

Aplicación de un modelo de acción de ondas al estudio de la renovación de la carga en motores de cuatro tiempos

John R. Agudelo*, Carlos A. Sánchez** y Andrés F. Agudelo***

Resumen

En este artículo se presentan los resultados de la modelación de la renovación de la carga de motores de combustión interna 4 tiempos, con un modelo de acción de ondas de flujo homoentrópico. Las ecuaciones diferenciales parciales originales se llevaron a ecuaciones diferenciales ordinarias y se resolvieron usando el método de las características, bajo las suposiciones de flujo homoentrópico, unidimensional y área de paso constante en los conductos.

Comparando los resultados del modelo desarrollado con mediciones experimentales en motores de distintas configuraciones, se encuentra que el primero reproduce satisfactoriamente la presión real en los colectores de admisión y escape. Para el caso turboalimentado, la condición de frontera de restricción simula correctamente la turbina, pero no se cuenta con otra que lo haga igualmente bien para el compresor. Los resultados finales permiten demostrar que al igualar los niveles de entropía del escape y el cilindro, el modelo homoentrópico se aproxima al efecto que la fricción y transferencia de calor provocan en el colector de escape, donde normalmente se necesita el complejo modelo no-homoentrópico. Finalmente se muestran las ventajas del modelo de acción de ondas sobre el modelo de ondas acústicas.

Palabras claves: Modelo de acción de ondas, renovación de la carga, flujo homoentrópico, motores de cuatro tiempos.

Abstract

This paper shows the results of modelling the gas exchange process in a four strokes internal combustion engine using a homoentropic wave action model. Partial differential equations were transformed into ordinary differential equations by means of method of characteristics, assuming one-dimensional, homoentropic flow and constant area ducts.

Fecha de recepción: 9 de febrero de 2005
Fecha de aceptación: 15 de noviembre de 2005

* Ingeniero Mecánico, PhD., Grupo GASURE, Universidad de Antioquia (Colombia).
jragude@udea.edu.co. Tel. (+574) 210 5550.

** Ingeniero Mecánico, MsC (c), Grupo de Estudios en Energía, Universidad Nacional de Colombia sede Medellín. casanchez@unalmed.edu.co

*** Ingeniero Mecánico, MsC (c), Grupo GASURE, Universidad de Antioquia (Colombia).
afagudel@udea.edu.co

Results show good agreement between experiments and calculations. Measured exhaust and inlet pressures are in accordance with calculations when compared with different engine configurations. Restriction boundary condition simulates the turbine well, but not the compressor. When cylinder entropy level makes the same in the exhaust, it was shown that homoentropic behaviour takes account part of the friction and heat transfer effects. These effects are normally accounted by the complex non-homentropic flow model. Finally, wave action model advantages over acoustic wave model are showed.

Key words: Wave action model, gas exchange process, homentropic flow, four stroke internal combustion engines.

1. INTRODUCCIÓN

La renovación de la carga (RC) es el transporte de los gases quemados y de la mezcla fresca que circulan por el cilindro en las carreras de escape y admisión respectivamente. Dicho transporte se da por el movimiento alternativo del pistón, el cual hace trabajo sobre los fluidos entrantes y salientes, restando una fracción de la energía disponible en el combustible. Por esta razón, la energía usada para el escape y la admisión se denomina trabajo de bombeo y afecta el rendimiento global del ciclo. En un trabajo previo, los autores presentaron una revisión de los modelos más comunes empleados para modelar este proceso [1], siendo el modelo de acción de ondas el más aceptado.

Los fluidos de trabajo de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) son compresibles, y por ello están sometidos a variaciones de densidad. Cambios en las propiedades de un elemento infinitesimal de fluido compresible se propagan a los elementos adyacentes con una velocidad finita; efecto inexistente en un fluido incompresible. Tales perturbaciones viajan a la velocidad del sonido del medio como ondas elásticas hasta agotar su energía a determinada longitud [2].

Para conocer el comportamiento del aire y los gases de escape durante la RC se requiere estudiar el fenómeno ondulatorio que los controla; por lo tanto, el modelar con precisión la RC involucra ecuaciones y métodos que consideren las variaciones temporales y espaciales de tales fluidos de trabajo. El modelo de acción de ondas (MAO) agrupa las conocidas ecuaciones de conservación y un método especial para solucionarlas en el caso específico de tubos como los colectores del motor.

En este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico de acción de ondas homoentrópico que describe la renovación de la carga en MCIA 4 tiempos. Tiene por objeto determinar el comportamiento de las variables involu-

cradas en la RC bajo las suposiciones de sección constante en los ductos, flujo unidimensional y homoentrópico. Si la entropía de una partícula de fluido permanece constante, el flujo de dicha partícula es isentrópico. Si además de ello todo el conjunto de partículas de fluido tiene el mismo nivel entropía, el flujo se denomina homoentrópico [3]. Sus resultados ofrecen criterios de solución en general para el diseño, tal que pueda elevarse el rendimiento del ciclo del motor en las condiciones de operación que se requiera, efectuar el acoplado termodinámico de nuevos componentes, e incluso facilitar el estudio de la conversión de motores al ciclo Miller.

