

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Estudio Teórico - Experimental y Modelación Matemática del Proceso de Combustión en los Motores Diesel ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**JULIO CESAR ESTRADA PITA**

PROMOCION: 1990 - I

**LIMA . PERU . 1993**

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL Y MODELACIÓN  
MATEMÁTICA DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS  
MOTORES DIESEL**

## ÍNDICE

PRÓLOGO . . . . .	1
1. INTRODUCCIÓN . . . . .	2
2. EL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL . . . . .	4
2. 1. Combustión explosiva o volumétrica . . . . .	6
2. 2. Combustión difusiva . . . . .	7
2. 3. Fases del proceso de combustión en los motores diesel . . . . .	9
2. 4. Características de desprendimiento y aprovechamiento de calor . . . . .	18
3. METODOLOGÍA PARA EL ESTUDIO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL . . . . .	28
3. 1. Cálculo del número de moles de los productos de la combustión . . . . .	29
3. 1. 1. Cálculo del número de moles de aire ( $M_a$ ) . . . . .	30
3. 1. 2. Cálculo del número de moles de los gases residuales ( $M_r$ ) . . . . .	30
3. 1. 3. Cálculo del número de moles de los gases de la combustión ( $M_g$ ) . . . . .	32

3. 1. 4.	Cálculo del número de moles de las sustancias presentes en la cámara de combustión en un momento intermedio de la combustión . . . . .	36
3. 2.	Cálculo de la velocidad de cambio de la energía interna ( $dU/d\phi$ ) . . . . .	38
3. 3.	Cálculo de la temperatura de los gases $T_{(\phi)}$ . . . . .	44
3. 4.	Cálculo de la presión de los gases $p_{(\phi)}$ . . . . .	45
3. 5.	Cálculo del volumen $V_{(\phi)}$ . . . . .	45
3. 6.	Cálculo del trabajo debido al cambio de volumen ( $p \cdot dV/d\phi$ ) . . . . .	46
3. 7.	Cálculo de la velocidad de aprovechamiento de calor ( $d\xi/d\phi$ ) durante la combustión . . . . .	47
3. 8.	Cálculo de la velocidad de pérdida de calor ( $d\nu/d\phi$ ) por transferencia al medio refrigerante . . . . .	49
4.	MÉTODOS MATEMÁTICOS EMPLEADOS PARA EL ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL . . . . .	54
4. 1.	Ecuación de Newman (1934) . . . . .	57
4. 2.	Ecuación de B. M. Gonchar (1954) . . . . .	60
4. 3.	Ecuación de I. I. Vibe (1953) . . . . .	64

4. 4. Ecuación de Pugachiov (1971) . . . . .	69
4. 5. Ecuación doble de Vibe . . . . .	71
5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL DESPRENDIMIENTO DE CALOR EN EL MOTOR RICARDO . . . . .	81
5. 1. Datos técnicos del motor . . . . .	81
5. 2. Datos del combustible . . . . .	82
5. 3. Metodología de la obtención de los datos . . . . .	82
5. 4. Primer Experimento . . . . .	85
5. 4. 1. Condiciones y cálculos preliminares de la prueba . . . . .	85
5. 4. 2. Datos experimentales y calculados . . . . .	86
5. 4. 3. Gráficos obtenidos . . . . .	89
5. 5. Segundo Experimento . . . . .	94
5. 5. 1. Condiciones y cálculos preliminares de la prueba . . . . .	94
5. 5. 2. Datos experimentales y calculados . . . . .	95
5. 5. 3. Gráficos obtenidos . . . . .	98

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES . . . . . 103

7. BIBLIOGRAFIA . . . . . 107

# PRÓLOGO

El presente trabajo tiene como objetivo, en primer lugar, establecer una metodología de cálculo del desprendimiento y aprovechamiento de calor, durante todo el proceso de trabajo del motor, en segundo lugar, estudiar modelos matemáticos y establecer cual es el más apropiado para el proceso de desprendimiento de calor durante la combustión en los motores diesel.

En el segundo capítulo se explica como es el proceso de combustión en los motores diesel. En el tercer capítulo se describe la metodología del estudio del proceso de combustión en los motores diesel; en este capítulo se establecen todas las ecuaciones necesarias para calcular los diferentes parámetros que intervienen o que son necesarios para el cálculo del desprendimiento de calor.

En el cuarto capítulo se estudian los modelos matemáticos más importantes que se han aplicado al proceso de desprendimiento de calor en los motores de combustión interna; en este capítulo se analizan estos modelos y se propone una variación del modelo de Vibe para ser aplicable a los motores diesel.

En el quinto capítulo se aplica la metodología descrita de cálculo del desprendimiento de calor, con datos experimentales obtenidos en el laboratorio, utilizando el motor RICARDO. A estos datos experimentales se les aplicó la variación propuesta del modelo matemático de Vibe.

# 1. INTRODUCCIÓN

Estudiar experimentalmente el ciclo de trabajo de un motor diesel, actualmente, representa cierta complejidad, ya que se requiere resolver problemas constructivos complejos. Así mismo, es necesario resolver problemas tecnológicos complejos para variar otros parámetros del ciclo de trabajo del motor diesel. Debido a esto, representa un problema de actualidad para la industria de los motores de combustión interna (MCI), el desarrollo de métodos y medios, que faciliten la búsqueda de una organización racional del proceso de trabajo del motor diesel (con formación interna de la mezcla). Antes que nada, a tales métodos tenemos que ligar la modelación matemática del proceso de suministro de combustible y todo el ciclo de trabajo del motor diesel.

En el presente trabajo se realiza el análisis de los métodos de la modelación matemática del proceso de combustión de un motor diesel y hay la posibilidad de utilizar diferentes métodos de modelación matemática del proceso de combustión en un motor diesel. Además de los métodos ya conocidos, se analiza la modelación matemática del proceso de combustión en el cilindro del motor diesel, sobre la base de los seis parámetros de la función doble de VIBE, propuesta muy recientemente que aún está en estudio por ser, a nuestro concepto, el más racional y el que proporciona mayor información de comparación entre diferentes procesos de combustión, quedando por comprobar su adaptabilidad al proceso real de combustión en un motor diesel



La esencia del método consiste en la realización del análisis de los ciclos de trabajo mediante el análisis de los diagramas indicados, obtenidos mediante la investigación experimental de los procesos de combustión diesel. El análisis de los diagramas indicados se hace con la finalidad de reunir una base de datos para una generalización posterior de la información obtenida; el análisis de la información obtenida, así como el empleo de los datos realmente obtenidos nos sirve para la síntesis de los diagramas indicados y la posterior búsqueda de la solución óptima del desarrollo del proceso de combustión.

El objetivo de una serie de metodologías de modelación matemática del proceso de combustión del motor (los más difundidos y utilizados), es la obtención de un diagrama calculado que se diferencie del real entre el 3 a 7%. El mérito del método viene a ser, además de la precisión requerida, la rapidez de obtener los parámetros buscados del modelo matemático y su aplicación a los procesos reales.

A lo largo del presente trabajo se ha desarrollado una metodología que facilita y simplifica los cálculos necesarios para el estudio del proceso de combustión en los motores diesel y se establece un modelo matemático que se adecúa con mayor exactitud al proceso real.

## 2. EL PROCESO DE COMBUSTION EN LOS MOTORES DIESEL

El proceso de combustión es el más importante en el ciclo de trabajo, ya que gracias a este proceso físico-químico, el motor puede transformar la energía química de los combustibles en energía mecánica y por consiguiente en trabajo al eje del motor, por eso es importante, en primer lugar, esclarecer cuales son las características del proceso de combustión, que parámetros, tanto físicos (constructivos de las cámaras de combustión, métodos de alimentación de combustible, etc.) como químicos (composición química del combustible, posibles mezclas con otros combustibles, etc.) influyen en este proceso, con la finalidad de poder mejorar y obtener una mayor eficiencia de los motores. Por otro lado, es muy importante establecer algún método de cálculo del proceso.

Para el caso de los procesos de compresión y de expansión, éstos son aproximados a curvas politrópicas (a pesar de que estos procesos no se realizan con un coeficiente politrópico constante), de esta manera se puede aproximar el diagrama indicado; sin embargo, para la combustión es muy difícil establecer una ecuación, que pueda describirlo con suficiente exactitud, en los diagramas presión - volumen o presión - ángulo de giro del cigüeñal.

Para resolver este problema se debe buscar otros métodos, más prácticos, que puedan describir el proceso de combustión, y de esta manera, poder obtener las

características deseadas, aún cuando no se encuentre la ecuación  $p = f(v)$  ó  $p = f(\phi)$  para la combustión.

Es por eso, que primero hay que estudiar cuales son las características de la combustión en los motores diesel, y para esto, es necesario conocer los principales parámetros, que de una u otra forma, influyen en el proceso de combustión o son influenciados por este proceso. Estos parámetros son graficados en función del volumen o del ángulo de giro del cigüeñal ( $\phi$ ) para que de esta manera, se puede visualizar como varían estos parámetros durante el proceso de combustión.

La experiencia de muchos investigadores ha demostrado, que los principales parámetros para el estudio de la combustión en los motores en general y diesel en particular son: la presión ( $p$ ) y la temperatura ( $T$ ) de los gases en el cilindro del motor, el coeficiente de desprendimiento de calor ( $\chi$ ), la velocidad de desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi$ ), el período de retardo de la inflamación o de encendido de la mezcla, expresado en tiempo o en ángulo ( $t_i$  o  $\phi_i$ ), etc.

Además de conocer estos parámetros, es necesario tener una idea clara de como es el proceso en si; es decir, cuales son las características de la combustión en los motores diesel, esto con la idea de poder establecer relaciones entre los parámetros y estas características, y que estén gobernadas, en lo posible, por ecuaciones matemáticas simples y que reflejen estas relaciones de la manera más real posible.

En los motores diesel se pueden diferenciar, claramente, dos tipos de combustión que ocurren en la cámara de combustión casi simultáneamente, tomando importancia cada una de ellas en dependencia de la fase en que se encuentre la combustión. Estos dos tipos de combustión reciben los nombres de "**combustión explosiva o volumétrica**" y "**combustión difusiva**".

## 2. 1. Combustión explosiva o volumétrica.

En los motores diesel, durante el período de retardo del encendido, parte del combustible se evapora y se forma la mezcla carburante. Como consecuencia de las altas temperaturas y presiones, al final del proceso de compresión, se forman focos de inflamación, a partir de los cuales la llama se propaga a altas velocidades y envuelve zonas, donde la composición de la mezcla se encuentra en los límites de inflamabilidad ( $\alpha = 0.8 - 0.9$ ). La combustión se realiza casi simultáneamente en toda la cámara de combustión; a tal tipo de combustión se le llama **Combustión volumétrica o explosiva**. Es por este motivo, que la velocidad de desprendimiento de calor alcanza su máximo cerca del inicio de la combustión, aunque la parte que se quema durante este tipo de combustión puede ser no muy grande (10 - 30%). Como conclusión final, podemos decir, que la combustión explosiva se realiza en un tiempo muy corto, expresado en grados del ángulo de giro del cigüeñal esta entre 10 - 15° antes del PMS hasta aproximadamente 10°, después del PMS.

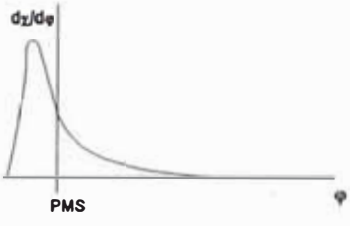
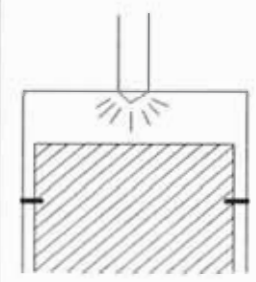
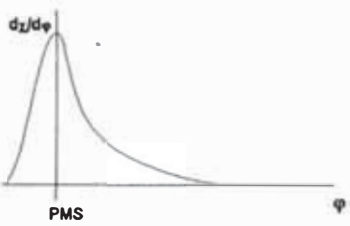
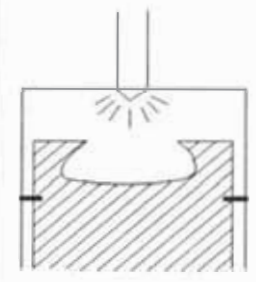
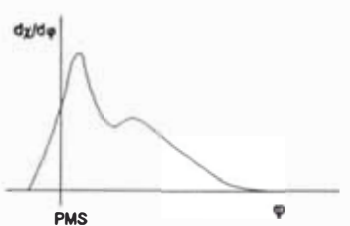
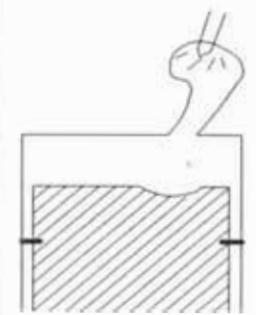
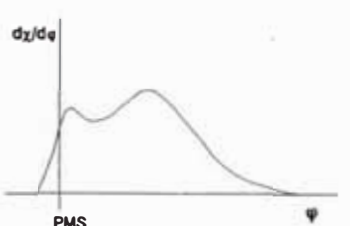
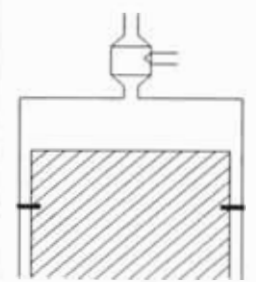
La combustión volumétrica aparece, de esta forma, como resultado de la acción combinada de dos factores: de la formación de la mezcla (con concentraciones autoinflamables) hasta la aparición de focos de encendido y de la alta temperatura de la mezcla al final de la compresión, la cual supera la temperatura de autoencendido. La velocidad de las reacciones químicas de oxidación, a altas temperaturas, según la ley de Arrhenius, es muy alta y la mezcla carburante, formada durante el período de retraso del encendido, rápidamente arde; luego la velocidad de desprendimiento de calor disminuye bruscamente. En esta etapa, la combustión se realiza a medida que los vapores del combustible se difunden a través de los gases quemados y del aire fresco residual; la velocidad de la combustión se determina, ya no por la velocidad de las reacciones químicas,

sino por las velocidades de vaporización de las gotas de combustible y de difusión de los vapores del combustible y del aire hacia las zonas de combustión.

