

SIMULACIÓN DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

Ing. Ph.D. John R Agudelo¹., Ing. Ph. D Lesmes Corredor², Ing. Jaime Hernández³

Resumen

Este artículo presenta una metodología para la simulación del proceso de combustión en un motor de encendido por compresión de aspiración natural ó turboalimentado. Se discuten las aproximaciones que intentan cuantificar este fenómeno mediante correlaciones, asumiendo el proceso como una liberación de calor aparente. El modelo planteado puede ser utilizado preferiblemente para combustibles líquidos, en caso de usarlo para combustibles gaseosos debe tenerse en cuenta la reevaluación de las fases de combustión por premezcla y difusión, el mecanismo de encendido de la mezcla y el tiempo de evolución de la llama. Finalmente se discute un caso práctico de aplicación del método de Watson a un motor IVECO turboalimentado de inyección directa para calcular el par indicado.

Abstract

This paper describes a methodology for the simulation of the combustion process in a natural aspirated or turbocharged compression ignition engine. The simulation model was conceived for use with liquid fuels, in the case of gaseous fuels it should be necessary to considerate the premixed and diffusion combustion phases, the ignition mechanism and the ignition delay. The simulation model also shows an experimental application in an IVECO DI turbocharged diesel engine. This practice shows how the indicated torque could be obtained by mean of the fuel mass burning rate method, known as double Wiebe's combustion model or simple Watson's model.

Introducción

Tal y como lo expresaban N. Watson y M.S. Janota (Watson y Janota, 1982) en el año 1982: "El proceso de combustión es el aspecto más importante de cualquier motor de combustión interna. Desafortunadamente es también el más complejo y el menos entendido". Con el paso de los años se ha podido profundizar más en el estudio del proceso de

combustión en motores, gracias al avance alcanzado en tecnologías de visualización e indicación en el interior del cilindro.

El proceso de combustión en un motor de encendido por compresión, además de ser no estacionario, heterogéneo y multidimensional ocurre en muy poco tiempo, del orden de milisegundos, en un medio

¹ Universidad de Antioquia. Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas, Ciudad Universitaria. Bloque 20-435. Tel:2105529
E-mail: radian@udea.edu.co

² Universidad del Norte. Grupo Uso Racional de la Energía y Preservación del Medioambiente -UREMA-
E-mail: lcorredo@guayacan.uninorte.edu.co

³ Universidad de Antioquia. Grupo de Ciencia y Tecnología del Gas. E-mail: jaime_hdez_v@hotmail.com

confinado y con geometría variable, lo cuál por lo demás confirma lo expuesto en el párrafo anterior.

Descripción del proceso

En los motores de ciclo Diesel se admite aire, ya sea por succión en la bajada del pistón durante la carrera de admisión (*motores de aspiración natural*) o por una combinación de lo anterior y la presión suministrada por un compresor (*motores turboalimentados*). Una vez que se cierra la válvula de admisión pasados unos grados del punto muerto inferior, el sistema puede considerarse termodinámicamente cerrado, la masa en el sistema es constante y entonces las aproximaciones de tipo politrópico son válidas. El aire comienza a ser comprimido por el pistón y esto hace que se vaya incrementando su presión y su temperatura. Un tiempo antes que el pistón alcance el punto muerto superior y justo cuando las condiciones del aire comprimido están en torno a los 800 °K y los 40 bares (Heywood, 1988), se abre la aguja del inyector y salen los chorros de combustible. A partir de este instante empiezan a ocurrir una serie de procesos físicos y químicos al interior del cilindro que son previos al proceso de liberación de energía como tal, mientras el combustible líquido continua siendo inyectado.