2. EL MODELO DE ACCIÓN DE ONDAS

2.1. Descripción del modelo

Para estudiar la dinámica de gases al interior de los colectores, deben hacerse consideraciones que simplifiquen la deducción de las ecuaciones (posteriormente se harán suposiciones respecto del funcionamiento del motor) [4]:

- Considerar el fluido como gas perfecto (gas ideal con calores específicos constantes), lo que es aceptable para la admisión y escape donde los gradientes de temperatura y presión son considerablemente menores que durante la combustión.
- Flujo unidimensional, ya que la variación de las propiedades del fluido es más importante en la dirección del flujo.
- El área permanece constante en la coordenada unidimensional; lo que no es trascendental porque en un colector normalmente no ocurren grandes variaciones de área aunque reduce lo general que puede llegar a ser el modelo.
- Flujo homoentrópico, hipótesis válida para la admisión, pero cuestionable en el proceso de escape por su elevada temperatura (factor éste que solamente es tenido en cuenta en modelos de flujo no-homoentrópico).

El método de las características (MC) es una técnica de solución para las ecuaciones de conservación según la teoría postulada por Riemann [5]. Bajo las consideraciones anteriores, las ecuaciones de conservación de la masa, momentum y energía junto a la ecuación de estado para gas ideal son:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \quad \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla u = 0 \quad \text{Ec. 1}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad \rho \frac{Du}{Dt} + \nabla p = 0 \quad \text{Ec. 2}$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = 0 \quad \frac{Dp}{Dt} + a^2 \frac{D\rho}{Dt} = 0 \quad a^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad \text{Ec. 3}$$

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad \text{Ec. 4}$$

Siendo ρ la densidad, u y a las velocidades de la partícula y del sonido respectivamente, F el área de la sección transversal, p la presión, R la constante del gas y T su temperatura.

La ecuación de conservación de la energía se satisface con la definición de velocidad del sonido para flujo homoentrópico (Ec. 3). Las expresiones de conservación restantes (continuidad y momentum) son ecuaciones en derivadas parciales (EDP) hiperbólicas cuasi-lineales, con la particularidad de que su solución reproduce el fenómeno ondulatorio ya mencionado. Así, cualquier perturbación introducida en el fluido no simplemente se difunde –como el calor por conducción en una barra metálica– sino que se transporta como una onda, “rebotando” en los extremos del campo de flujo. El flujo de gas compresible dentro del colector de un MCIA manifiesta esta perturbación en forma de variación de presiones. A través de sustituciones matemáticas e introduciendo el exponente politrópico γ se logra llegar a

$$\left[\frac{\partial a}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial a}{\partial x} \right] + \frac{\gamma-1}{2} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] = 0 \quad \text{Ec. 5}$$

$$\left[\frac{\partial a}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial a}{\partial x} \right] - \frac{\gamma-1}{2} \left[\frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] = 0 \quad \text{Ec. 6}$$

Puede verse que ahora las ecuaciones están en función de las velocidades de la partícula (u) y del sonido (a), pero aún dependen del espacio (x) y del tiempo (t); por lo tanto, la solución está representada en el espacio tridimensional por 2 funciones, $a = a(x,t)$ y $u = u(x,t)$. Una forma de hallar dicha solución consiste en transformar las EDP a ecuaciones en derivadas ordinarias (EDO) a través del método de las características (MC).

El MC puede interpretarse gráficamente con ayuda de la figura 1: Al proyectar la superficie tridimensional (que representa la solución) sobre el plano $x-t$, habrá algunos puntos específicos que cumplan que su pendiente dx/dt sea igual a la altura desde este plano hasta la curva original. La unión de tales puntos

forma las denominadas curvas características, sobre las cuales se busca ahora la solución exacta a EDO originadas de las EDP iniciales.

Las ecuaciones en derivadas totales que se producen se denominan ecuaciones características y representan al flujo transitorio homoentrópico.

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \quad \text{Ec. 7}$$

$$\frac{da}{du} = \mp \frac{\gamma - 1}{2} \quad \text{Ec. 8}$$

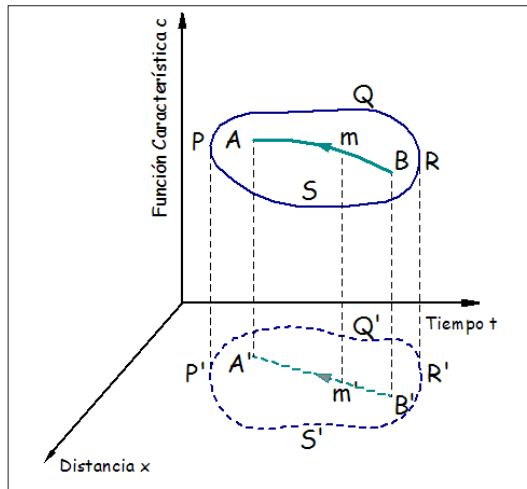


Figura 1. Interpretación gráfica del método de las características (MC)