## 2. 2. Combustión difusiva.

Como resultado de la turbulencia interna, provocada por los focos de combustión, y en mayor medida, por el incremento del volumen de los gases, las partículas de combustible, que aún no han combustionado, tienen oportunidad de mezclarse con átomos de oxígeno, creándose, de esta manera, nuevos focos de combustión, incrementándose así, las velocidades de vaporización y de difusión del combustible, lo que produce nuevamente un crecimiento de la velocidad de la combustión. En la curva de la velocidad de desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi$ ), es posible la aparición de un segundo máximo, éste se encuentra ubicado más alejado del inicio de la combustión. Sin embargo, esta segunda combustión, denominada difusiva, no provoca un incremento apreciable de la presión, por lo que este efecto no se aprecia en el diagrama  $p-v$  o  $p-\phi$ . Es importante notar, que la forma de la cámara influye mucho en el proceso de combustión. En la Tabla 1 se pueden observar las características de la velocidad del desprendimiento de calor, en función del ángulo de giro del cigüeñal ( $d\chi/d\phi$ ), para diferentes tipos de cámaras de combustión. Se puede notar, que las curvas con dos máximos es característico de los motores con cámaras separadas, donde la turbulencia del aire es muy alta.

**TABLA 1.- FORMA DE LA CARACTERÍSTICA DE DESPRENDIMIENTO DE CALOR SEGÚN EL TIPO DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN**

CARACTERÍSTICA $d\chi/d\phi$	FORMA DE LA CÁMARA	PARÁMETROS PRINCIPALES
		$p_z = 7 - 10 \text{ Mpa}$ $(dp/d\phi)_{\max} \leq 1.2 \text{ MPa/grd}$ $\lambda = p_z/p_c = 1.8 - 2.5$ $\eta_e = 0.33 - 0.37$ Cámara de inyección directa
		$p_z = 6 - 7 \text{ MPa}$ $(dp/d\phi)_{\max} \leq 0.3 - 0.6$ $\lambda = p_z/p_c = 1.6 - 1.8$ $\eta_e = 0.35 - 0.39$ Cámara TSINIDI
		$p_z = 6 - 7 \text{ MPa}$ $(dp/d\phi)_{\max} \leq 0.25 - 0.40$ $\lambda = p_z/p_c = 1.6 - 1.8$ $\eta_e = 0.29 - 0.33$ Cámara de torbellino
		$p_z = 5 - 6 \text{ MPa}$ $(dp/d\phi)_{\max} \leq 0.20 - 0.35$ $\lambda = p_z/p_c = 1.4 - 1.6$ $\eta_e = 0.28 - 0.32$ Cámara con antecámara

## 2. 3. Fases del proceso de combustión en los motores diesel.

Además de estos tipos de combustión, y gracias a investigaciones realizadas, se ha podido establecer, que el proceso de combustión en los motores diesel se puede dividir en cuatro fases (Fig. 1), determinadas por factores que tienen un carácter definido; éstos son: La ley del suministro del combustible, la ley del desprendimiento de calor y los máximos de la presión y de la temperatura de los gases; los cuales, a su vez, dependen del carácter del suministro y de la combustión del combustible. Convencionalmente, las cuatro fases de la combustión se denominan así:

- I - Fase de preparación de los focos de inflamación o período de retraso de la inflamación.
- II - Fase de desarrollo de los focos de inflamación y difusión de la combustión en todo el volumen de la cámara.
- III - Fase de combustión de la masa principal de la sustancia de trabajo.
- IV - Fase de post-combustión o combustión residual.

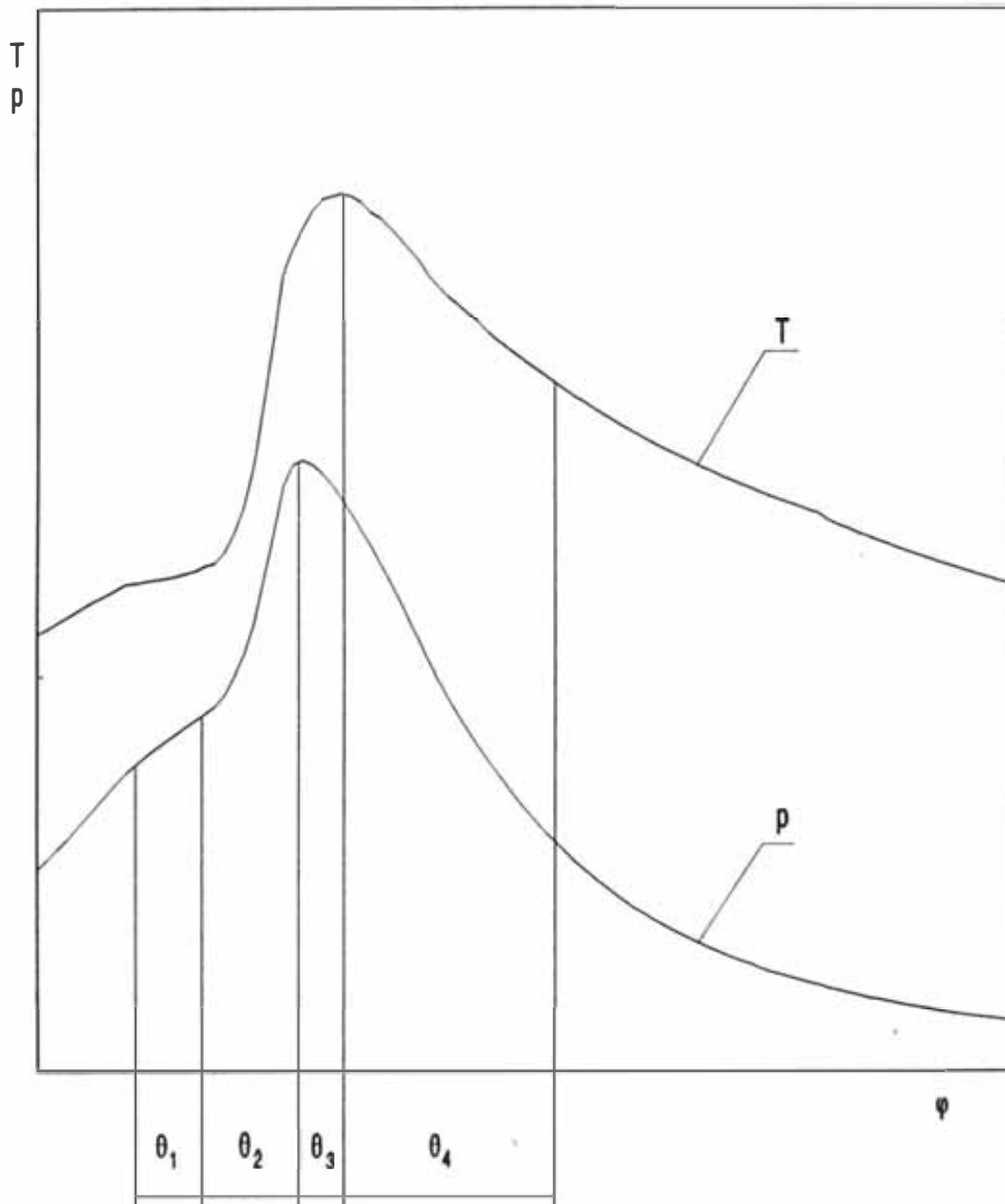


Fig. 1.- Fases del proceso de combustión en los motores diesel

$\theta_1$ : Primera fase.- Del inicio de la inyección al inicio de la combustión.

$\theta_2$ : Segunda fase.- Del inicio de la combustión al punto de máxima presión.

$\theta_3$ : Tercera fase.- Del punto de máxima presión al punto máxima temperatura.

$\theta_4$ : Cuarta fase.- Del punto de máxima temperatura hasta el final de la combustión visible.



**Primera fase.-**

Se inicia en el momento de ingresar el combustible al cilindro del motor (punto c' en la Fig. 1) y finaliza en el momento en que la curva de combustión se separa de la línea de compresión (punto c"). La velocidad de desprendimiento de calor, en esta fase, es muy pequeña, por lo que no se observa un aumento sustantivo de la presión. Durante todo este período ingresa al cilindro del 30 al 40% del total del combustible suministrado por ciclo. El chorro de combustible al salir del inyector, bajo una gran presión, se divide en partículas o gotas muy finas en el interior del aire presurizado dentro del cilindro, formándose, de este modo, el dardo de pulverización. La concentración del combustible en dicho dardo varía transversal y longitudinalmente. En el núcleo del dardo, generalmente, prevalecen las gotas más grandes, mientras, que en la periferia, las más finas; debido a este hecho, pese a la turbulencia intensa del aire, no es posible igualar la concentración del combustible en todo el volumen de la cámara; la macro y micro estructura de la mezcla es claramente heterogénea. Por esta razón, en los motores diesel no se puede hablar, estrictamente, de un coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) único, ya que éste no estaría dando una idea real de la composición de la mezcla durante la combustión. La inflamación y la combustión en el motor diesel están determinados por las concentraciones locales del combustible y del aire; en este sentido los valores locales del coeficiente de exceso de aire ( $\alpha_{loc}$ ) son muy diferentes para distintos puntos de la cámara de combustión, y pueden variar desde infinito (en zonas donde sólo está presente el aire) hasta cero (en el propio núcleo líquido de la gota del combustible).

Después del ingreso de combustible a la cámara, en forma de gotas a través de la tobera, empieza un proceso intenso de calentamiento superficial de estas gotas y por consiguiente, la evaporación del combustible debido a la alta

temperatura del medio. Alrededor de las gotas en movimiento se forma un conjunto de capas de vapor con concentración variable; los vapores del combustible se difunden en el aire circundante generándose un intercambio de calor entre ambos.

Al inicio de la inyección, en la superficie de las gotas existe una alta concentración de vapores de combustible; sin embargo, la temperatura de ellos es baja. Al cabo de un tiempo la capa límite se calienta; pero la concentración de los vapores disminuye, debido a la saturación con oxígeno de dicha capa límite. Cuando la temperatura alcanza un cierto valor, en las zonas donde la concentración del combustible es óptima ( $\alpha_{loc} = 0.8 - 0.9$ ), empezarán a aparecer cadenas, que acumularán productos intermedios activos (del tipo peróxidos orgánicos); cuando la composición de los productos activos alcanza una concentración crítica se produce una desintegración isotérmica acompañada de una llama fría. En las zonas donde apareció la llama fría se forman aldehídos y radicales libres haciendo que la mezcla se active más. El calentamiento siguiente de los sectores activados de la mezcla, debido al proceso de compresión, provoca la formación de una segunda llama fría, después de la cual aumenta un poco más la temperatura y la reacción se autoacelera progresivamente; al final de dicha autoaceleración aumenta considerablemente el desprendimiento de calor. En el momento en que el desprendimiento de calor empieza a exceder la extracción de calor, la mezcla se calienta muy rápidamente y se inflama.

El desprendimiento de energía durante la primera fase es tan pequeña, que en los diagramas indicados experimentales no se observa el aumento de la presión respecto a la línea de compresión; aún más, la temperatura de la carga inclusive disminuye debido a que parte del calor se utiliza en calentar y evaporar el combustible.

El tiempo durante el cual se realiza la primera fase preparatoria se denomina período de retardo de la inflamación ( $\tau_i$ ). El período de retardo de la inflamación viene a ser un parámetro muy importante, ya que de su duración depende el desarrollo posterior de la combustión en su conjunto. La duración del período de retardo de la inflamación depende de la intensidad de los procesos de preparación físico-química del combustible, los cuales a su vez, están definidas por lo siguiente:

- Resistencia de las moléculas del combustible al autoencendido.
- Presión y temperatura del medio
- Intensidad de los procesos de intercambio de calor y masa.
- Macro y micro estructura de la mezcla de aire-combustible.

### **Segunda fase.-**

Empieza en el momento en que la línea de combustión se separa de la línea de compresión (punto c") y finaliza cuando la presión alcanza su valor máximo (punto  $p_2$ ). Este período se caracteriza por un desprendimiento de calor muy intenso y un crecimiento brusco de la presión. Las capas enriquecidas de la mezcla, que rodean a los núcleos de las gotas se autoinflaman, dando lugar a la aparición de focos de combustión. Desde estos focos; los frentes de llama se difunden en el espacio entre las gotas, en donde la carga está homogeneizada; es decir, donde la mezcla de los vapores del combustible con el aire es homogénea. Tales frentes, en las zonas con suficiente concentración de combustible, se difunden siguiendo las leyes generales de una llama turbulenta, y en forma muy rápida. En determinadas condiciones, al realizarse la inflamación de una mezcla bien preparada, el desprendimiento de calor en los frentes de llama puede ser muy intenso; en este caso, se dará un aumento local de la temperatura, que no alcanza

a compensar la expansión térmica del gas. Debido a esto, la presión en el frente de llama aumenta, dando lugar a la formación de una onda de choque, la cual se desplaza a la velocidad del sonido. Si la cantidad de combustible, que pasó por la etapa de preparación de llamas previas es elevada, entonces las ondas de choque pueden ser muy grandes y cuando se encuentran con las piezas del motor provocan una vibración de alta frecuencia, manifestada por golpes muy característicos.

A diferencia de los motores de encendido por chispa, las ondas de choque en el motor diesel no llegan a ser detonantes, debido a la estructura no uniforme de la mezcla. Las ondas de choque aparecidas se desplazan, fundamentalmente, por un medio compuesto de zonas inflamadas que contienen el combustible líquido que no alcanzó a evaporarse, y por zonas homogeneizadas pobres. Este tipo de mezcla no es susceptible a la autoinflamación, debido al choque de compresión, y no puede desarrollar una onda de choque con velocidad detonante. En consecuencia, gracias al campo no uniforme de temperaturas y a la concentración de la mezcla, la combustión en un motor diesel no se ve limitada por el fenómeno de la detonación, lo cual permite una alta relación de compresión que asegura la autoinflamación del combustible y un elevado nivel de aprovechamiento de calor.

En la segunda fase, el desplazamiento de la llama se realiza en un corto período de tiempo. El combustible líquido, que queda en el núcleo de las zonas de inflamación y separados del oxígeno por el frente de llama se calienta y arde con llama difusiva. La velocidad de dicha combustión está determinada, de un lado, por la intensidad del calentamiento y evaporación del combustible, y por otro, por la difusión del oxígeno en la zona de la reacción.

Cabe mencionar que durante la segunda fase, al cilindro continúa ingresando combustible desde el inyector; parte de este combustible, al llegar a las zonas de llama, empiezan a participar inmediatamente en el proceso de combustión, dentro de una llama difusiva. De este modo, durante la segunda fase el combustible se inflama y arde, tanto con una llama turbulenta, como difusiva.

Como resultado de la combustión violenta del combustible, en esta segunda fase se desprende del 30-45% de todo el calor. Una de las características más importantes de la segunda fase de la combustión en los motores diesel es la rigidez elevada del trabajo ( $dp/d\phi$ ), ya que al inicio de la segunda fase combustiona una cantidad considerable de combustible, aumentando la velocidad inicial del desprendimiento de calor. Sin embargo, la rigidez alta produce el crecimiento de los esfuerzos dinámicos en las piezas del mecanismo biela-manivela.