Inicialmente el chorro empieza a convertirse en pequeñas gotas debido a las condiciones a las que encuentra el aire y al efecto de resistencia aerodinámica por la velocidad a la que es inyectado el combustible. Estas gotas se van luego vaporizando y mezclando en fase gaseosa con el aire. En aquellas zonas donde se alcanzan las condiciones de estequiometría, se inicia aceleradamente la combustión por autoinflamación. Para estas zonas, en este momento, prevalece el tiempo de reacción química sobre el tiempo de mezclado y a esta fase se le conoce con el nombre de fase de combustión por premezcla ó combustión rápida; se estima que aproximadamente un 3% de la carga se quema durante esta fase. Una vez quemadas aquellas zonas cuya mezcla de aire/combustible estaba en condiciones estequiométricas, empieza la fase de combustión por difusión, en la cual prevalece el tiempo de mezclado sobre el de reacción química.

Las tres fases principales que se pueden identificar en un diagrama típico de energía aparente (*teórica*)

liberada (ver figura 1) para un motor diesel de inyección directa son:

Tiempo de retraso (a-b). Es el tiempo (o ángulo) que transcurre desde el momento en que se inyecta el combustible dentro de la cámara de combustión, hasta el momento en que inicia la combustión. Este último punto es muy difícil de determinar con exactitud y por lo tanto existen diversos criterios en la literatura (Agudelo y Casanova, 1998).

Fase de premezcla o de combustión rápida (b-c). En esta fase ocurre la combustión de aquellas zonas en las que durante el tiempo de retraso se alcanzó una mezcla dentro de los límites de inflamabilidad entre el combustible y el aire. Aquí prevalece el tiempo de reacción química sobre el tiempo de mezclado. Está caracterizada por ser un pico agudo y estrecho como se puede ver en la figura 1.

Fase de combustión por difusión (c-d). Esta fase se da inmediatamente después de la anterior, es decir una vez que se han consumido las zonas de premezcla. La tasa de quemado está controlada por el tiempo de formación de mezcla entre el vapor de combustible y el aire más que por el tiempo de reacción química. En la Figura 1 aparece como un segundo pico, pero puede no aparecer según las condiciones de funcionamiento del motor.

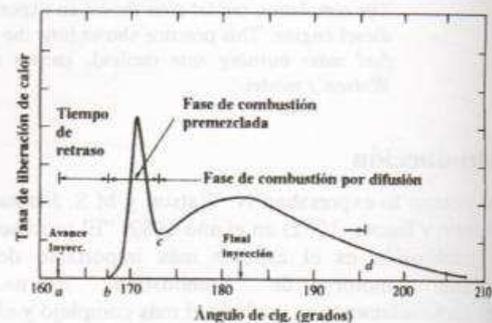


Figura 1. Curva típica de liberación de calor aparente de un motor diesel de inyección directa identificando las 3 fases de la combustión (Heywood, 1988)

Tiempo de retraso

Existen dos vías para calcular el tiempo de retraso: la primera consiste en emplear correlaciones semiempíricas como la de *Hardenberg* y *Hase*

(Hardenberg y otros, 1979) ampliamente aceptada en el campo de los motores. Esta expresión y otras como la de Wolfer (Heywood, 1988) igualmente reconocida, emplean un arreglo del tipo Arrhenius, en el cual la presión y la temperatura durante el tiempo de retraso quedan dentro de la parte exponencial.

En la ecuación 1 se expresa la correlación de Hardenberg y Hase para el tiempo de retraso en

$$t_{ret} = \left[\frac{(0.36 + 0.22 C_m)}{0.006 n_m} \right] \exp \left[E_A \left(\frac{1}{\tilde{R} T} - \frac{1}{17190} \right) \left(\frac{21.2}{p - 12.4} \right)^{0.63} \right] \quad (1)$$

donde:

C_m = velocidad lineal media del pistón (m/s)

\tilde{R} = constante universal de los gases ideales (8.3143 J/mol·K)

$E_A = \frac{618840}{CN + 25}$ es la energía de activación aparente (J/mol)

CN = índice de cetano del combustible

n_m = régimen de giro del motor (min^{-1})

Las diferencias entre los resultados experimentales y los calculados con la ecuación (1) (errores del orden del 60%) pueden deberse a las diferencias tecnológicas entre los motores y al tipo de combustible. En este caso se podría optar al igual que J. Qiao et al (Qiao y otros, 1992) (1992) agregando a la ecuación (1) el término $(100/n_m)^b$ que tiene en cuenta el efecto del régimen de giro del motor en la expresión del tiempo de retraso, sin embargo en el presente artículo se ha decidido utilizar directamente los datos experimentales de tiempo de retraso obtenidos en régimen estacionario como entrada del modelo (figura 2 y 3).