La solución a las ecuaciones anteriores proviene de dos nuevas variables, denominadas característica λ y característica β o variables de *Riemann*. La característica λ contiene la información de las ondas que viajan en una dirección en el campo de flujo, mientras que β de aquellas que viajan en sentido contrario. El MC hace uso de éstas porque contienen la información completa del flujo en posición y en tiempo, y en su esencia, constituyen un método numérico explícito que necesita de condiciones iniciales y de frontera para entregar alguna respuesta. Las velocidades del sonido y de la partícula se adimensionalizan en función de ambas características. Esto se logra dividiéndolas por la velocidad del sonido en algún medio de referencia. Normalmente, incluido el caso de motores, el medio de referencia es el aire exterior a condiciones atmosféricas:

$$A = \frac{(\lambda + \beta)}{2} \tag{Ec. 9}$$

$$U = \frac{(\lambda - \beta)}{(\gamma - 1)} \tag{Ec. 10}$$

2.2. Solución numérica

La solución numérica de las ecuaciones características puede obtenerse mediante nuevas modificaciones a las ecuaciones anteriores. Aunque a simple vista no se vea la utilidad de las sustituciones realizadas, éstas reducen el número de ecuaciones usadas y la necesidad de almacenamiento en memoria para trabajo en computador. De forma simple, el reemplazo de λ y β por λ_I y λ_{II} en las expresiones Ec. 9 y Ec. 10 produce las ecuaciones básicas para el método solucionado numéricamente.

Con base en el teorema del valor inicial se establece un criterio de estabilidad, que permite evaluar las variables de *Riemann* sobre intervalos de tiempo ajustables, según el comportamiento del instante anterior previamente evaluado. Gráficamente, el criterio de estabilidad produce una respuesta como la mostrada en la figura 2, donde la longitud del tubo de análisis se ha dividido en una malla de tamaño uniforme de $m+1$ nodos; pero el avance en el tiempo se da a pasos irregulares.

Tiempo no dimensional Z	r.1	r.2	r.3	r.4	r.m	r.m+1
	4.1	4.2	4.3	4.4	4.m	4.m+1
	3.1	3.2	3.3	3.4	3.m	3.m+1
	2.1	2.2	2.3	2.4	2.m	2.m+1
	1.1	1.2	1.3	1.4	1.m	1.m+1
	Distancia no dimensional X					

Figura 2. Estructura de la malla en tiempo-distancia (Z-X)

El criterio de estabilidad posibilita ahorrar tiempo de cálculo cuando la respuesta es estable y asegurar la convergencia de la misma durante intervalos

inestables. La proporción de la malla Z-X según el criterio debe ser evaluada así:

$$\frac{\Delta Z}{\Delta X} \leq \frac{1}{A + |U|} \quad \text{Ec. 11}$$

Para el cálculo de la Ec. 11 deben evaluarse U y A para cada nodo de la malla del instante anterior. Haciendo entonces el reemplazo de variables mencionado, se llega a las ecuaciones principales del método numérico; en las cuales las características λ_I y λ_{II} del instante $r+1$ y del nodo s de la malla necesitan de las características en el instante r para las posiciones $s-1$, s y $s+1$, además del criterio de estabilidad:

$$(\lambda_I)_{r+1,s} = (\lambda_I)_{r,s} + \frac{\Delta Z}{\Delta X} \{b(\lambda_I)_{r,s-1} - a(\lambda_{II})_{r,s-1}\} \{(\lambda_I)_{r,s-1} - (\lambda_I)_{r,s}\} \quad \text{Ec. 12}$$

$$(\lambda_{II})_{r+1,s} = (\lambda_{II})_{r,s} + \frac{\Delta Z}{\Delta X} \{b(\lambda_{II})_{r,s+1} - a(\lambda_I)_{r,s+1}\} \{(\lambda_{II})_{r,s+1} - (\lambda_{II})_{r,s}\} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde

$$a = \frac{3-\gamma}{2(\gamma-1)} \quad b = \frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}$$

Como puede verse, tales expresiones constituyen un método que se evalúa centrado con las coordenadas y de forma explícita en el tiempo. Al despejar para la presión y la velocidad de flujo:

$$p = p_{ref} \left(\frac{\lambda_I + \lambda_{II}}{2} \right)^{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \quad \text{Ec. 14}$$

$$u = a_{ref} \frac{\lambda_I - \lambda_{II}}{\gamma - 1} \quad \text{Ec. 15}$$

3. RESULTADOS

El modelo de acción de ondas desarrollado ha sido validado contra resultados provenientes de diferentes fuentes. Sus resultados se han comparado inicialmente con las respuestas arrojadas por modelos de otros autores, y

posteriormente con mediciones reales. Esta secuencia de evaluación permite encontrar errores durante el desarrollo de la simulación, pero también es una forma ilustrativa de presentar los resultados, para comprender las diferencias a medida que el modelo se compara con casos cada vez más próximos a la realidad.

