamischen Verlustwinkels von Kolvenmaschinen (Definición y propiedades del ángulo de pérdidas termodinámicas en máquinas de pistones)". *Automobil-Industrie*. Vol. 4. 1976.
27. M. K. Anderson, D. N. Assanis, Z. S. Filipi. "First and second law analyses of a naturally-aspirated, Miller cycle, SI engine with late intake valve closure". *SAE* 980889. 1998.
28. J. A. Caton. "On the destruction of availability (exergy) due to combustion processes – with specific application to internal-combustion engines", *Energy*. Vol. 25. 2000. pp. 1097-1117.
29. P. S. Chavannavar, J. A. Caton. "Destruction of availability (exergy) due to combustion processes: A parametric study". *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part A*. Vol. 220. 2006, pp. 655-669.
30. W. R. Dunbar, N. Lior. "Sources of combustion irreversibility". *Combustion Science and Technology*. Vol. 103. 1994. pp. 41-61.
31. C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. "Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions". *Energy*. Vol. 29. 2004. pp. 1085-1104.

32. K. Nakonieczny. "Entropy generation in a diesel engine turbocharging system". *Energy*, Vol. 27. 2002. pp. 1027-1056.
33. S. H. Chan. "Thermodynamics in a turbocharged direct injection Diesel engine", *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D*. Vol. 212. 1998. pp. 11-24.
34. R. K. Stobart. "An availability approach to thermal energy recovery in vehicles". *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D*. Vol. 221. 2007. pp. 1107-1124.
35. I. Taymaz. "An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine". *Energy*. Vol. 31. 2006. pp. 364-371.
36. E. G. Giakoumis. "Cylinder wall insulation effects on the first- and second-law balances of a turbo-charged diesel engine operating under transient load conditions". *Energy Conversion and Management*. doi:10.1016/j.enconman. 2007.07.013, 2007.
37. G. Descombes, F. Maroteaux, M. Feidt, "Study of the interaction between mechanical energy and heat exchanges applied to IC engines", *Applied Thermal Engineering*. Vol. 23. 2003. pp. 2061-2078.
38. A. Parlak. "The effect of heat transfer on performance of the Diesel cycle and exergy of the exhaust gas stream in a LHR Diesel engine at the optimum injection timing". *Energy Conversion and Management*. Vol. 46. 2005. pp. 167-179.
39. A. Parlak, H. Yasar, O. Eldogan. "The effect of thermal barrier coating on a turbo-charged Diesel engine performance and exergy potential of the exhaust gas". *Energy Conversion and Management*. Vol. 46. 2005. pp. 489-499.