Este procedimiento fue utilizado también por Kyriakides et al (Kyriakides, 1986) (1986).

En las figuras 2 y 3 se ha representado el tiempo de retraso medido en régimen estacionario para dos condiciones diferentes: 1) variando el grado de carga

milisegundos (ms) en función de la temperatura T ($^{\circ}K$) y de la presión p (bar) durante el retraso (se toman las condiciones en el punto muerto superior, por facilidad de cálculo).

En la Tabla 1 se hace una comparación entre los resultados calculados con la ecuación 1 y los resultados obtenidos experimentalmente en un motor IVECO diesel de inyección directa turboalimentado (Agudelo, 1998).

y 2) variando el régimen de giro del motor, tratando así de cubrir todo su rango de operación.

El tiempo de retraso se ha definido como la diferencia entre el ángulo de inicio de la inyección y el ángulo de inicio de la combustión, el primero determinado experimentalmente de la curva de presión en la línea de inyección cuando ocurre la primera caída de la presión y el segundo se asume que ocurre cuando se ha liberado el 1% del calor total acumulado aparente (Kyriakides, 1986).

Tasa de liberación de calor aparente

Una aproximación muy útil para simular el proceso de la combustión en un motor ha consistido en asumir que este fenómeno ocurre como una liberación de calor. Se suele asumir que el contenido del cilindro es una mezcla homogénea de gases ideales que se hallan en equilibrio químico y que sus propiedades son constantes y uniformes.

Tabla 1. Comparación del tiempo de retraso medido y calculado con la correlación de Hardenberg y Hase (Hardenberg y otros, 1979)

Régimen motor (min^{-1})	Experimental	Calculado	Error
1000	0.739	0.303	59.0
1200	0.71	0.289	59.3
1400	0.654	0.279	57.3
1600	0.645	0.272	57.8
1800	0.674	0.266	60.5
2000	0.601	0.261	56.6

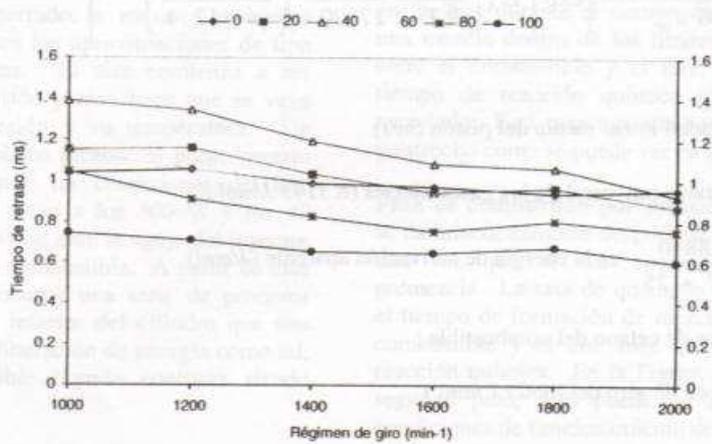


Figura 2. Tiempo de retraso (ms) experimental en función del grado de carga

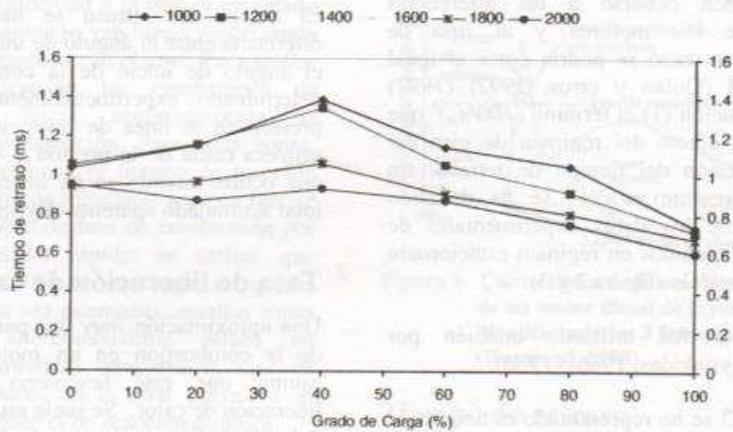


Figura 3. Tiempo de retraso (ms) experimental en función del régimen de giro (min^{-1})