3.1. Motor monocilíndrico

3.1.1 Comparación con modelos previos

El MAO homoentrópico desarrollado por Benson [2], junto a otro implementado por Reyes [6], en el que se omite la transferencia de calor pero teniendo en cuenta la fricción, han sido las fuentes con las cuales se ha comparado el modelo de este trabajo. Aunque no se cuenta con datos correspondientes al múltiple de admisión, las comparaciones pueden efectuarse para el escape; lo cual resulta más interesante, sabiendo que se discute la forma adecuada de acoplar un modelo de relativa simplicidad al caso más general de flujo no-homoentrópico.

Para el primer caso se ha obtenido una concordancia excepcional entre las respuestas de una y otra simulación, ya que las formas de programación son las únicas diferencias. Para el segundo caso, las diferencias son perceptibles (ver figura 3). En la tabla 1 se encuentran las principales características geométricas del motor en cuestión.

La figura 3 muestra la presión en un punto del colector de escape de un motor monocilíndrico a 2.000 rpm. El ángulo cero (0) corresponde con el punto muerto superior (PMS) de la combustión para este caso y todos los demás tratados. Ambas curvas están en fase durante gran parte del intervalo de tiempo, pero aquella de Reyes tiene una amplitud de onda más pequeña. Esto se debe a la pérdida de energía provocada por el rozamiento entre el gas y las paredes del tubo. La reducción de tamaño que sufren ambas ondas es consecuencia de la pérdida de energía gradual en el tiempo.

Tabla 1
Especificaciones del motor monocilíndrico modelado

Cilindro	Ciclo	4 tiempos
	Diámetro de pistón	86 mm
	Carrera	86 mm
	Relación de compresión	8,2:1
Colector de escape	Longitud del tubo	1700 mm
	Diámetro	37 mm
Condiciones de operación	Régimen de giro	2000 rpm

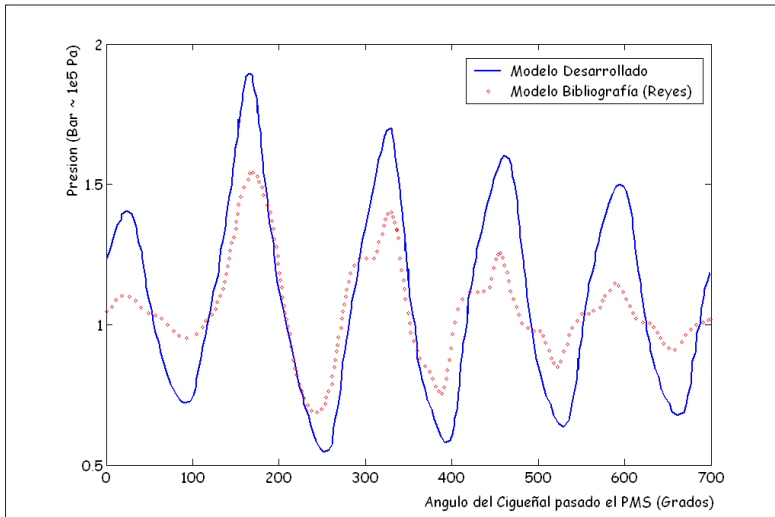


Figura 3. Presión en el múltiple de escape a 150 mm de la válvula

La única diferencia entre estas simulaciones es la inclusión de la fricción en el modelo de *Reyes*, con lo cual la desigualdad entre las respuestas tiene sentido. La fricción provoca una disipación de energía mayor en el gas de escape, por lo que la presión cae rápidamente a medida que avanza el ciclo. La consecuente reducción de temperatura que ello acarrea reduce la velocidad del sonido en el tubo y las curvas que al inicio estuvieron aproximadamente en fase, en el cuarto pico de presión presentan un desfase notorio (la onda sometida al efecto de la fricción se hace más lenta). Posteriormente podrá evidenciarse que a medida que disminuye la longitud de los tubos la fricción juega un papel menos importante.

3.1.2. Validación experimental

Se han tomado datos de un MCIA con las mismas características del mostrado del mostrado en la tabla 1, bajo las mismas condiciones de operación. En la figura 4 se muestra el comportamiento de la presión, medida en un punto del colector de escape a 150 mm de la válvula. Ambas curvas muestran los mismos picos de presión, que ahora son menores respecto del caso anterior. La transferencia de calor existente implica una disminución de la temperatura de los gases de escape, por tanto, la onda de presión real es más lenta y durante el mismo tiempo no alcanza a viajar a lo largo del colector las mismas veces que para el caso ideal.

De nuevo la amplitud de la onda del modelo es mayor que la real debido a la omisión de la fricción. Sin embargo, ahora que también existe la diferencia debido a la transferencia de calor, los cambios no se han hecho más notorios. Esto se debe a que el modelo puede adaptarse de forma aproximada a los sucesos ocurridos en el múltiple de escape.

El modelo permite reducir la temperatura de los gases en el cilindro, justo en el momento en que se inicia el escape con la apertura de la válvula; lo que produce un efecto similar al de la transferencia de calor [7-9]. Además involucra el cálculo de una temperatura de referencia que busca mejorar los resultados que un MAO homoentrópico puede entregar para el caso del escape. La primera adaptación busca asemejar la altura de los picos de presión calculados con los medidos. La segunda incorpora la forma de mantener en fase, cada una de las ondas de compresión que se producen en el tiempo.