La duración de la segunda fase depende principalmente de la cantidad de combustible que logró mezclarse con el aire durante el período de retardo de la inflamación y que combustionó a gran velocidad, cuando el pistón se encuentra cerca al PMS. Tal cantidad de combustible se determina, de un lado, por la masa del combustible que ingresa al cilindro durante el período de retardo de la inflamación, y de otro, por la intensidad de la preparación físico-química durante la primera fase.

### **Tercera fase.-**

En esta fase, por lo general, el inyector deja de suministrar combustible a la cámara. El inicio de este período se considera al punto máximo de la presión ( $P_2$ ), mientras que el período termina en el punto donde la temperatura es máxima ( $T_2$ ).

Al inicio de la tercera fase, todo el combustible no quemado y suministrado al cilindro durante las dos primeras fases se encuentra en forma de gotas, alejadas de las zonas con oxígeno libre. Una particularidad de la combustión, en la tercera fase, es que, la última porción del combustible inyectado al cilindro entra a las zonas donde la combustión se ha realizado anteriormente, la temperatura es muy alta y el oxígeno ya ha sido consumido casi en su totalidad; todo esto hace que el proceso de combustión en esta fase tenga el carácter típico de combustión difusiva. La velocidad de combustión, en estas condiciones, dependerá de la intensidad de los procesos de difusión. De otro lado, las gotas de combustible rodeadas por los productos de la combustión se calientan en ausencia de oxígeno; esto provoca un proceso de craqueo térmico, formándose partículas de carbono en forma de hollín. Las partículas calientes de carbono generan la luminosidad de la llama. Si la cantidad de aire es insuficiente, las partículas de hollín no alcanzan a oxidarse y son expulsadas junto con los gases, produciendo un nivel muy fuerte de humos.

Durante la tercera fase de la combustión se desprende entre 25 - 30% del calor, gracias a lo cual, la temperatura media, al final de esta fase, es superior a la del punto correspondiente a la presión máxima.

La duración de la tercera fase depende principalmente de la calidad de la formación de la mezcla, de la cantidad total de oxígeno libre en el cilindro y de la posibilidad de su entrega a las zonas de reacción; esta última, depende a su vez, del estado gasodinámico de la carga de aire.

Una forma de mejorar el desarrollo del proceso de combustión, en esta fase, es aumentando la turbulencia de la mezcla, con la finalidad de facilitar el traslado del oxígeno hacia las zonas ricas en combustible.

#### Cuarta fase.-

Esta fase está caracterizada por la disminución de la velocidad del desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi \rightarrow 0$ ) y de la velocidad de la combustión. En una combustión normal se excluye el suministro de combustible en esta fase.

Durante esta fase termina la oxidación de las partículas flotantes de carbono, que se formaron como resultado del craqueo de las gotas grandes; así mismo, post-combustionan los vapores del combustible que no alcanzaron a quemarse en la tercera fase.

La post-combustión del carbono y del combustible en esta fase es extremadamente lenta, tal como lo confirman los diagramas de desprendimiento de calor reales; debido a que, la mayor cantidad de oxígeno disponible fue consumido en las fases segunda y tercera respectivamente.

La post-combustión en la línea de expansión va acompañada de la disminución de la efectividad del aprovechamiento del calor desprendido en esta fase; por eso, la duración de esta fase ejerce una gran influencia sobre la eficiencia del ciclo. De por sí, la duración de la cuarta fase en los motores diesel rápidos es bastante significativa y representa de 3.5 - 5 ms ( $50^\circ$  -  $65^\circ$  de giro del cigüeñal).

La duración de la post-combustión depende del coeficiente total de exceso de aire, de la macro y micro estructura de la mezcla y de la turbulencia de la carga de aire. Una mezcla de trabajo homogénea y finamente pulverizada, así como una turbulencia intensa del aire acorta la post-combustión en esta cuarta fase, y por lo tanto, se refleja en un aprovechamiento positivo del calor en el motor.

## 2. 4. Características de desprendimiento y aprovechamiento de calor.

Durante el ciclo de trabajo de los motores de combustión interna, principalmente para el caso de los motores de aspiración natural, es posible despreciar el trabajo resultante durante los procesos de escape y admisión (con respecto del trabajo total del ciclo), por lo que los procesos efectivos para el balance térmico son el de compresión, combustión y expansión; es decir, desde el momento en que se cierra la válvula de admisión (CVA) hasta el punto en que se abre la válvula de escape (AVE).

La primera ley de la termodinámica queda expresada de la siguiente forma:

$$Q_T = Q_{comp} + Q_{desp} = \Delta U_T + W_T + Q_{perd} ,$$

donde:

$Q_{comp}$  - Calor debido a la transferencia de calor en el proceso de compresión.

$Q_{desp}$  - Calor desprendido o generado por la combustión.

$\Delta U_T$  - Cambio de la energía interna total, desde el momento del cierre de la válvula de admisión hasta el punto de apertura de la válvula de escape, es decir:

$$\Delta U_T = \Delta U_{comp} + \Delta U_{comb}$$

$\Delta U_{comp}$  - Cambio de la energía interna durante la compresión, desde el momento de CVA hasta el inicio de la combustión.

$\Delta U_{comb}$  - Cambio de la energía interna, desde el inicio de la combustión hasta el final de la expansión; es decir hasta el punto de AVE.

$W_T$  - Trabajo total por el cambio de volumen, desde el punto de CVA hasta el punto de AVE:



$$W_T = \int_{CVA}^c p dV + \int_c^{AVE} p dV .$$

$Q_{perd}$  - Calor perdido durante todo el proceso, que comprende las pérdidas por transferencia de calor, las pérdidas por irreversibilidades, etc.

El calor en la compresión es igual al cambio de la energía interna en la compresión, más el trabajo por cambio de volumen durante la compresión; es decir:

$$Q_{comp} = \Delta U_{comp} + \int_{CVA}^c p dV .$$

Por lo tanto, tenemos:

$$Q_{comb} = \Delta U_{comb} + \int_c^{AVE} p dV + Q_{perd} ,$$

además:

$$Q_{comb} = g_{cc} \cdot Hu ,$$

donde:

$g_{cc}$  - Consumo cíclico de combustible (kg/ciclo)

$Hu$  - Poder calorífico bajo de combustible (MJ/kg).

Por lo tanto:

$$g_{cc} \cdot Hu = \Delta U_{comb} + \int_c^{AVE} p dV + Q_{perd} \quad (1)$$

La ecuación (1) evalúa la totalidad de calor desprendido por el combustible y su transformación en energía interna, trabajo por cambio de volumen y en calor perdido.

Si deseamos la evaluación del calor, desprendido hasta un punto intermedio entre el inicio de la combustión y el final de la misma, es decir hasta un punto "i"; la ecuación (1) se transforma en:

$$Q_i = \Delta U_i + \int_c^i p dV + Q_{perd_i}$$

Dividiendo la ecuación anterior entre el calor total desprendido por la combustión en un ciclo, es decir, dividiendo entre ' $g_{cc} \cdot Hu$ ', se tendrá:

$$\frac{Q_i}{g_{cc} \cdot Hu} = \frac{\Delta U_i + \int_c^i p dV}{g_{cc} \cdot Hu} + \frac{Q_{perd_i}}{g_{cc} \cdot Hu} \quad (2)$$

De la ecuación anterior, definimos al coeficiente de desprendimiento de calor ( $\chi$ ) como:

$$\chi_i = \frac{Q_i}{g_{cc} \cdot Hu}$$

Al coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi$ ) como:

$$\xi_i = \frac{\Delta U_i + \int p dV}{g_{cc} \cdot Hu}$$

Y al coeficiente de pérdidas de calor ( $\nu$ ) como:

$$\nu_i = \frac{Q_{perd_i}}{g_{cc} \cdot Hu}$$

Por lo tanto tenemos:

$$\chi_i = \xi_i + \nu_i$$

ó

$$(3)$$

$$\chi_{(\varphi)} = \xi_{(\varphi)} + \nu_{(\varphi)}$$

Se puede notar que el valor de  $\chi$  varía de 0 a 1, suponiendo que la totalidad del poder calorífico se desprende o se transforma en calor.

Al evaluar, experimentalmente, los valores de  $\chi$ ,  $\xi$  y  $\nu$  podemos observar que tienen la forma o tendencia mostrada en la Fig. 2; teóricamente el valor de  $\chi$  varía de 0 a 1, esto es asumiendo que la totalidad del combustible reacciona completamente y por lo tanto es desprendido todo el poder calorífico; en realidad esto no sucede, ya que la combustión es generalmente incompleta, aún con exceso de aire. Por lo que el valor de  $\chi$  al final de la combustión es menor que 1.

Para poder evaluar cuan incompleta ha sido la combustión es necesario hacer un análisis completo de los gases, productos de la combustión. Lamentablemente,

es muy complicado hacer este análisis; por otro lado, se sabe que, normalmente, durante la combustión, el combustible que se quema varía entre un 99.8% a un 99.9%, es decir, que el valor de  $\chi$  al final de la combustión (convencionalmente en el punto de AVE) puede llegar a 0.999. Es conveniente notar también, que el valor del aprovechamiento de calor al final de la combustión (punto AVE) alcanza valores de 0.82 a 0.87 para motores aspirados y llega a 0.92 en un motor sobrealimentado en el régimen nominal de trabajo.

Para evaluar  $\chi$  es necesario, por lo tanto, evaluar los valores de  $\xi$  y  $\nu$ . La evaluación de  $\xi$  es relativamente fácil tomando en cuenta ciertas limitaciones, que no afectan en gran medida el cálculo; sin embargo, la evaluación de  $\nu$  es muy complicada ya que obliga a la instalación de sensores de temperatura especiales y de gran precisión, y con el inconveniente que aun con todo el cuidado que se tenga, la evaluación no logra ser exacta.

Al analizar la Fig. 2, vemos que la información obtenida es muy limitada; podemos cuantificar aproximadamente las pérdidas totales de calor, pero no tenemos mayor información del proceso mismo de desprendimiento de calor o del aprovechamiento de calor durante la combustión, por lo que necesitamos una forma de obtener mayor información.

Para esto, obtenemos las derivadas de  $\chi$ ,  $\xi$  y  $\nu$  con respecto al ángulo de giro del cigüeñal ( $\phi$ ), es decir:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{d\xi}{d\phi} + \frac{d\nu}{d\phi} \quad (4)$$

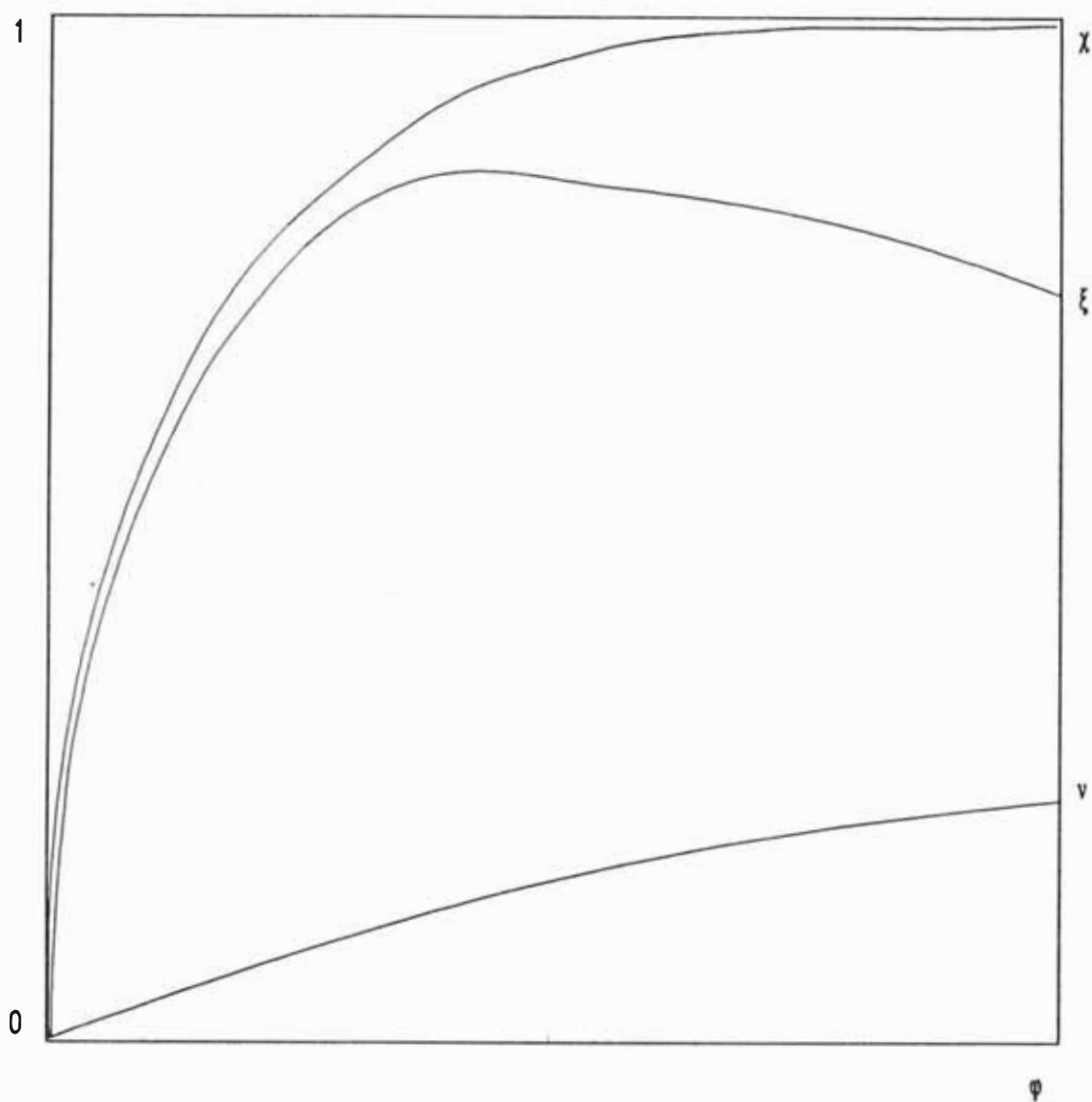


Fig. 2.- Características de desprendimiento, aprovechamiento y pérdida de calor.

$\chi$  - Curva del coeficiente de desprendimiento de calor.

$\xi$  - Curva del coeficiente de aprovechamiento de calor.

$\nu$  - Curva del coeficiente de pérdida de calor.