En la simulación del funcionamiento de un motor, la tasa de liberación de calor aparente se puede describir apropiadamente mediante expresiones algebraicas, debido a que sus coeficientes se pueden determinar convenientemente para reflejar la dependencia de la tasa de quemado de combustible real con el tipo de motor y sus condiciones específicas de funcionamiento.

Inicialmente *Wiebe* desarrolló una expresión algebraica (llamada *ley de Wiebe*) que describe adecuadamente la tasa de quemado de combustible, su ecuación expresa el combustible quemado acumulado $M(\tau)$ en términos de un tiempo adimensional (τ):

$$M(\tau) = \frac{m(\tau)}{m_t} = 1 - \exp[-k_2 \tau^{(k_1+1)}] \quad (2)$$

Derivando la ecuación 2 se obtiene la tasa de quemado de combustible:

$$\dot{M}(\tau) = (k_1 + 1)k_2 \tau^{k_1} \exp[-k_2 \tau^{(k_1+1)}]$$

donde:

$M(\tau)$ = Fracción de combustible quemado acumulado

$\dot{M}(\tau)$ = tasa de quemado de combustible adimensional

$$\tau = \frac{(\theta - \theta_i)}{\Delta\theta}$$

donde θ representa el ángulo del cigüeñal instantáneo, θ_i el ángulo de inicio de combustión y $\Delta\theta$ es la duración de la combustión.

Más tarde *Woschni* y *Anisits* (*Woschni* y *Anisits*, 1974) (1974) basados en la ecuación 2 obtuvieron una nueva correlación en la que asumen que siempre se dispone de una curva de tasa de liberación de calor aparente a partir de la cual se obtienen las nuevas condiciones. El factor de forma (K_1) en la ecuación 2 lo ponen como función del tiempo de retraso (t_r), el régimen de giro del motor (n_m), la presión (p_c) y la temperatura (T_c) en el inicio de la compresión:

$$K_1 = k_{10} \left[\frac{t_{r0}}{t_r} \right]^a \left[\frac{p_c}{p_{c0}} \right] \left[\frac{T_{c0}}{T_c} \right] \left[\frac{n_{m0}}{n_m} \right]^b \quad (3)$$

donde el subíndice 0 representa las condiciones de referencia basada en una curva conocida y los exponentes a y b son constantes empíricas.

La Figura 1 mostraba una curva de liberación de calor aparente típica de un motor diesel de inyección directa, en ella se observan dos picos claramente definidos y que corresponden a las fases de combustión premezclada y combustión por difusión turbulenta. Ni la función de *Wiebe* ni la de *Woschni* y *Anisits* pueden representar estas dos fases de combustión con precisión. Por esta razón en 1980 *Watson*, *Pilley* y *Marzouk* (*Watson* y otros, 1980) propusieron una nueva correlación de la combustión que comprende dos expresiones algebraicas, una para la fase de premezcla y otra para la fase de difusión:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_p + \dot{m}_d \quad (4)$$

donde \dot{m} es la tasa de quemado de combustible con respecto al ángulo de cigüeñal y t , p y d , significan total, premezcla y difusión respectivamente. La proporción de combustible quemado en cada fase de la combustión se tiene en cuenta con el factor β el cual expresa el combustible quemado acumulado durante la premezcla como una fracción del combustible total inyectado.