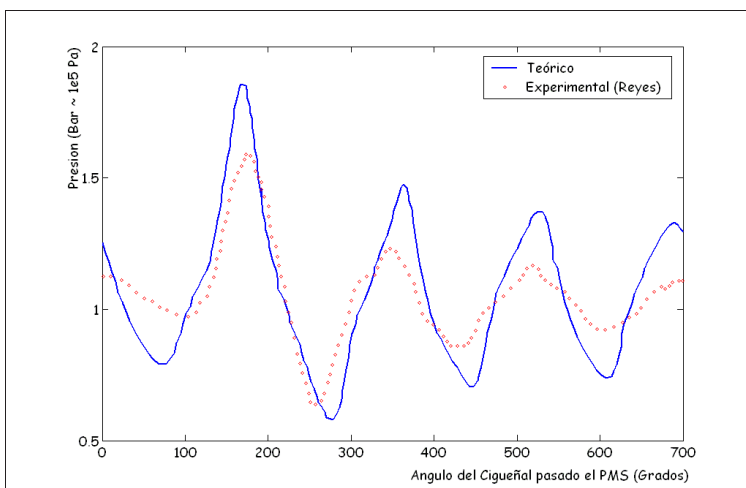


Figura 4. Presión en el múltiple de escape a 150mm de la válvula

En la teoría desarrollada por Benson [4] para el método de las características de flujo homoentrópico, se ha tenido en cuenta que la respuesta de un modelo homoentrópico sea adecuada, no sólo para la admisión sino para el escape. Mientras un modelo no-homoentrópico tiene en cuenta la existencia de una frontera caliente/fría en el gas de escape, para un modelo homoentrópico los únicos parámetros que controlan esta parte del ciclo son las condiciones de frontera y la temperatura de referencia. Así, para obtener resultados de buena aproximación con un modelo homoentrópico, estos factores deben seleccionarse correctamente. La temperatura de referencia (T_{ref}) se calcula con la siguiente expresión:

$$T_{ref} = (T_c)_{AVE} \left[\frac{p_{ref}}{(p_c)_{AVE}} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde $(T_c)_{AVE}$ y $(p_c)_{AVE}$ son la temperatura y la presión en el cilindro, en el ángulo de apertura de la válvula de escape (AVE). Hacer esto significa igualar los niveles de entropía entre el cilindro y el exterior, pero en un instante específico, que es el inicio del escape. La temperatura de referencia corresponde al medio en el cual previamente se han definido la presión y velocidad del sonido de referencia. La selección de una temperatura de referencia diferente produce respuestas completamente disímiles al compararse con mediciones reales [10, 11].

Evidentemente hay un cambio de entropía durante el proceso de descarga, pero en el MAO solamente se tiene en cuenta el ocurrido en las válvulas, cuando el flujo viaja hacia el exterior del cilindro (sea en la válvula de admisión o en la de escape).

3.2. Motor policilíndrico

La última fase de validación experimental se llevó a cabo con un motor Renault F9Q de 4 cilindros turboalimentado (tabla 2), montado en banco de ensayos e instrumentado para medición de variables termodinámicas en el cilindro y en los múltiples de admisión y escape. Los resultados fueron facilitados por la CMT de la Universidad Politécnica de Valencia (España).

El múltiple de admisión del motor tiene distribución 4-2-1, mientras que el de escape es 4-1, ambas configuraciones se incorporaron al modelo (figura 5). Tanto la turbina como el compresor fueron simulados por el MAO como una restricción al flujo. No se correlacionó ningún parámetro de operación de tales

dispositivos con una restricción de área específica. La relación de áreas de tal restricción se corrigió manualmente, hasta conseguir un acercamiento válido de acuerdo a los resultados experimentales.

El MAO desarrollado solamente comprende el colector de escape entre los cilindros y la turbina; y el colector de admisión desde el compresor hasta los cilindros, y se omitió la existencia del volumen intermedio correspondiente al post-enfriador y otras partes. Buscando una mejor respuesta del modelo, se supuso una presión de referencia mayor que la atmosférica, imitando la continuación de los tubos de admisión y escape hasta su descarga. Para tomar en cuenta el efecto del post-enfriador, se supuso que la temperatura inicial del colector era la medida a la salida del mismo elemento.

Tabla 2
Especificaciones del motor Renault F9Q modelado

Cilindro	Ciclo	Diesel 4 tiempos
	Número de cilindros	4
	Diámetro de pistón	80 mm
	Carrera	93 mm
	Relación de compresión	18,3:1
Colector de admisión	A0	1000 mm
	A1, A2, A3 y A4	200 mm
	A5 y A6	300 mm
Colector de escape	E0	120 mm
	E1 y E4	125 mm
	E2 y E3	80 mm
	E5 y E6	40 mm
Variables termodinámicas	Presión y temperatura promedio Aguas abajo del post-enfriador	1.5Bar 312K
	Presión y temperatura promedio Aguas arriba de la turbina	2Bar 660K
Condiciones de operación	Régimen de giro	2000 rpm