Al graficar, en función del ángulo ( $\phi$ ), las derivadas  $d\chi/d\phi$  y  $d\xi/d\phi$  tendremos una idea de la velocidad del desprendimiento y del aprovechamiento de calor en función del ángulo ( $\phi$ ), como se muestra en la Fig. 3.

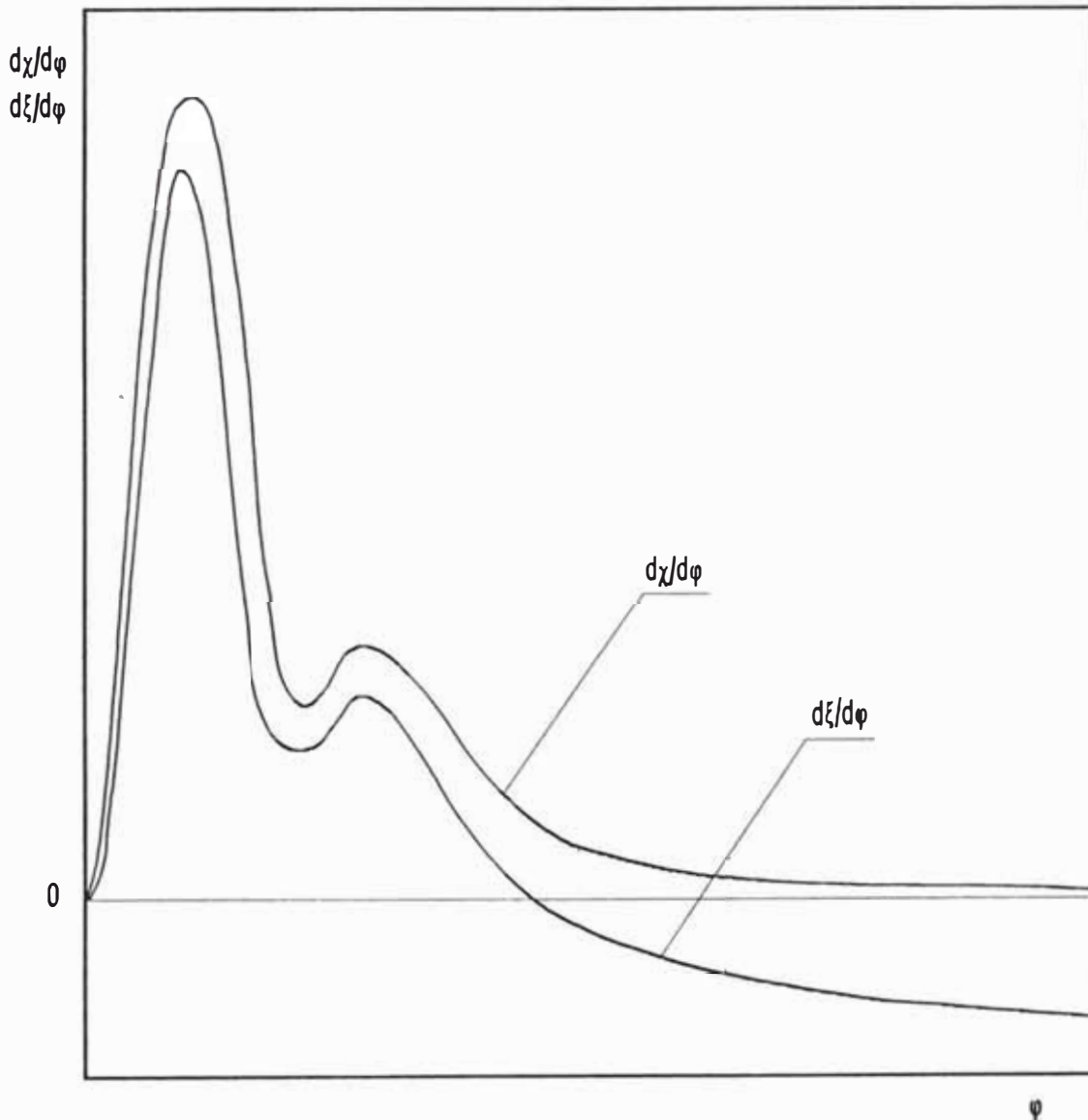


Fig. 3.- Características de las velocidades de desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi$ ) y de aprovechamiento de calor ( $d\xi/d\phi$ ) para un motor diesel.

El análisis de la Fig. 3 y de la forma de la cámara de combustión nos permite establecer una relación objetiva de la influencia de estos factores en el proceso mismo de la combustión, en la rigidez y en el carácter explosivo o difusivo de la combustión; por lo que resulta conveniente el análisis o la evaluación de estas características a partir de esas curvas y su relación con la forma de la cámara de combustión.

Es necesario señalar, que la forma de las características de desprendimiento y aprovechamiento de calor no solamente están determinadas por el tipo de la cámara de combustión, sino que hay otros factores que influyen en éstas, tales como: el tipo de combustible (número de cetano), el régimen de velocidad y carga del motor, el tipo de refrigeración, la sobrealimentación, etc.

Cabe señalar que el periodo de retardo del encendido tiene una influencia sustancial sobre la forma de la característica de desprendimiento de calor; así tenemos, que todos aquellos factores que originan un mayor retardo del encendido provocan, que durante este período, se acumule en la cámara de combustión una gran cantidad de vapores, los cuales se inflaman violentamente durante la etapa inicial de la combustión, dándole un carácter explosivo (volumétrico) a ésta, y disminuyendo la intensidad de la combustión difusiva. Entre los factores que originan un aumento del retraso del encendido tenemos (ver TABLA 2):

Disminución del número de cetano.

Disminución de la carga.

Disminución de la velocidad.

Aumento del ángulo de avance de la inyección.

Disminución de la temperatura del agua de refrigeración.

Disminución de la presión de inyección.

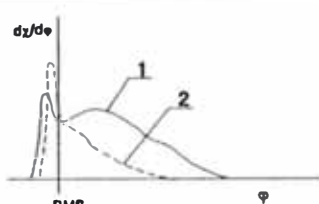
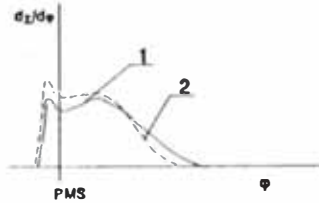
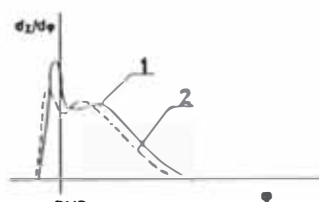
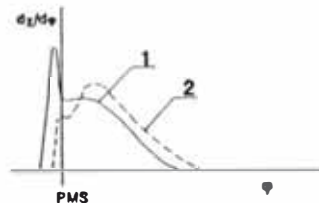
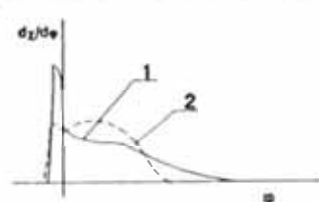
- Aumento de la viscosidad del combustible.
- La altura sobre el nivel del mar, etc.

Es preciso mencionar, que el aumento de la velocidad de desprendimiento de calor, durante la combustión volumétrica, provoca el aumento de la rigidez del funcionamiento del motor, aumento de la emisiones de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ), aumento de las cargas mecánicas y térmicas y la disminución de la vida útil del motor; sin embargo, desde el punto de vista termodinámico, mejora la eficiencia térmica del ciclo y disminuyen las emisiones de monóxido de carbono, de hidrocarburos ( $\text{C}_x\text{H}_y$ ) y de humos, así mismo, disminuye la temperatura de los gases de escape.

Por lo expuesto, se puede concluir, que es necesario encontrar una relación óptima entre los parámetros que definen a las combustiones volumétrica y difusiva (duración, velocidad de desprendimiento de calor porcentajes de calor desprendidos durante cada uno de ellos), para mejorar el funcionamiento del motor en su conjunto.



**TABLA 2.- INFLUENCIA DE LOS DIVERSOS FACTORES EN LAS CARACTERISTICAS DE DESPRENDIMIENTO DE CALOR**

CONDICIONES	$d\chi/d\phi$	AUMENTA	DISMINUYE
Aspiración natural $n_1 = n_2 = \text{cte.}$ $g_{cc1} > g_{cc2}$ .		$\tau_i, g_e, \nu,$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^I$ $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ .	$p_z, T_z,$ $T_m, T_g,$ $p_z/p_c.$
Aspiración natural $h_p = h_p = \text{cte.}$ $n_1 > n_2.$		$\tau_i,$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^I$ $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ .	$T_z, T_c,$ $T_m.$
Sobrealimentado $Ne_1 = Ne_2 = \text{cte.}$ $p_{k1} < p_{k2}$ .		$\alpha, p_z.$	$\tau_i, g_e, \nu,$ $T_z, T_g, T_m,$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^I,$ $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ .
Aspiración natural $n_1 = n_2 = n_{\text{nom.}}$ $g_{cc1} = g_{cc2} = \text{cte.}$ $\theta_{i1} = \theta_{i \text{ opt.}}$ $\theta_{i1} > \theta_{i2}$ .		$T_g, T_m, g_e,$ $\phi_{pz}, \phi_{tz},$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^{II}$	$\tau_i, p_z, T_z,$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^I$ $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ .
Aspiración natural $Ne_1 = Ne_2 = Ne_{\text{nom.}}$ $T_w = 80 - 120^\circ\text{C}$ $T_{w1} < T_{w2}$ .		$p_k, T_g, \eta_{\text{mec}}$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^{II}$	$\tau_i, p_z,$ $\eta_v, \nu,$ $(d\chi/d\phi)_{\text{max}}^I,$ $(dp/d\phi)_{\text{max}}$ .

### 3.

## METODOLOGÍA PARA EL ESTUDIO DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL

La metodología parte de la evaluación cuantitativa de las derivadas  $d\chi/d\phi$ ,  $d\xi/d\phi$  y  $d\nu/d\phi$ ; para esto, volvemos a la primera ley de la termodinámica en su forma diferencial:

$$\dot{d}Q_c = dU + p dV + \dot{d}Q_{perd} .$$

(NOTA: los diferenciales de  $Q_c$  y  $Q_{desp}$  no son diferenciales exactos, lo cual se está indicando con  $\dot{d}$ .)

Derivadas con respecto al ángulo ( $\phi$ ), se tiene:

$$\frac{\dot{d}Q_c}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} + \frac{p dV}{d\phi} + \frac{\dot{d}Q_{desp}}{d\phi} .$$

Dividiendo entre  $g_{cc} \cdot Hu$ , obtenemos:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{1}{g_{cc} \cdot Hu} \cdot \frac{\dot{d}Q_c}{d\phi} . \quad (5)$$

$$\frac{d\xi}{d\phi} = \frac{1}{g_{cc} \cdot Hu} \left[ \frac{dU}{d\phi} + \frac{pdV}{d\phi} \right] \quad (6)$$

$$\frac{dv}{d\phi} = \frac{1}{g_{cc} \cdot Hu} \cdot \frac{dQ_{perd}}{d\phi} \quad (7)$$

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{d\xi}{d\phi} + \frac{dv}{d\phi} \quad (8)$$

Es necesario recalcar, que las ecuaciones anteriores están definidas para cada ángulo de giro del cigüeñal ( $\phi$ ).

Como ya se dijo anteriormente, para poder estudiar el proceso de combustión, es necesario conocer como varía  $d\chi/d\phi$  con respecto al ángulo ( $\phi$ ). Para poder evaluar esta derivada, es necesario calcular las derivadas  $d\xi/d\phi$  y  $dv/d\phi$ , por lo que se evaluará cada término involucrado en el cálculo de estas derivadas, según las ecuaciones anteriores.

### 3. 1. Cálculo del número de moles de los productos de la combustión.

Como se ha visto en las ecuaciones anteriores, hay que calcular la energía interna, pero esta energía tiene que ser calculada para los distintos componentes, que forman los gases de la combustión; es por esto, que hay que calcular previamente el número de moles de cada uno de estos componentes.

### 3. 1. 1. Cálculo del número de moles de aire ( $M_a$ ).

El número de moles de aire se calcula para un kg de combustible (esta misma consideración se tomará en cuenta al calcular el número de moles de los gases). Con la siguiente fórmula, se obtiene el número de moles de aire al inicio de la combustión, es decir, la cantidad total de aire que ha ingresado a la cámara de combustión:

$$M_a = \alpha L_o ,$$

donde:

$\alpha$  - Coeficiente de exceso de aire.

$L_o$  - Relación aire-combustible en kmol/kg\_comb.

### 3. 1. 2. Cálculo del número de moles de los gases residuales ( $M_r$ ).

Para calcular el número de moles de los gases residuales, es decir, de los gases del ciclo anterior que no han podido ser evacuados de la cámara de combustión, tenemos dos criterios que pueden utilizarse complementariamente, teniendo en cuenta, que ambos métodos son aproximados.

#### **Primer criterio:**

En los motores de cuatro tiempos, con un traslape de válvulas no mayor de  $40^\circ$ , se puede considerar, que al final de la carrera de escape los gases de residuales ocupan un volumen igual al volumen muerto, por lo que podemos establecer:

$$M_r = \frac{p_r V_c}{RT_r} ,$$

donde:

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1)$$

$$p_r = [1.10 - 1.25] p_{esc}$$

$p_{esc}$  - es la presión atmosférica si los gases se expulsan a la atmósfera directamente o una presión ligeramente superior, en caso de estar instalado un silenciador o un turbocompresor.

$$T_r = [700 - 900] \text{ K}$$

Es necesario tener presente, que para el caso de los motores diesel, esta temperatura depende de la carga, de la composición de la mezcla, del grado de expansión y del intercambio de calor en la expansión y el escape

$$R = 8.3143 \text{ kJ/kmol (constante universal de los gases).}$$

### Segundo criterio:

Utilizando la siguiente ecuación:

$$M_r = \gamma_r M_a ,$$

donde:

$\gamma_r$  - Coeficiente de gases residuales. Este coeficiente, en los motores diesel, permanece prácticamente constante con la variación de la carga. Para los motores sin sobrealimentación, alcanza los siguientes valores:  $\gamma_r = [0.03 - 0.06]$ .

En los motores de cuatro tiempos, para calcular el coeficiente de gases residuales, se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\epsilon p_a - P_r} ,$$

donde:

$p_a$  - Presión al inicio de la compresión:  $p_a = [0.8 - 0.9]p_o$

$p_o$  - Presión atmosférica.