$$\beta = \frac{m_p}{m_t} \quad (5)$$

donde

$$m_t = m_p + m_d \quad (6)$$

La correlación queda entonces de la siguiente manera para la fase de premezcla:

$$M_p(\tau) = 1 - [1 - \tau^{c_p}]^{c_p} \text{ (acumulado)} \quad (7)$$

$$\dot{M}_p(\tau) = C_{p1} C_{p2} \tau^{(c_p-1)} [1 - \tau^{c_p}]^{(c_p-1)} \text{ (Tasa)} \quad (8)$$

y para la fase de combustión por difusión:

$$M_d(\tau) = 1 - \exp[-c_{d1} \cdot \tau^{c_{d2}}] \text{ (Acumulado)} \quad (9)$$

$$\dot{M}_d(\tau) = c_{d1} \cdot c_{d2} \cdot \tau^{(c_{d2}-1)} \cdot \exp[-c_{d1} \cdot \tau^{c_{d2}}] \text{ (Tasa)} \quad (10)$$

Reuniendo términos:

$$\dot{M}(\tau) = \beta \cdot \dot{M}_p(\tau) + (1 - \beta) \dot{M}_d(\tau) \quad (11)$$

donde:

$$\beta = 1 - a \frac{Fr^b}{t_r^c} \quad (12)$$

Fr = dosado relativo

t_r = tiempo de retraso (ms)

$$C_{p1} = 2.0 + 1.25 \cdot 10^{-8} (t_r \cdot n_m)^{2.4}$$

$$C_{p2} = 5000$$

$$C_{d1} = k_1 \cdot Fr^{-k_2}$$

$$C_{d2} = k_3 \cdot C_{d1}^{k_4}$$

n_m = régimen de giro del motor en min^{-1}

k_1 , k_2 , k_3 y k_4 son coeficientes que permiten ser ajustados para diferentes condiciones de operación incluyendo el régimen transitorio y diferentes tipos de motores diesel.

A mediados de la década de los ochenta Miyamoto et al (Miyamoto y otros, 1985) (1985), reportaron una correlación similar basada en dos funciones de Wiebe con la siguiente forma:

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_p}{\theta_p} (M_p + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{M_p} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_p} \right)^{(M_p+1)} \right] + \quad (13)$$

$$6.9 \frac{Q_d}{\theta_d} (M_d + 1) \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{M_d} \exp \left[-6.9 \left(\frac{\theta}{\theta_d} \right)^{(M_d+1)} \right]$$

Donde los subíndices p y d se refieren a las fases de combustión premezclada y por difusión

respectivamente. Q_p y Q_d son las cantidades de calor liberado, θ_p y θ_d son las duraciones de la liberación de calor, y M_p y M_d son los factores de forma. Estos seis parámetros son ajustables al igual que en la correlación anterior de acuerdo con las condiciones de operación y el tipo de motor.

En el presente trabajo se ha adoptado la ley de Watson para calcular la tasa de quemado de combustible ya que es ampliamente usada en el campo de la simulación de la combustión en motores diesel, además requiere ajustar un parámetro (coeficiente) menos que la correlación propuesta por Miyamoto et al. (Miyamoto y otros, 1985).

En la Tabla 2 se han ilustrado los valores de los coeficientes de la ley de Watson obtenidos por diferentes investigadores. En este trabajo se han ajustado las constantes durante la fase de calibración del modelo para el motor IVECO 8360.46.417 usado en los ensayos (Agudelo, 1998).

Mediante la ley de Watson se obtiene, como se demostró antes, la tasa de combustible quemado (\dot{m}_f) Este dato es necesario en el balance termodinámico que se realiza dentro del cilindro para obtener la tasa de liberación de calor aparente. La manera de relacionarlo es a través del poder calorífico másico inferior del combustible mediante la ecuación 14.

$$dQ_L = \dot{m}_f \cdot H_c \quad (14)$$

donde:

dQ_L = tasa de calor liberado

\dot{m}_f = tasa de combustible quemado

H_c = Poder calorífico inferior del combustible a presión constante.

En un trabajo reciente, M. Lapuerta, et al (Lapuerta y otros, 1997) han investigado algunas de las principales causas de error que se cometen al utilizar este procedimiento:

1. Las condiciones en las que ocurre el proceso de combustión en el motor son muy diferentes de

las condiciones a las que se define el poder calorífico.