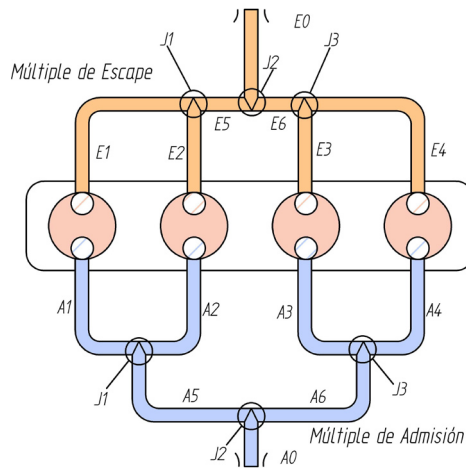


Figura 5. Configuración del motor Renault F9Q turboalimentado

En la figura 6 se muestra la respuesta del modelo para el múltiple de admisión. Desafortunadamente no se ha encontrado ningún valor de restricción que reproduzca correctamente el efecto creado por el compresor en la admisión. La condición de frontera de restricción no es adecuada, porque, aunque los picos de presión producidos por un MCIA de 4 cilindros han sido calculados por el MAO, también se producen pequeños levantamientos de presión adicionales que en la medición no se registran. Para reproducir mejor el fenómeno se necesita entonces otra condición de frontera más compleja o, mejor aún, los mapas o curvas características del compresor.

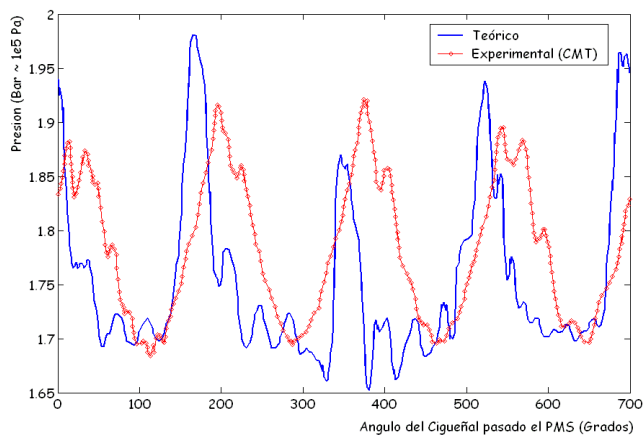


Figura 6. Presión en el colector de admisión cerca de la ramificación

Por otro lado, en la figura 7 se muestra la respuesta para el múltiple de escape. Tal como sucede en el motor monocilíndrico, la presión calculada en el múltiple de escape sigue bastante bien la forma y magnitud de la medida en este punto para el motor policilíndrico. A pesar de ser un modelo homoentrópico, cuando se selecciona la temperatura de referencia de la manera que se ha indicado anteriormente, los resultados del escape son bastante satisfactorios. De nuevo se observa que la curva del modelo está desfasada hacia la izquierda respecto de las mediciones; lo que indica que la velocidad del sonido calculada es mayor que la real y la onda de presión realmente tarda más tiempo en recorrer los tubos del colector. Dichos resultados concuerdan con la omisión de la transferencia de calor en el flujo homoentrópico.

Es importante anotar que la fricción no provoca un efecto tan pronunciado en un MCIA policilíndrico como ocurre en el caso del monocilíndrico. Esto se justifica porque los colectores para motores de varios cilindros son mucho más cortos, debido a las restricciones geométricas que implica la disposición de los cilindros.

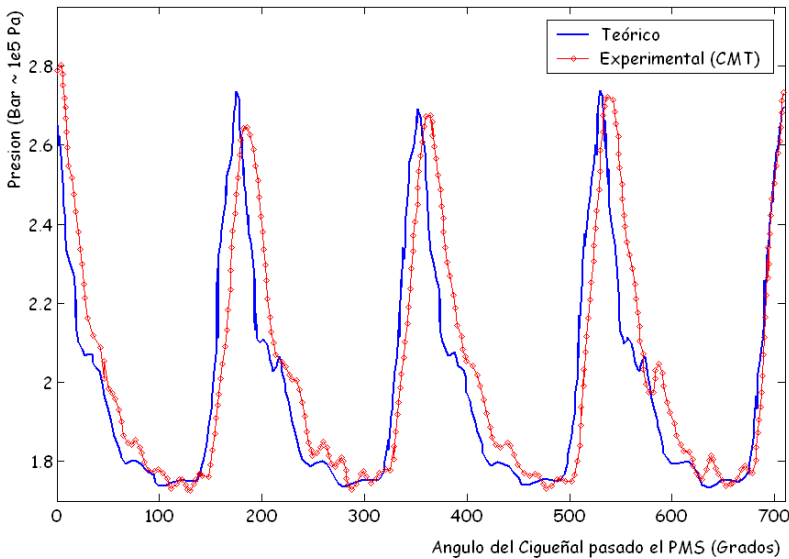


Figura 7. Presión en el colector de escape en el extremo cercano a la turbina

De forma general, en un motor policilíndrico se registran 4 picos de presión solamente. Cada uno corresponde a la apertura de la válvula de cada cilindro, debido a lo cual desaparece el efecto tardío observado en el MCIA monocilín-

drico. No obstante, el viaje de la onda de presión principal en efecto existe y puede aprovecharse para mejorar el rendimiento volumétrico y disminuir el trabajo de bombeo.