### 3. 1. 3. Cálculo del número de moles de los gases de la combustión (Mg).

Los combustibles líquidos usados en los motores de combustión interna, están constituidos por mezclas de distintos hidrocarburos, tales como las parafinas ( $C_nH_{2n+2}$ ), los naftenos ( $C_nH_{2n}$ ), los aromáticos ( $C_nH_{2n-6}$  y  $C_nH_{2n-12}$ ) y otros; en la composición de estos combustibles se encuentran el carbono C, hidrógeno H, oxígeno O, nitrógeno N, azufre S y otros.

Algunos de los componentes están presentes como impurezas no deseadas y se procura reducirlas al máximo, otros son aportados al combustible como aditivos, que se agregan para darle al combustible determinadas cualidades. Entre estos componentes podemos mencionar aquellos cuyos elementos básicos son el plomo (para las gasolinas), manganeso, fierro, bario, etc.

Debido a lo anterior, podemos encontrar en los gases de combustión sustancias tales como  $NO_x$ ,  $SO_2$ ,  $SO_4^{++}$ , etc., además del CO (como resultado de la combustión incompleta).

Sin embargo, para los fines del cálculo térmico, estas sustancias son despreciables, por lo que, para formular la ecuación química de combustión

sólo se tomará en cuenta, que el combustible contiene los siguientes elementos: carbono C, hidrógeno H y oxígeno O; y para el aire, el oxígeno O<sub>2</sub> y el nitrógeno N<sub>2</sub>, además se asume que la combustión es completa, es decir no se toma en cuenta el CO.

Como hemos visto, el combustible es una mezcla de hidrocarburos, por lo que, para la formulación de la ecuación química se toma un kg de combustible y se calcula la fracción en masa de cada uno de los elementos básicos del combustible; por lo que asumiremos, que para un kg de combustible se tiene C kg de carbono, H kg de hidrógeno y O<sub>c</sub> kg de oxígeno; es decir:

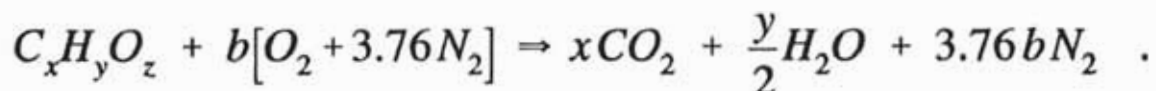
$$C + H + O_c = 1 \text{ kg}$$

En la ecuación química se tomará una fórmula equivalente para el combustible, es decir, se asume C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>O<sub>z</sub>, siendo x, y, z el número de moles de carbono, hidrógeno y oxígeno respectivamente.

Teniendo en cuenta la fracción en masa, anteriormente descrita se tiene:

$$x = \frac{C}{12} \quad ; \quad y = \frac{H}{1} \quad ; \quad z = \frac{O_c}{12} \quad .$$

Al hacer el balance de la reacción química estequiométrica, se tiene:



De la ecuación anterior se deduce, que:

$$b = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}$$

$$b = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} .$$

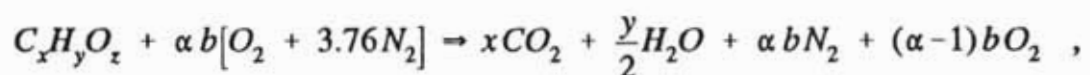
Por la definición de la relación aire-combustible ( $L_o$ ) expresada en kmol/kg comb. se tendrá:

$$L_o = b + 3.76b = 4.76b ,$$

es decir:

$$L_o = 4.76 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) , \quad \text{en } \frac{\text{kmol aire}}{\text{kg comb.}} .$$

Normalmente, la combustión se realiza con un exceso de aire, de tal manera, que la ecuación química anterior queda formulada de la siguiente forma:



donde:

$\alpha$  - Coeficiente de exceso de aire.

Es necesario recalcar, que en la ecuación anterior no se ha tomado en cuenta al CO, NO<sub>x</sub> y a otros productos, que también están presentes en los gases, por las razones ya expuestas. Si fuera necesario tomar en cuenta el CO, habría que analizar los gases y reformular la ecuación química.



Normalmente se toma en cuenta las cantidades de CO y NO<sub>x</sub> por razones ecológicas, ya que dichos componentes y algunos otros son tóxicos; pero para el cálculo térmico éstos no tienen importancia.

De la ecuación química anterior, podemos deducir el número de moles de cada uno de los componentes resultantes por kg de combustible. Así tenemos:

Número de moles de CO<sub>2</sub>:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} , \quad \text{en } \frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}$$

Número de moles de H<sub>2</sub>O:

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} , \quad \text{en } \frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}$$

Número de moles de N<sub>2</sub>:

$$M_{N_2} = 3.76 \alpha \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) = 0.79 \alpha L_o , \quad \text{en } \frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}$$

Número de moles de O<sub>2</sub>:

$$M_{O_2} = (\alpha - 1) \left( \frac{c}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right) = 0.21 (\alpha - 1) L_o , \quad \text{en } \frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}$$

Número total de moles de los gases:

$$M_g = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} .$$

Por lo que al final de la combustión se tendrá:

$$M_g = \alpha L_o + \frac{O_c}{32} + \frac{H}{4} , \quad \text{en } \frac{\text{kmol}}{\text{kg comb.}}$$

### 3. 1. 4. Cálculo del número de moles de las sustancias presentes en la cámara de combustión en un momento intermedio de la combustión.

Para un estado intermedio entre el inicio de la combustión y el final de la misma, el número de moles de los gases y del aire varían, por lo que hay que establecer una ecuación general que contemple estos estados intermedios.

Considerando una ley de variación "x" que varíe de 0 a 1, es decir, 0 para el inicio de la combustión y 1 para el final de la combustión, podemos escribir las ecuaciones para el aire y los gases de combustión:

$$M_{a_x} = (\alpha - x) L_o .$$

$$M_{g_x} = x \left( \alpha L_o + \frac{O_c}{32} + \frac{H}{4} \right) .$$

Convencionalmente, estamos aceptando, que el final de la combustión es en el momento en que se abre la válvula de escape (AVE), sin embargo, la combustión efectiva termina mucho antes, quedando una combustión residual hasta el punto de AVE; esto nos sugiere, que los gases se forman, en una cantidad mucho mayor, al inicio de la combustión; además normalmente la combustión es incompleta, y en algunos casos, no todo el combustible llega

a combustionar, por lo que también es conveniente, tomar en cuenta estos hechos para establecer una ley de variación de "x".

Si asumimos que x varía de 0 a 1, estaríamos aceptando que la combustión es completa, por lo que para contemplar lo contrario, al final de combustión x debe ser menor que 1. Podemos asumir que al final de la combustión  $x = 0.999$ ; y para tomar en cuenta el hecho que la mayor parte de la combustión se realiza al inicio de la misma, se sugiere la siguiente ecuación:

$$x = 1 - (0.001)^{\left(\frac{\Delta\phi_i}{\Delta\phi_e}\right)},$$

donde:

$$\Delta\phi_x = \phi_i - \phi_c$$

$$\Delta\phi_e = \phi_b - \phi_c$$

$\phi_i$  - ángulo de giro del cigüeñal en un punto intermedio cualquiera 'i'.

$\phi_c$  - ángulo de giro del cigüeñal en el inicio de la combustión.

$\phi_b$  - ángulo de giro del cigüeñal en el momento de AVE (al final de la combustión).

podemos ver que:

para  $\phi_i = \phi_c$  ;  $x = 0$

para  $\phi_i = \phi_b$  ;  $x = 0.999$

Es necesario señalar, que esta ley de variación de la cantidad de gases, que se forman durante la combustión, aproximadamente es igual a la ley de variación de la cantidad de combustible quemado; es decir  $x = \chi$ .

### 3. 2. Cálculo de la velocidad de cambio de la energía interna ( $dU/d\phi$ ).

De acuerdo con la teoría molecular, la energía interna es la suma de la energía potencial y la energía cinética de las moléculas.

La energía potencial intermolecular es originada por las fuerzas intermoleculares; es decir, por las fuerzas de atracción de las moléculas entre sí. Estas fuerzas dependen de las distancias entre las moléculas, las cuales están directamente relacionadas con el volumen del sistema considerado.

La energía cinética molecular es determinada, para el caso de los gases, por las energías de oscilación, de rotación y de traslación de las moléculas; esta energía depende de la temperatura del sistema considerado.

Por lo expuesto, podemos decir, que para un sistema químicamente inerte, de masa constante, la energía interna es una función de la temperatura y del volumen.

$$U = f(T, V) \quad .$$

La cantidad total de la energía interna de un sistema no se puede medir; sin embargo, si es posible determinar la variación de la energía interna después de un cambio de estado, ya que en cada estado de equilibrio son conocidas las variables de estado  $V$  y  $T$ .

En general, puede decirse también, que el cambio de energía interna es independiente del proceso seguido, y solamente depende de los estados inicial y final del sistema considerado.

Por lo tanto, la energía interna es una **variable de estado**, y la variación de la energía interna es una diferencial exacta, por lo que podemos escribir:

$$dU = \left( \frac{\delta U}{\delta V} \right)_T dV + \left( \frac{\delta U}{\delta T} \right)_V dT .$$

En la práctica, sin embargo, partiendo de ciertos experimentos realizados, se puede afirmar que para los **gases ideales** la variación del volumen no tiene influencia perceptible sobre la energía interna, esto se debe a que las distancias intermoleculares son tan grandes, que por aproximación se tiene:

$$\left( \frac{\delta U}{\delta V} \right)_T \approx 0 .$$

Es decir, que las fuerzas intermoleculares son despreciables para los gases ideales, por lo que la variación de la energía interna queda limitada a la variación de la energía cinética molecular.

En resumen, para los gases ideales tenemos:

$$dU \approx \left( \frac{\delta U}{\delta T} \right)_V dT .$$

Definiendo el calor específico a volumen constante ' $c_v$ ' como la variación de la energía interna con respecto a la temperatura, a volumen constante:

$$c_v = \frac{1}{M} \left( \frac{\delta U}{\delta T} \right)_V ,$$

obtenemos una ecuación general para el cambio de la energía interna de los gases ideales:

$$dU = M c_v dT ,$$

donde:

M - Número de moles.

$c_v$  - Calor específico a volumen constante.

dT - Diferencial de temperatura.

Es importante tener presente, que  $c_v$  varía en función de la temperatura.

Dentro de la cámara de combustión se forman diversos gases, además del aire y los gases residuales que quedan atrapados en la cámara de combustión, provenientes de la combustión anterior.

En tal sentido debemos transformar la ecuación anterior a una que se adecue a la mezcla de gases que se generan.

Para un número 'i' de tipos de gases:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n M_i c_{v_i} \frac{dT}{d\varphi} .$$

Para simplificar el cálculo, se puede emplear la energía interna específica (por kmol)  $u = \frac{U}{M}$  y, transformar la ecuación anterior en la siguiente:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \sum_{i=1}^n M_i \frac{du_i}{d\varphi} . \quad (9)$$

Con lo que se puede establecer una ecuación para la energía interna por kmol, en función de la temperatura, para cada uno de los gases componentes de los productos de la combustión.

Como ya se dijo anteriormente, la mezcla de los gases en la cámara está formada por los gases residuales, el aire que queda sin reaccionar con el combustible y los gases que se forman debido a la combustión; para estos gases, con riesgo de cometer pequeños errores, pero con la ventaja de simplificar enormemente el cálculo, podemos asumir, que son o se comportan como gases ideales, por lo que podemos asumir, que la variación de la energía interna es función sólo de la temperatura.

Tomando como base la energía interna, referida a un kmol de sustancia para la temperatura de 0 K (estado inicial), podemos encontrar funciones empíricas de la energía interna, en función de la temperatura, para todos los gases involucrados en la combustión; es así, que tomando los valores presentados en el libro de "Motores de Automóvil" dirigido por M. S. Jovaj y, usando el método de ajuste de curvas de mínimos cuadrados, se ha podido calcular las siguientes fórmulas; graficadas en la Fig 4.

Aire:

$$u = 0.37777368 - 0.573240667 T^{1/2} + 0.0341472656 T$$

Agua:

$$u = 12.0040211 - 1.656669877 T^{1/2} + 0.06090484876 T$$

CO<sub>2</sub>:

$$u = 3.54569571 - 1.31927621 T^{1/2} + 0.06648939575 T$$

N<sub>2</sub>:

$$u = 0.7558077695 - 0.5877497785 T^{1/2} + 0.0339084093 T$$

O<sub>2</sub>:

$$u = 0.409206901 - 0.6133448013 T^{1/2} + 0.0363413984 T$$

CO:

$$u = 0.819208625 - 0.603863279 T^{1/2} + 0.0346210721 T$$

H<sub>2</sub>:

$$u = 1.6452101493 - 0.5907751642 T^{1/2} + 0.0321584696 T$$

Por lo tanto, la ecuación (9) se puede escribir en forma explícita:

$$\frac{dU_i}{d\varphi} = M_r \frac{du_r}{d\varphi} + M_{a_i} \frac{du_a}{d\varphi} + M_{g_i} \frac{du_g}{d\varphi} ,$$

donde:

M<sub>r</sub> - Cantidad de los gases residuales, en kmol.

M<sub>ai</sub> - Cantidad de aire presente, en kmol, en el momento i.

M<sub>gi</sub> - Cantidad de los gases residuales, en kmol, en el momento i.