Tabla 2. Valores de las constantes de la ley de Watson para diferentes tipos de motores diesel

Constantes Empíricas	Tipo de Motor					
	A*	B*	C*	IVECO(Agudelo, 1998)	Cummins (Assanis y Heywood, 1986)	Ford (Quiao y otros, 1992)
A	0.926	0.95	0.81	1.05	0.926	1.0569
B	0.37	0.41	0.28	0.36	0.37	0.489
C	0.26	0.28	0.51	0.25	0.26	0.55
k ₁	14.2	16.67	7.54	3.05	14.2	79.705
k ₂	0.644	0.6	0.65	0.644	0.644	1.484
k ₃	0.79	1.2	0.93	1	1.05	0.581
k ₄	0.25	0.13	0.22	0.25	0.25	0.739

Motor A: Seis cilindros en línea, turboalimentado, cuatro tiempos, inyección directa, con puerto de generación de swirl y cámara de combustión tipo "deep bowl"

Motor B: V8, turboalimentado con intercooler, diesel de inyección directa, cuatro tiempos.

Motor C: Turboalimentado con intercooler pero de mayor potencia que los motores A y B.

2. Distribución heterogénea del dosado dentro del cilindro, lo que implica que haya zonas con mayor temperatura en un instante determinado.

3. La velocidad con la que se modifican las condiciones termodinámicas de los productos quemados, y especialmente su velocidad de enfriamiento.

4. La disociación química de los productos de combustión a elevadas temperaturas.

A pesar de que su trabajo fue orientado hacia el diagnóstico de la combustión, es totalmente válido para el proceso inverso de predicción de la combustión.

Cálculo del par motor

Una vez conocida la tasa de calor liberado por el método arriba desarrollado se procede a determinar la tasa de transferencia de calor (*pérdida de calor*) a las paredes empleando por ejemplo, el método de

de la primera ley de la termodinámica y de allí se determina el trabajo por ciclo y por lo tanto se puede determinar ahora los parámetros de potencia y par indicados. En el ANEXO 1 se muestra la subrutina de cálculo.

Referencias

N.WATSON, M.S. JANOTA, Turbocharging the internal combustion engine, The Macmillan Press Ltd. London, 1982.

HEYWOOD, J.B. Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.

AGUDELO J.R., CASANOVA J., Combustion Analysis based on low cost personal computer and related instruments, Proceedings of the international simposium of Autotest'98, España, 1998.

H.O. HARDENBERG AND F.W. HASE, "An Empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number

- and from the Relevant Parameters of Direct-Injection Diesel Engines", SAE paper No. 790493, 1979.
- AGUDELO J.R., "Análisis Teórico-experimental de Motores de Encendido por Compresión Turboalimentados en Régimen Transitorio", Tesis Doctoral de la Universidad Politécnica de Madrid, España, 1998.
- J. QIAO, J.C. DENT, C.P. GARNER, "Diesel Engine Modelling Under Steady and Transient Conditions Using a Transputer Based Concurrent Computer", SAE paper No. 922226, 1992.
- S.C. KYRIAKIDES, J.C. DENT AND P.S. MEHTA, "Phenomenological Diesel Combustion Model Including Smoke and NO emissions", SAE paper 860330 (1986)
- G. WOSCHNI, AND F. ANISITS, "Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions", SAE paper No 740086 (1974).
- N. WATSON, A.D.PILLEY AND M. MARZOUK, "A Combustion Correlation for Diesel Engines Simulation", SAE paper No 800029 (1980).
- N.MIYAMOTO, TAKEMI CHIKAHISA, TADASHI MURAYAMA AND ROBERT SAWYER, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions". SAE paper No 850107,1985.
- D. N. ASSANIS AND J.B. HEYWOOD, "Development and Use a Computer Simulation of the Turbocompounded Diesel System for Engine Performance and Component Heat Transfer Studies", SAE paper No 860329 (1986).
- M.LAPUERTA, O. ARMAS, J.J. HERNÁNDEZ, "Cálculo de Propiedades Termodinámicas del Gas Durante el Diagnóstico Experimental del Proceso de Combustión de un Motor Diesel ID con EGR", Actas del III Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, La Habana, Cuba. 1997.
- G. WOSCHNI, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE paper No 670931, 1967.