4. APLICACIÓN DEL MODELO AL DISEÑO DE MÚLTIPLES DE ADMISIÓN Y ESCAPE

Existe una técnica para el diseño de múltiples de admisión denominada *Modelo de Ondas Acústicas* (MOAC), la cual asume que las ondas producidas durante la admisión son de pequeña amplitud [12]. Este modelo emplea la ecuación de onda, para encontrar la longitud del conducto que aproveche las ondas de presión, a determinado régimen de giro del motor, para incrementar el rendimiento volumétrico. Aunque es una técnica sencilla, no involucra el efecto del diámetro, sólo se puede emplear para colectores de admisión geoméricamente sencillos y no permite conocer el comportamiento instantáneo de las variables termodinámicas relacionadas con el fenómeno, ya que sólo entrega la dimensión buscada.

El MAO desarrollado permite conocer tanto el efecto del diámetro como de la longitud y, además, puede aplicarse con elevado grado de precisión tanto al escape como a la admisión, tratándose de motores turboalimentados o de aspiración natural preferiblemente. En la figura 8 se muestra la presión cerca de la válvula de admisión calculada por el MAO, para diferentes longitudes y diámetros del múltiple.

El colector de 1,5 m produce un gran pico de presión (que no generan los ductos de 0,5 y 2,5m) justo antes de cerrarse la válvula de admisión (582°) que ayuda a introducir mayor masa de aire al cilindro para obtener más potencia en el motor. Este levantamiento de presión es producto de una onda que viaja inicialmente hacia fuera, y ahora reflejada, retorna al cilindro para mejorar la renovación de la carga. Las ondas de presión deben aprovecharse cuando el motor es incapaz de succionar más aire a altas velocidades, punto en el cual la longitud de los ductos es mucho menor que la mostrada en el ejemplo [13].

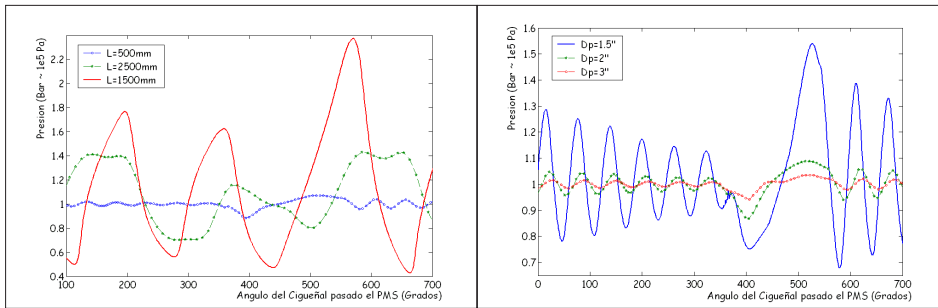


Figura 8. Efecto de la longitud y el diámetro del múltiple de admisión

A medida que disminuye el diámetro de los conductos, la presión crece a valores mayores en intervalos de tiempo más cortos. Ambos desempeños son válidos en un motor real pero dependen de las aplicaciones para las cuales se efectúa el diseño, siendo preferible aquel de múltiples amplios para la automoción convencional.

CONCLUSIONES

- Se ha desarrollado un modelo de acción de ondas (MAO) de flujo homocéntrico que ha permitido simular de forma precisa el proceso de renovación de la carga de motores de combustión interna cuatro tiempos. Se han establecido las condiciones de frontera para las válvulas de admisión y escape, las ramificaciones entre ductos, las restricciones de paso y los extremos comunicados a la atmósfera o sujetos a una entrada de flujo. Específicamente se han modelado motores mono-cilíndricos, poli-cilíndricos de aspiración natural y turboalimentados, y se obtuvo su comportamiento instantáneo al calcular diferentes variables termodinámicas en los colectores de admisión y escape.
- Aunque con la herramienta se pueden simular tanto motores de encendido provocado (MEP) como de encendido por compresión (MEC), se considera que los resultados pueden ser más precisos tratándose de los últimos. No se ha considerado ninguna condición de frontera que reproduzca la válvula de mariposa para control de carga en MEP; por lo tanto, el comportamiento de las variables de flujo dado por el modelo reproduce mejor el fenómeno ocurrido en el múltiple de admisión de los MEC.
- El criterio de estabilidad utilizado en el MAO es la mejor herramienta para ahorrar tiempo de cálculo sin perder precisión. Este se vuelve muy importante

al momento de modelar motores poli-cilíndricos, donde los requerimientos de espacio en memoria también deben ser tomados en consideración.