Para el caso de los gases residuales, debemos suponer que estos tienen la misma composición que los gases recién formados, por lo que podemos establecer:

$$\frac{du_r}{d\varphi} = \frac{du_g}{d\varphi} .$$

Para calcular la variación de la energía interna, por kmol de gases, empleamos las fracciones molares de cada uno de sus componentes:

$$u_g = f_{CO_2} u_{CO_2} + f_{H_2O} u_{H_2O} + f_{N_2} u_{N_2} + f_{O_2} u_{O_2} ,$$

donde:



$$f_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_g}, \quad f_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_g},$$

$$f_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_g}, \quad f_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_g}.$$

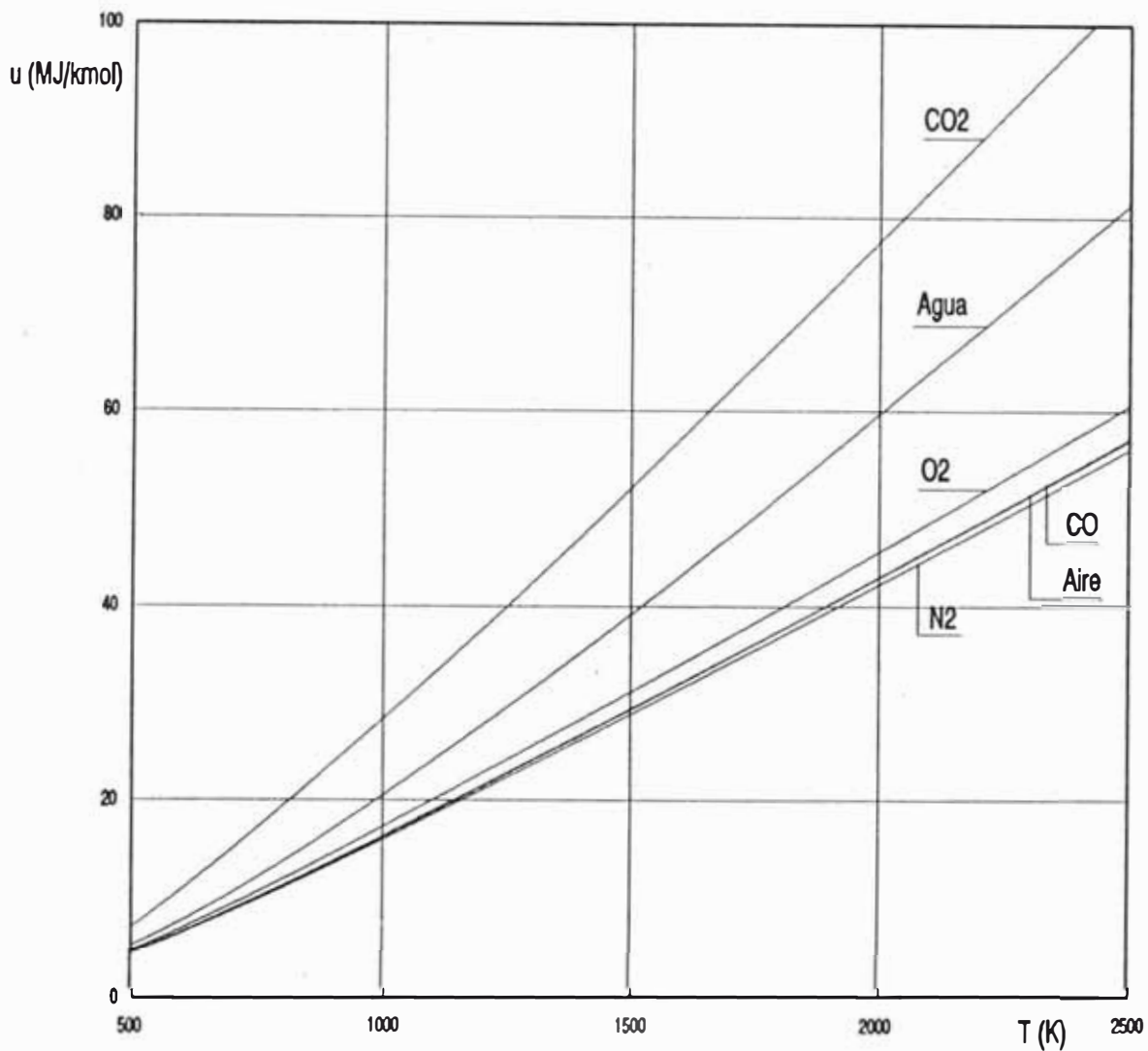


Fig. 4.- Energía interna de los productos de la combustión  $CO_2$ , Agua,  $O_2$ , CO, Aire y  $N_2$ , en función de la temperatura.

### 3. 3. Cálculo de la temperatura de los gases $T_{(\phi)}$ .

La temperatura de los gases interviene en el cálculo de la energía interna de cada uno de los componentes de la combustión, como ya se vio en las ecuaciones empíricas, anteriormente descritas. Esta temperatura varía, según se vaya desarrollando el proceso de combustión - expansión. El cálculo de la temperatura de los gases, también es importante por que su valor y su variación, durante el ciclo de trabajo del motor, determinan la eficiencia termodinámica del ciclo y las emisiones tóxicas; asimismo, permite determinar las pérdidas de calor al medio refrigerante. Como ya se dijo anteriormente, los gases que se forman en la combustión, podemos considerarlos como gases ideales, por lo que planteamos la siguiente ecuación:

$$T_i = \frac{pV}{M_i R} ,$$

donde:

- p - Presión, la cual se mide experimentalmente (en el diagrama p- $\phi$ ).
- V - Volumen, el cual se calcula en función del ángulo  $\phi$ .
- R - Constante universal de los gases (R = 8.31434 kJ/kmol K).
- $M_i$  - Número de moles de la mezcla de gases presentes en un momento dado 'i' de la combustión.

El número de moles de la mezcla, para un momento dado (i) de la combustión, se calcula con la siguiente ecuación:

$$M_i = M_r + M_{a_i} + M_{g_i} ,$$

$$M_i = M_r + (\alpha - x)L_o + x \left( \alpha L_o + \frac{O_c}{32} + \frac{H}{4} \right) .$$

### 3. 4. Cálculo de la presión de los gases $p_{(\phi)}$ .

La presión debe de estar en función del ángulo de giro del cigüeñal, por lo tanto, es necesario tener el diagrama indicado experimental  $p - \phi$  del proceso de combustión - expansión. Es necesario tener el mayor número de puntos experimentales, por lo que se recomienda tabular los valores de la presión de grádo en grado, entre  $90^\circ$  antes del PMS hasta  $90^\circ$  después del PMS (en los procesos de compresión - combustión); para el resto del proceso de expansión es suficiente tener puntos cada  $5^\circ$ .

Es necesario notar, que en vista, que la toma de datos experimentales se realiza, ya sea con el indicador de diagrama neumoelectrico o con ayuda de un osciloscopio; estos datos experimentales van a tener que ser ajustados o "suavizados", para no tener mucha dispersión y distorsión de los resultados. Este es un proceso, lamentablemente necesario y un poco tedioso, por el trabajo que representa y por la experiencia que se requiere en realizar este proceso en un computador.

### 3. 5. Cálculo del volumen $V_{(\phi)}$ .

El volumen instantáneo del cilindro se puede calcular con la siguiente fórmula:

$$V = \frac{V_h}{2} \left[ \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - K^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - (\text{sen } \varphi - K)^2} - \cos \varphi \right] + \frac{V_h}{\epsilon - 1},$$

donde:

$V_h$  - Volumen de trabajo de un cilindro del motor, generalmente es un dato técnico, que da el fabricante del motor.  $V_h = V_{\max} - V_{\min} = V_a - V_c$ .

$\epsilon$  - Relación de compresión, también es un dato técnico proporcionado por el fabricante.  $\epsilon = V_a/V_c$ .

$\lambda$  - Relación entre la longitud de la manivela y la longitud de la biela.

$K$  - Exentricidad relativa.  $K = e/R$  ( $R = 0 \dots 0.15$ ).

$e$  - Exentricidad absoluta. (desplazamiento del plano de movimiento del eje del bulón con respecto al eje del cigüeñal).

$R$  - Radio de la manivela.

$\phi$  - Ángulo de giro del cigüeñal. Convencionalmente se tomará:

$0^\circ$  para el inicio de la admisión: en el PMS

$180^\circ$  para el inicio de la compresión: en el PMI

$360^\circ$  para el inicio de la expansión volumétrica ( $dv/d\phi > 0$ ):  
en el PMS

$540^\circ$  para el inicio del escape teóricamente en el PMI

$720^\circ$  al final del escape en el PMS.

### 3. 6. Cálculo del trabajo debido al cambio de volumen ( $p \cdot dV/d\phi$ ).

Como conocemos el volumen instantáneo en función del ángulo ' $\phi$ ', (ecuación anterior) se puede derivar el volumen en función de ángulo, utilizando esa ecuación:

$$\frac{dV}{d\varphi} = \frac{V_h}{2} \left[ \frac{(\operatorname{sen}\varphi - K) \cos\varphi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - (\operatorname{sen}\varphi - K)^2}} + \operatorname{sen}\varphi \right] .$$

Con esta ecuación se puede calcular el trabajo, mediante la formula:

$$p \frac{dV}{d\varphi} = p \frac{V_h}{2} \left[ \frac{(\operatorname{sen}\varphi - K) \cos\varphi}{\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - (\operatorname{sen}\varphi - K)^2}} + \operatorname{sen}\varphi \right] .$$

La ecuación anterior se puede simplificar haciendo  $K = 0$ , ya que por lo general, este valor es cero, principalmente en motores de poca potencia, o relativamente pequeños.

### 3. 7. Cálculo de la velocidad de aprovechamiento de calor ( $d\xi/d\phi$ ) durante la combustión.

Teniendo la variación de la energía interna y el trabajo por el cambio de volumen, en función del ángulo, se puede evaluar la velocidad de desprendimiento de calor utilizando la siguiente relación:

$$\frac{d\xi}{d\varphi} = \frac{1}{g_{cc} H_u} \left( \frac{dU}{d\varphi} + \frac{p dV}{d\varphi} \right)$$

El poder calorífico bajo del combustible ( $H_u$ ) es un dato experimental, que normalmente, se calcula en una bomba calorimétrica. Para el caso, en que no se tenga datos reales del poder calorífico del combustible, es posible usar el siguiente valor:

$$H_u = 42.68 \text{ MJ/kg}$$

El consumo cíclico de combustible ( $g_{cc}$ ) también es un dato que se calcula en base a los resultados experimentales. Normalmente, se mide el volumen de combustible que se consume en un determinado tiempo, y teniendo como dato la densidad del combustible y la velocidad angular del motor, podemos calcular el gasto horario, es decir:

$$G_c = 3.6 \frac{V}{t} \rho_c \text{ ,}$$

donde:

- $G_c$  - Gasto horario, en Kg/hr.
- $V$  - Volumen consumido, en  $\text{cm}^3$ .
- $t$  - Tiempo para consumir el volumen  $V$ , en seg.
- $\rho_c$  - Densidad del combustible, en  $\text{gr/cm}^3$ .

En los motores de cuatro tiempos, se inyecta el combustible cada 2 revoluciones por lo que el número de vueltas por ciclo es 2; de esta manera tenemos:

$$g_{cc} = \frac{V}{i.t} \cdot \frac{\rho_c}{\frac{n}{60} \cdot \frac{1}{2}} \text{ ,}$$

$$g_{cc} = \frac{120 \cdot V \cdot \rho_c}{i \cdot t \cdot n} ,$$

donde:

$g_{cc}$  - Consumo cíclico de combustible, en gr/ciclo.

$n$  - Velocidad, en RPM.

$i$  - Número de cilindros del motor.

También podemos expresar el consumo cíclico, en función del consumo horario mediante:

$$g_{cc} = \frac{G_c}{30 \cdot i \cdot n} 1000 .$$

### 3. 8. Cálculo de la velocidad de pérdida de calor ( $dv/d\phi$ ) por transferencia al medio refrigerante.

Para el cálculo de las pérdidas de calor, se han desarrollado algunas fórmulas empíricas. La mayoría de estas, además de ser muy complicadas en su aplicación, son aplicables sólo en algunos casos y para algún tipo de motor, que tenga determinadas características.

Por otro lado, no es nuestra intención tener un cálculo exacto de estas pérdidas, por lo que podemos asumir una ecuación general, que nos sea útil para todos los casos y cuya aplicación sea relativamente fácil.

La fórmula más apropiada, en este caso, es la desarrollada a partir de la ecuación general de transferencia de calor, definida de la siguiente forma:

$$dQ_i = \alpha_i F_i (T - T_m) dt \quad ,$$

donde:

$T_m$  - Temperatura media de las superficies de las piezas.

$F_i$  - Superficie de intercambio de calor en el punto  $i$  (depende de la posición del émbolo).

$\alpha_i$  - Coeficiente pelicular de transferencia de calor.

$dt$  - diferencial de tiempo (puede ser  $d\phi$ ).

El coeficiente pelicular de transferencia de calor es variable y puede ser calculado usando la siguiente ecuación:

$$\alpha_i = A c_m^a p^b T^c \quad ,$$

donde:

$c_m$  - Velocidad media del émbolo.

$p$  - Presión en el punto  $x$ .

$T$  - Temperatura en el punto  $x$ .

$a, b, c$  - Constantes experimentales.

$A$  - Coeficiente que depende de las unidades de los demás parámetros y del tipo del motor. Está determinado, de tal forma, que la temperatura al final de la expansión corresponda a los valores conocidos del motor, determinado a partir de datos experimentales. Esta constante compensa las inexactitudes, originadas al asumir constante la temperatura de las paredes ( $T_m$ ).



Según Eichelberg las constantes a, b, c, tienen los siguientes valores:  $a = 1/3$ ;  $b = c = 1/2$ ; por lo que, la ecuación de transferencia de calor quedaría definida de la siguiente forma:

$$Q_{perd_i} = A \sqrt[3]{c_m} \int_c^i \sqrt{pT} (T - T_m) F_i dt ,$$

siendo:

$$F_i = \pi D^2 + \pi DS_i ,$$

donde:

$$S_i = R(1 - \cos\varphi) + \frac{\pi^2}{2} \text{sen}^2\varphi .$$

Dividiendo la ecuación anterior entre  $g_{cc} \cdot H_u$  obtenemos el coeficiente de pérdidas de calor  $\nu$  ( en función del tiempo).

$$\nu_x = \frac{A \sqrt[3]{C_m}}{g_{cc} \cdot H_u} \int_c^x \sqrt{pT} (T - T_m) F_x dt ,$$

como:  $dt = \frac{1}{2\pi n} d\varphi ,$

y tomando:  $B = \frac{A \sqrt[3]{C_m}}{g_{cc} \cdot H_u} \cdot \frac{1}{2\pi n} ,$

la ecuación del coeficiente de pérdidas de calor queda definida de la siguiente forma:

$$v_{(\varphi)} = B \int_c^{\varphi_i} \sqrt{pT} (T - T_m) F_{(\varphi)} d\varphi .$$

Por otro lado, la integral se puede evaluar como una sumatoria, tomando  $d\varphi$  lo suficientemente pequeño, para no cometer errores apreciables. Por lo tanto la ecuación anterior se expresaría de la siguiente manera:

$$v_i = B \sum_c^i \sqrt{p_i T_i} (T_i - T_m) F_i \Delta \varphi .$$

Por otro lado, sabemos que el valor del coeficiente de desprendimiento de calor, al final del proceso de expansión es aproximadamente uno ( $\chi_b = 0.999$ , si se toma en cuenta la consideración de Vibe); por lo que, al final del proceso podemos conocer el valor del coeficiente de pérdidas de calor ( $\nu_b$ ), ya que se conoce, para ese mismo punto, el coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_b$ ), es decir:

$$\nu_b = 0.999 - \xi_b$$

De esta manera, asumiendo un valor para  $T_m$  podemos calcular el valor del coeficiente "B" usando la siguiente fórmula:

$$B = \frac{\nu_b}{\sum_{i=c}^{i=b} \sqrt{p_i T_i} (T_i - T_m) F_i \Delta \varphi} .$$

Después de asumir el valor de  $T_m$  y haber calculado el valor de B, podemos derivar la ecuación de pérdidas de calor, para calcular la velocidad de pérdidas de calor:

$$\frac{dv}{d\phi} = B \sqrt{pT} (T - T_m) F_i .$$

Se debe tener presente, que se está asumiendo, que la combustión residual termina convencionalmente en el momento de apertura de la válvula de escape (AVE); en un proceso real, esto no es cierto estrictamente. Analizando el diagrama obtenido de  $d\xi/d\phi$  podemos establecer, más exactamente, el ángulo en el cual se considere el fin de la combustión. Esto se verá más detenidamente en el siguiente capítulo.