Anexo I. Subrutina de cálculo del par motor indicado

Public Sub Balance()

$$u(rca) = fu(T(rca), FR)$$

$$w = 2.28 * Cm$$

$$H(rca) = fh(p(rca), T(rca), w)$$

$$Tant = T(rca)$$

$$Pant = p(rca)$$

$$Uant = u(rca)$$

$$hant = H(rca)$$

$$QW(rca) = hant * x (Acul * (Tant - TC) + Apis * (Tant - Tp) + (Calor transmitido en el RCA)$$

$$fArea(rca) * x (Tant - Tw)) * dt$$

$$CoefWatson$$

Inicio del bucle principal en el módulo de combustión

$$\text{For } i = \text{Int}(rca) + 1 \text{ To Int}(aae)$$

$$Tm = Tant$$

$$PM = Pant$$

$$T(i) = Tant$$

(Energía interna específica en el RCA)

(Constante de la ley de Woschni)

(Coeficiente de película en el RCA)

(Ir al procedimiento público CoefWatson)

```

p(i) = Pant
CalQw hant (Cálculo del calor transmitido)
CalQL (Cálculo del calor liberado)
Estimar la nueva temperatura
du = -Pant * 1000 * (fVol(i) - fVol(i - 1)) + dQL(i) - QW(i) (Balance de primera ley)
Cv = fCv(Tant, FR) (Calor específico a volumen constante)
T(i) = Tant + du / (Cv * mac)
Comprobar convergencia (proceso iterativo)
I u(i) = fu(T(i), GD)
p(i) = Pant * fVol(i - 1) * T(i) / (fVol(i) * Tant)
PM = (p(i) + Pant) / 2 (Presión media en el intervalo)
Wi = PM * 1000 * (fVol(i) - fVol(i - 1)) (Trabajo indicado en el intervalo)
Tm = (T(i) + Tant) / 2 (Temp. media en el intervalo)
CalQw hant
E = (u(i) - Uant) + Wi - dQL(i) + QW(i) (Cálculo del error)
If Abs(E / u(i)) > Error Then
Cv = fCv(Tm, GD)
T(i) = T(i) - E / (Cv * mac)
GoTo I (Proceso iterativo)
End If
Uant = u(i); Pant = p(i); Tant = T(i); hant = H(i)
Next i
rendcomb = mfqt / mfc (Rendimiento de la combustión)
End Sub
Public Sub CalQL()
If (i <= aic Or i >= afc) Then
dQL(i) = 0
Else
dTeta = i - aic
If dTeta < 0 Then dTeta = 0
Tau = dTeta / Dcomb
Tau1 = (dTeta + 1) / Dcomb
fmp2 = (1 - (1 - Tau ^ K1) ^ (k2))
fmp1 = (1 - (1 - Tau1 ^ K1) ^ (k2))
fmd2 = 1 - Exp(-k3 * Tau ^ k4)
fmd1 = 1 - Exp(-k3 * Tau1 ^ k4)
mfq(i) = mfc * (Beta * fmp1 + (1 - Beta) * fmd1) - mfc * (Beta
* fmp2 + (1 - Beta) * fmd2)
dQL(i) = mfq(i) * hc
mfqt = mfqt + mfq(i)
End If
End Sub

```

INCIDENCIA DE LOS PARÁMETROS
 GEOMÉTRICOS Y DE FLUJO EN LA
 RATA DE AIREACIÓN PRIMARIA Y
 EMISIONES DE MONÓXIDO DE
 CARBONO EN QUEMADORES
 DE MEDIANA Y ALTA
 PRESIÓN

Andrés Amell A.
 Javier Hernández V.
 Javier Cortés T.