- La condición de frontera de restricción simula de manera satisfactoria la turbina para un MCI turboalimentado, mas no el compresor. Dicha condición funciona correctamente en el escape, porque el flujo viaja naturalmente por la diferencia de presiones entre el interior y el exterior. En el múltiple de admisión ocurre el fenómeno inverso, lo cual hace inadecuado el empleo de tales ecuaciones. Un acoplado termodinámico del turbo-grupo es la forma más conveniente de encontrar una condición de frontera adecuada para el compresor.
- Se ha demostrado que el MAO homoentrópico reproduce apropiadamente el comportamiento en el múltiple de escape cuando se igualan los niveles de entropía entre el cilindro y el exterior durante el soplado del escape. La temperatura de referencia calculada a partir de tal hipótesis, ajusta los cálculos que el MAO efectúa para determinar la presión y la velocidad en tal punto.
- También se ha comprobado la utilidad y robustez del modelo de acción de ondas al compararse con un modelo de ondas acústicas. Aunque el primero requiere de la programación de algoritmos, también ofrece resultados diversos para los múltiples de admisión y escape, donde se puede estudiar el efecto del diámetro, la longitud y disposición geométrica de los conductos, la distribución en válvulas, el tamaño del motor y la existencia de accesorios como la turbina.
- Aunque esta herramienta no es diferente a las ya existentes en los grandes centros de investigación mundiales, es un esfuerzo por conseguir un instrumento al alcance de universidades y empresas colombianas. La necesidad de apropiación tecnológica para los requerimientos nacionales motiva el desarrollo de herramientas científicas y técnicas como ésta.

AGRADECIMIENTOS

A Miguel Ángel Reyes Gutiérrez, profesor de la Universidad Simón Bolívar de Venezuela; Magín Lapuerta Amigo, catedrático del Departamento de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos de la Universidad de Castilla-La Mancha UCLM de España; José Ramón Serrano Cruz y Vicente Bermúdez Tamarit, profesores de la CMT de la Universidad Politécnica de Valencia (España), por su asesoría y aportaciones en el desarrollo del modelo y por facilitar los datos experimentales que permitieron contrastarlo.

REFERENCIAS

- [1] AGUDELO, J.R., SÁNCHEZ, C. & VALENCIA, A. (2003, junio). "Modelación de la renovación de la carga en motores cuatro tiempos. Una revisión". En Revista *Facultad de Ingeniería*, N° 29, Universidad de Antioquia (Colombia), p. 153-169.
- [2] SHAMES, IRVING H. (1998). *Mecánica de Fluidos*, 3ª ed. Bogotá (Colombia), McGraw-Hill, p. 434.
- [3] WINTERBONE, D.E. & PEARSON, R.J. (1992). Solutions of the Wave Equations Using Real Gases. *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 34, 917-932.
- [4] BENSON, R.S. (1982). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines*, vol. 1. J.H. Horlock y D.E. Winterbone (Eds.). Oxford University Press.
- [5] RIEMANN, B. Uber Die Fortpflanzung Ebener Luftwellen Von Endlicher Schwingungsweweife. *Bott. Abh. 8. Math.* 1885. En J.H. Horlock & D.E. Winterbone (1986). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine*, vol. 2. Oxford, Clarendon Press.
- [6] REYES, M. (1993). Modelo de transferencia de calor para colectores de escape de motores alternativos. Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. ETS de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Valencia. SPUPV-94.2047, p.161-166.
- [7] POLONI, M., WINTERBONE, D.E. & NICHOLS, J.R. (1987). Comparison of Unsteady Flow Calculations in a Pipe by the Methods of Characteristics and the two-step differential Lax-Wendroff Method. *Int. J. Mech. Sci.*, 29 (5), 367-378. En Weaving, J.H. (1990). *Internal Combustion Engineering. Science and Technology*. Londres, Elsevier Applied Science, p. 465.
- [8] LIU, J., SCHORN, N. & SCHERNUS, CH. (1996). Comparison Studies on the Method of Characteristics and Finite Difference Methods for One-Dimensional Gas Flow though IC Engine Manifold. *Proceedings - Society of Automotive Engineers. SAE paper 960078*, p. 95-112.
- [9] PEARSON, R.J., BASSETT, M.D., WINTERBONE, D.E. & BROMNICK, P.A. (2000). Comprehensive Charge-cooler Model for Simulating Gas Dynamics in Engine Manifolds. Modeling of SI Engines, SP-1511. *SAE paper 2000-01-1264*.
- [10] POLONI, M., WINTERBONE, D.E. & NICHOLS, J.R. (1987, Dec.). Calculations of Pressure and Temperature Discontinuity in a pipe by the Methods of Characteristics and the two-step differential Lax-Wendroff Method. *ASME International Symposium on Flows in Internal Combustion Engines. FED*, vol. 62. Winter Annual Meeting. Boston, 13-18. En Weaving, John H. (1990). *Internal Combustion Engineering. Science and Technology*. Londres, Elsevier Applied Science, p. 465.
- [11] HORLOCK, J.H. & WINTERBONE, D.E. (1986). *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines*, vol. 2, Oxford, Clarendon Press, p. 1017-1057.
- [12] BENAJES, J., REYES, E., GALINDO, J. & PEIDRO, J. (1997). Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines. *SAE Technical Paper Series. International Congress and Exposition, Detroit-Michigan. SAE paper 970055*.
- [13] HARRISON, M.F. & DUNKLEYB, A. (2004). The Acoustics of Racing Engine Intake Systems, *Journal of Sound and Vibration*, 271, 959-984.