## 4.

# MÉTODOS MATEMÁTICOS EMPLEADOS PARA EL ANÁLISIS DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL

Como se ha visto en el capítulo anterior, la metodología del estudio del proceso de combustión no es muy compleja, ya que se basa en ecuaciones, que fácilmente pueden ser programadas, teniendo el único trabajo de la alimentación de datos experimentales. Es necesario indicar que los datos experimentales, en este caso, son las presiones que se producen dentro de la cámara de combustión, en función del ángulo de giro del cigüeñal. Independientemente del método utilizado, para la obtención de estos datos, es conveniente obtener la mayor cantidad de puntos experimentales, si es posible, para cada grado del ángulo de giro.

El problema surge en el proceso de análisis de los datos experimentales. Este análisis se tiene que hacer, para cada uno de los diagramas indicados obtenidos y procesados.

Todo el trabajo de experimentación y análisis nos dará resultados y conclusiones relativas o relacionadas, únicamente, con esos datos experimentales, siendo imposible obtener una generalización del proceso o de los procesos analizados.

Si bien es cierto, que con la metodología, descrita en el capítulo anterior, obtenemos la característica  $d\chi/d\phi$ , la cual describe, parcialmente, la dinámica del proceso de combustión, y de la cual podemos obtener conclusiones importantes del

proceso de combustión, a partir de ciertos parámetros; también es cierto, que todas estas conclusiones no podrían ser generalizadas, sino es a través, de algún modelo matemático, cuyos parámetros se puedan relacionar con las características experimentales obtenidas.

Por otro lado, si estamos estudiando un motor que está trabajando en condiciones diferentes para las cuales fue diseñado; por ejemplo, si se analiza el comportamiento de la combustión de un motor trabajando con mezclas de petróleo diesel y GLP, el análisis comparativo sería referencial y se necesitaría una base de datos muy grande, complicando así el trabajo.

Por las razones expuestas y otras de carácter teórico, relacionadas con el desarrollo de métodos, que faciliten la organización racional del estudio del proceso de combustión, se hace necesario o conveniente ligar esta metodología con la modelación matemática.

Naturalmente que estos modelos matemáticos deben cumplir con ciertos requisitos, tales como: facilidad de uso, un ajuste lo más exacto posible entre el modelo matemático y los datos experimentales, y además, el modelo matemático debe, en lo posible, reflejar en su estructura, la mayor parte de las características teóricas del proceso que se quiere modelar, con el objeto que los parámetros del modelo (coeficientes, exponentes o factores) se identifiquen con las variables reales del proceso experimental.

Muchos investigadores han elaborado diversos modelos matemáticos, a medida que el estudio teórico-experimental del proceso de combustión se perfeccionaba. Los métodos de cálculo y modelación del proceso de combustión se pueden dividir en dos tendencias:

La primera trata de aproximar la línea de combustión del diagrama indicado, es decir, la línea de presión de los gases, en función del volumen instantáneo de la cámara de combustión, o del ángulo de giro del cigüeñal ( $p$ - $V$  o  $p$ - $\phi$ ) de acuerdo a una o varias ecuaciones matemáticas.

Sin embargo, la línea de combustión no sólo depende del volumen y de la combustión completa del combustible, sino que también depende de la transferencia de calor, del ángulo en el cual ocurre la inflamación del combustible, el cual está ligado al ángulo de adelanto de la inyección, etc. Por lo que, estas ecuaciones describen, básicamente, el resultado final de la influencia de todos los factores sobre la línea de combustión.

Como conclusión, podemos decir, que con estas ecuaciones (o con estos métodos), la explicación teórica de la influencia de los diversos factores, que actúan en la combustión y por consiguiente en todo el ciclo, queda eliminada.

La segunda tendencia se basa en las ecuaciones de la termodinámica y de la velocidad de desprendimiento de calor; para lo cual se determina la velocidad de desprendimiento de calor  $d\chi/d\phi$  o la ley de desprendimiento de calor  $\chi(\phi)$ .

En este sentido, existen varias ecuaciones empíricas y otras, que siendo también empíricas, tienen una base en la teoría cinética química. En este capítulo describiremos algunas de estas ecuaciones y discutiremos su aplicabilidad a los motores de combustión interna que funcionan con el ciclo diesel.

#### 4. 1. Ecuación de Newman (1934).

Se trata de una de las primeras ecuaciones empíricas para la ley de desprendimiento de calor:

$$\chi = \left(2 - \frac{\phi}{\phi_z}\right) \frac{\phi}{\phi_z}$$

ó:

$$\chi = \left(3 - 2 \frac{\phi}{\phi_z}\right) \left(\frac{\phi}{\phi_z}\right)^2 ,$$

donde:

- $\chi$  - Calor desprendido hasta el momento  $\phi$ .
- $\phi_z$  - Duración total de la combustión, expresada en ángulos de giro del cigüeñal.
- $\phi$  - Ángulo instantáneo, medido a partir del comienzo de la combustión, en un punto intermedio de la combustión.

La primera ecuación, al ser derivada, para obtener la velocidad de desprendimiento de calor, se obtiene una línea recta por lo que esta ecuación es descartada definitivamente (Fig. 5).

La segunda ecuación (Fig. 6) tiene una forma más aceptable, cumpliendo con la característica principal de la curva  $\chi$  en los motores es decir para  $\phi = \phi_z \Rightarrow \chi = 1$ .

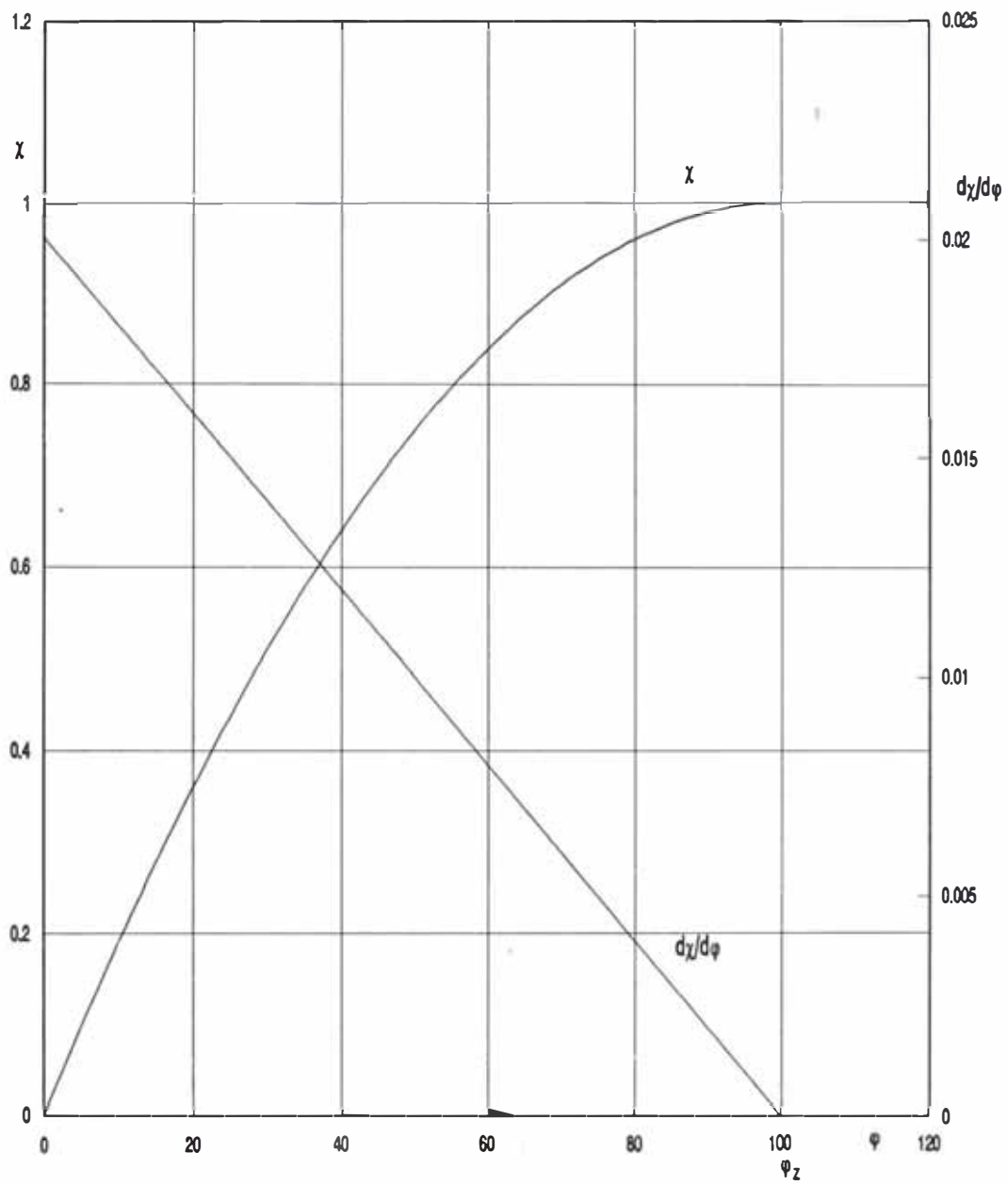


Fig. 5.- Característica del desprendimiento de calor según la primera ecuación de Newman.



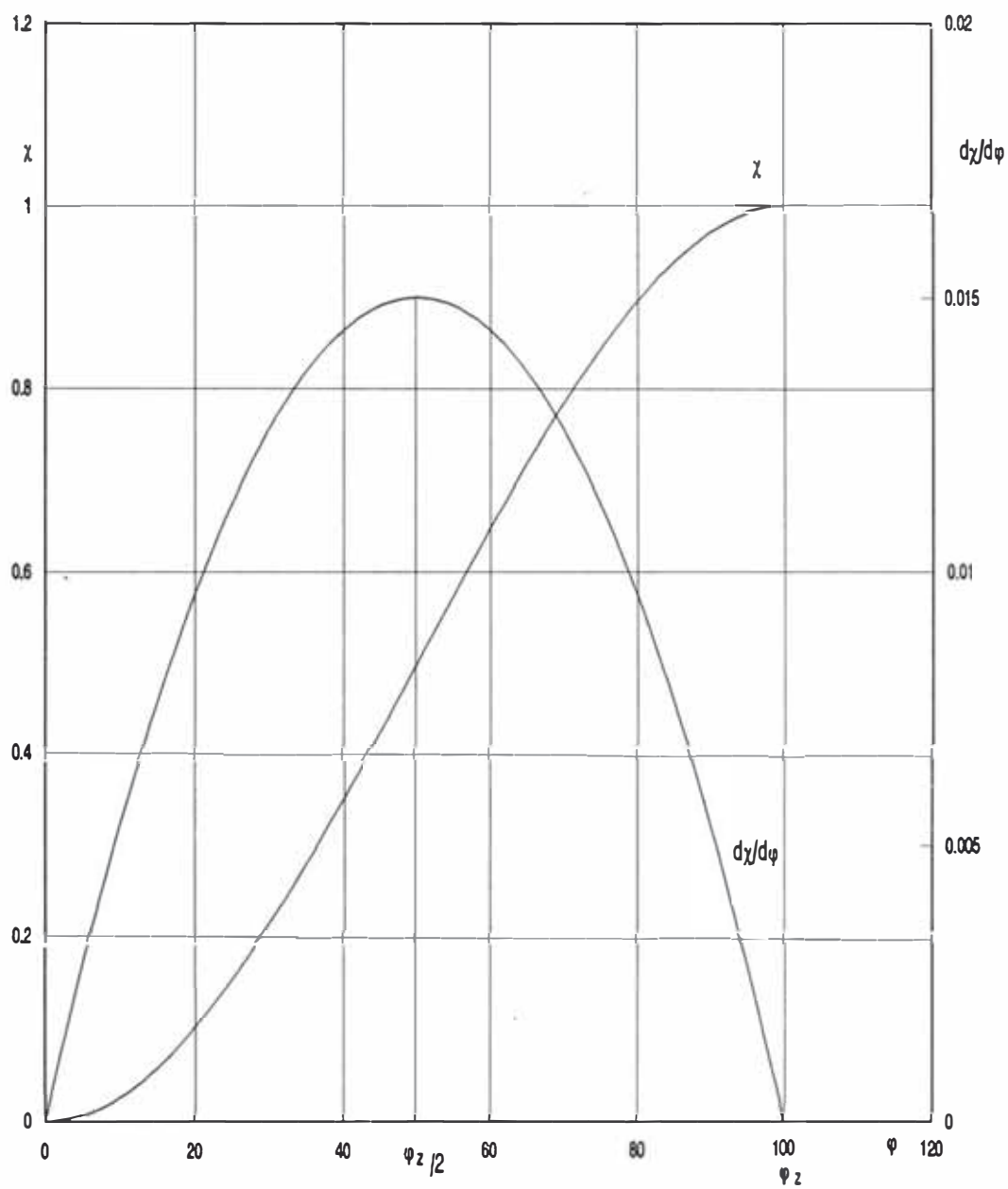


Fig. 6.- Característica del desprendimiento de calor según la segunda ecuación de Newman.

La derivada de la segunda ecuación, cuya fórmula es la siguiente:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{6}{\phi_z} \left[ \frac{\phi}{\phi_z} - \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^2 \right],$$

se caracteriza por: para  $\phi = 0 \Rightarrow d\chi/d\phi = 0$ , y

para  $\phi = \phi_z \Rightarrow d\chi/d\phi = 0$ ;

Pero al analizar esta curva vemos, que el valor máximo de la curva  $d\chi/d\phi$  ocurre para la mitad del ángulo máximo, es decir:

para  $\phi = \phi_z/2 \Rightarrow d\chi/d\phi = (d\chi/d\phi)_{\max}$ .

Este hecho no es característico en los motores diesel, salvo en algunos casos particulares, por lo que esta ecuación no se puede generalizar; por otra parte el valor máximo de la velocidad de desprendimiento de calor, según esta ecuación, depende únicamente del ángulo  $\phi_z$  (duración de la combustión expresada en ángulo), haciendo a esta ecuación poco flexible para la modelación matemática.

#### 4. 2. Ecuación de B. M. Gonchar (1954).

El profesor Gonchar propuso para los motores diesel, la siguiente expresión de la ley de desprendimiento de calor:

$$\chi = 1 - \left( 1 + \frac{\phi}{\phi_m} \right) e^{-\frac{\phi}{\phi_m}},$$

donde:

- $\phi_m$  - Ángulo en el cual la velocidad de combustión alcanza su máximo valor.
- e - Base de los logaritmos neperianos.
- $\phi$  - Ángulo instantáneo, medido a partir del comienzo de la combustión, en un punto intermedio de la combustión.

La velocidad de desprendimiento de calor quedaría definida de la siguiente manera:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{\phi}{\phi_m^2} e^{-\frac{\phi}{\phi_m}} .$$

Si reemplazamos el valor de  $\phi_m$  en la segunda derivada, obtendremos el máximo valor de la velocidad de desprendimiento de calor:

$$\left( \frac{d\chi}{d\phi} \right)_{\max} = \frac{1}{e \phi_m} .$$

Podemos observar que para un determinado ángulo  $\phi_m$ , que define la posición angular, en la cual ocurre el máximo valor de la velocidad de desprendimiento de calor, también determina el valor de este máximo. Este hecho limita la ecuación de Gonchar, ya que este valor máximo, en una determinada posición, no necesariamente coincide con la realidad observada en los motores.

Esto conlleva a que la duración del proceso de combustión, según esta ecuación, esté directamente relacionada con el valor de  $\phi_m$ , tal como se puede observar en la Fig. 7.

Es interesante notar en esta ecuación, que el valor de  $\phi_m$  en comparación con el valor de  $\phi_z$  es muy pequeño; sin embargo, si definimos el ángulo  $\phi_z$  no para  $\chi = 1$  sino para  $\chi = 0.999$  (como posteriormente se verá en la definición de la ecuación de Vibe), este ángulo ( $\phi_m$ ) se prácticamente a la mitad de  $\phi_z$ . A continuación daremos algunos valores obtenidos con esta ecuación:

**TABLA 3. EVALUACIÓN NUMÉRICA DE  $\phi_m$  Y  $\phi_z$  SEGÚN LA ECUACIÓN DE GONCHAR**

$\phi_m$	$\phi_z$ para $\chi = 0.999$	$\phi_z$ para $\chi = 1$
2.5	24	44
4	37	70
5	47	88
7	65	122
8	74	140
10	93	175

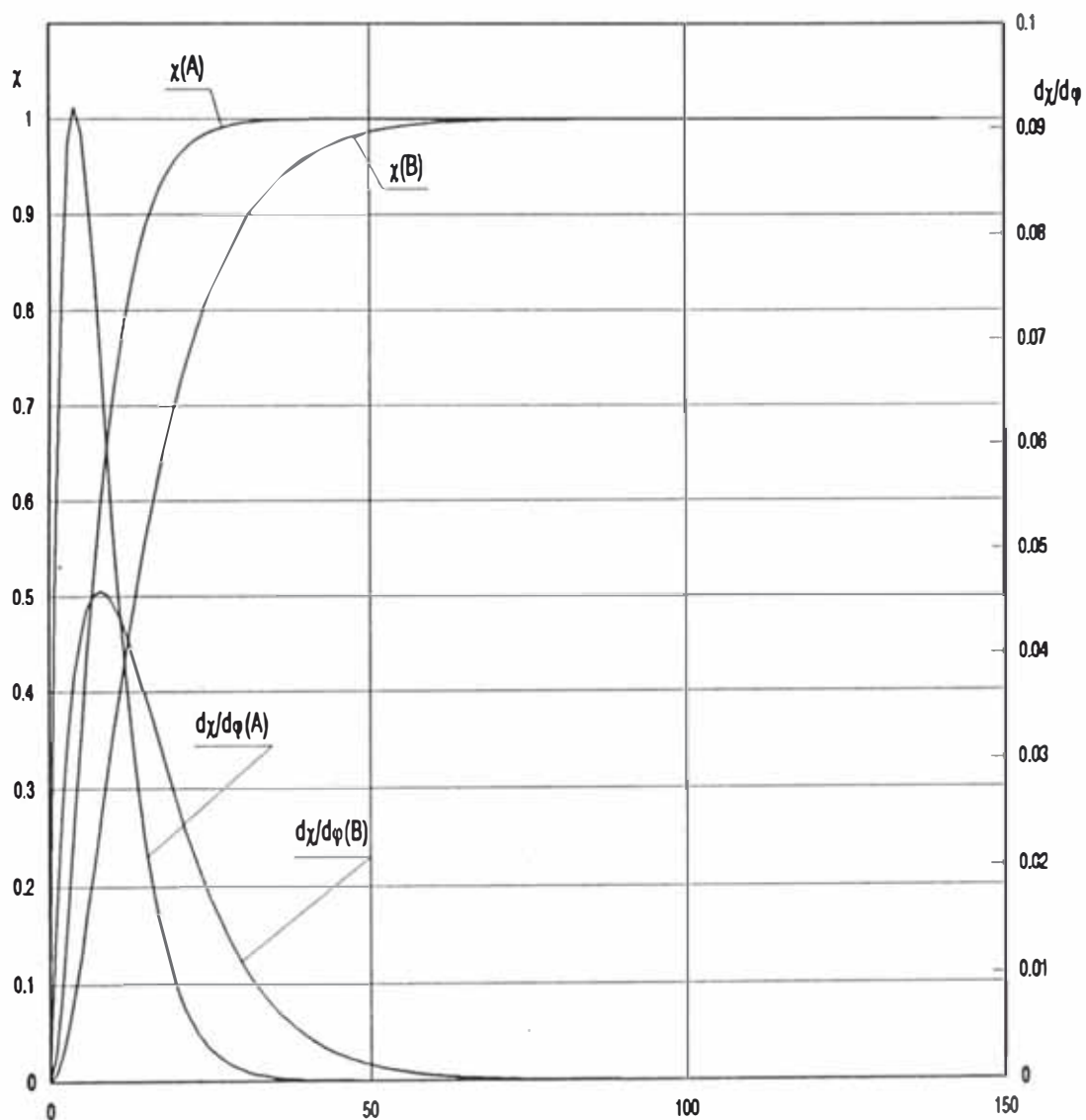


Fig. 7.- Características del desprendimiento de calor según la ecuación de Gonchard.

$$A: \phi_m = 4, \quad \phi_{(x=0.999)} = 37, \quad \phi_{(x=1)} = 70,$$

$$B: \phi_m = 8, \quad \phi_{(x=0.999)} = 74, \quad \phi_{(x=1)} = 140,$$

### 4. 3. Ecuación de I. I. Vibe (1953).

La ecuación propuesta por I. I. Vibe para describir el coeficiente de desprendimiento de calor (y por consiguiente su velocidad), es la siguiente:

$$\chi = 1 - e^{c \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1}},$$

donde:

- $\phi_z$  - Duración total de la combustión, expresada en ángulos de giro del cigüeñal.
- $\phi$  - Ángulo instantáneo, medido a partir del comienzo de la combustión, en un punto intermedio de la combustión.
- $c$  - Este valor es tal, que para el final de la combustión el valor de  $\chi$  debe de ser 0.999 por lo que:  
 $c = \ln(0.001) = -6.907755 \approx -6.908$

Se puede observar, que la ecuación de Vibe describe el proceso de combustión con dos parámetros ( $m$ ,  $\phi_z$ ). Para esto, hay que tener presente, que Vibe asume que el fin de la combustión ocurre cuando el 99.9% del combustible se ha quemado, y por lo tanto, se ha desprendido ese mismo porcentaje de calor; de este hecho se desprende el valor de la constante 'c'.

Derivando la ecuación anterior, obtenemos la fórmula de la velocidad de desprendimiento de calor:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = -c \frac{m+1}{\phi_z} \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^m e^{c \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m+1}} .$$

Calculando la segunda derivada e igualando a cero, podemos obtener el ángulo para el cual la velocidad de desprendimiento de calor es máxima ( $\phi_m$ ).

$$\phi_m = \phi_z \sqrt[m+1]{\frac{m}{-c(m+1)}} .$$

Como se observa en la ecuación anterior, el ángulo para el cual la velocidad de desprendimiento de calor es máxima, depende de  $\phi_z$  y  $m$ , por lo tanto el valor del máximo también dependerá de estos dos parámetros. Este hecho demuestra, que la curva que describe de ecuación de Vibe puede no ser un ajuste adecuado para algunos casos, observados experimentalmente; puede ocurrir, que el máximo valor de la velocidad de desprendimiento de calor ocurra en un ángulo determinado experimentalmente, también es conocido el ángulo en el cual concluye la combustión; aplicando estos valores a la ecuación de Vibe, es decir conocidos los valores de  $\phi_m$  y  $(d\chi/d\phi)_{\max}$  y  $\phi_z$ , se calcula un valor de 'm', definiendo completamente la ecuación de Vibe con estos datos experimentales, pero la forma de la curva de la velocidad de desprendimiento de calor calculada experimentalmente no necesariamente coincide con la forma de la curva obtenida a partir de la ecuación de Vibe; sin embargo, el hecho de que esta ecuación dependa de dos variables y no de una sola (como en el caso de la ecuación de Gonchar), nos da cierta autonomía, por lo que esta ecuación, se adecua mejor a los casos reales, para los motores que funcionan con el ciclo Otto.

La principal ventaja de la ecuación de Vibe radica en que nos proporciona un parámetro  $-m-$  que puede ser fácilmente interpretado físicamente (además del parámetro  $\phi_z$  y los valores calculados de  $\phi_m$  y  $(d\chi/d\phi)_{\max}$ ). Experimentalmente se puede deducir, que para ciertas características de los motores, el valor de 'm'

tiene un determinado valor. En la Fig. 8 se muestra distintas curvas de  $d\chi/d\phi$  para un mismo ángulo  $\phi_z$ , variando el valor del parámetro 'm'. En la Fig. 9 se muestra distintas curvas de  $d\chi/d\phi$  para un valor de 'm', variando  $\phi_z$ .

Lamentablemente, como ya se dijo, la forma de la curva de la velocidad de desprendimiento de calor experimental no necesariamente coincide con la forma de la curva descrita por la ecuación de Vibe; éste es el caso de los motores que funcionan con el ciclo Diesel. En los motores diesel, generalmente ocurre, que la forma de la curva experimental del desprendimiento de calor presenta dos máximos, lo que implica que hay un segundo incremento de la velocidad desprendimiento de calor, debido a una combustión rezagada (combustión difusiva); este hecho no es contemplado en la ecuación de Vibe.



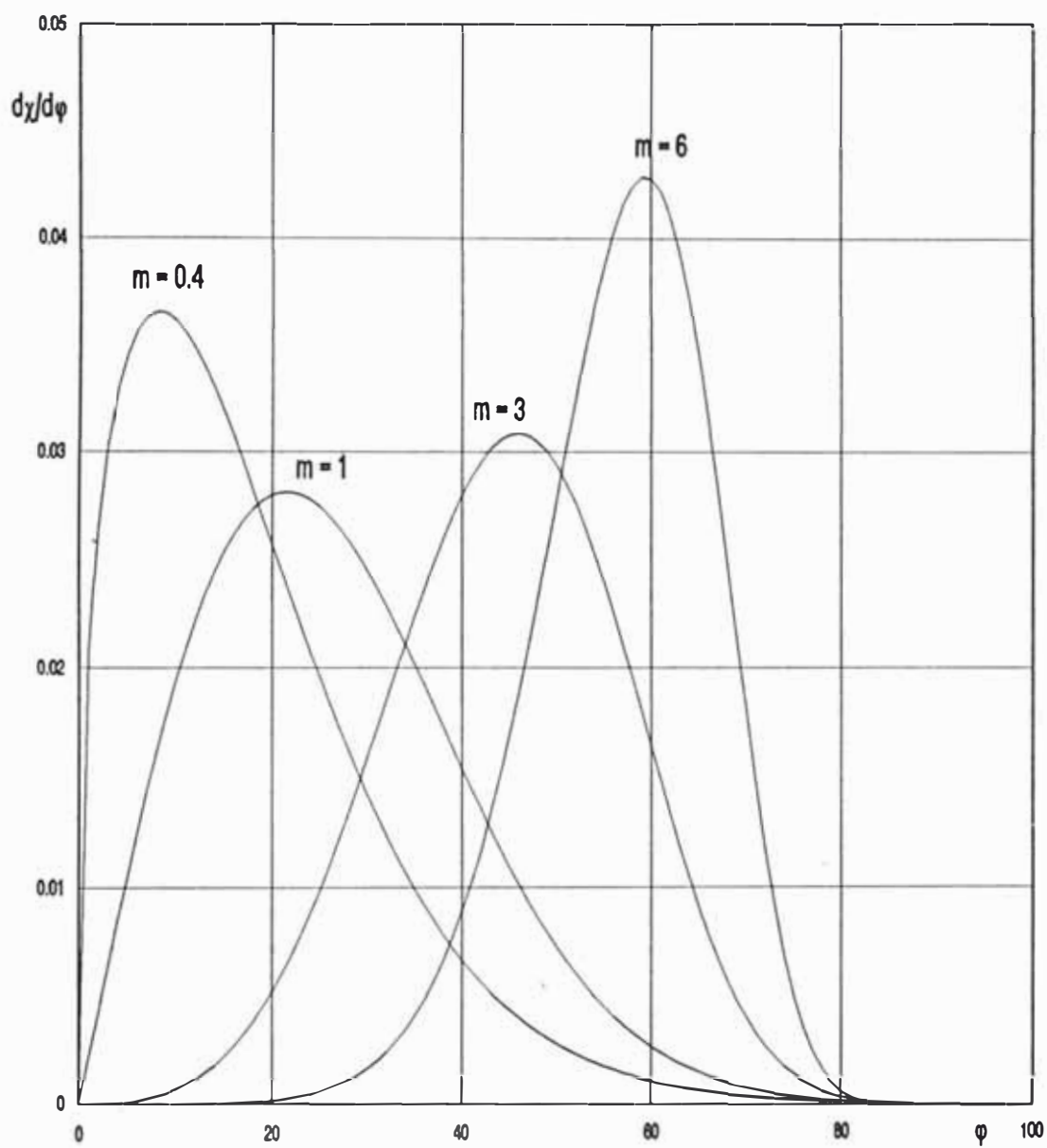


Fig. 8.- Características del desprendimiento  $d\chi/d\phi$ , según la ecuación de Vibe, para distintos valores de  $m$ , manteniendo constante el valor de  $\phi_2 = 80^\circ$ .

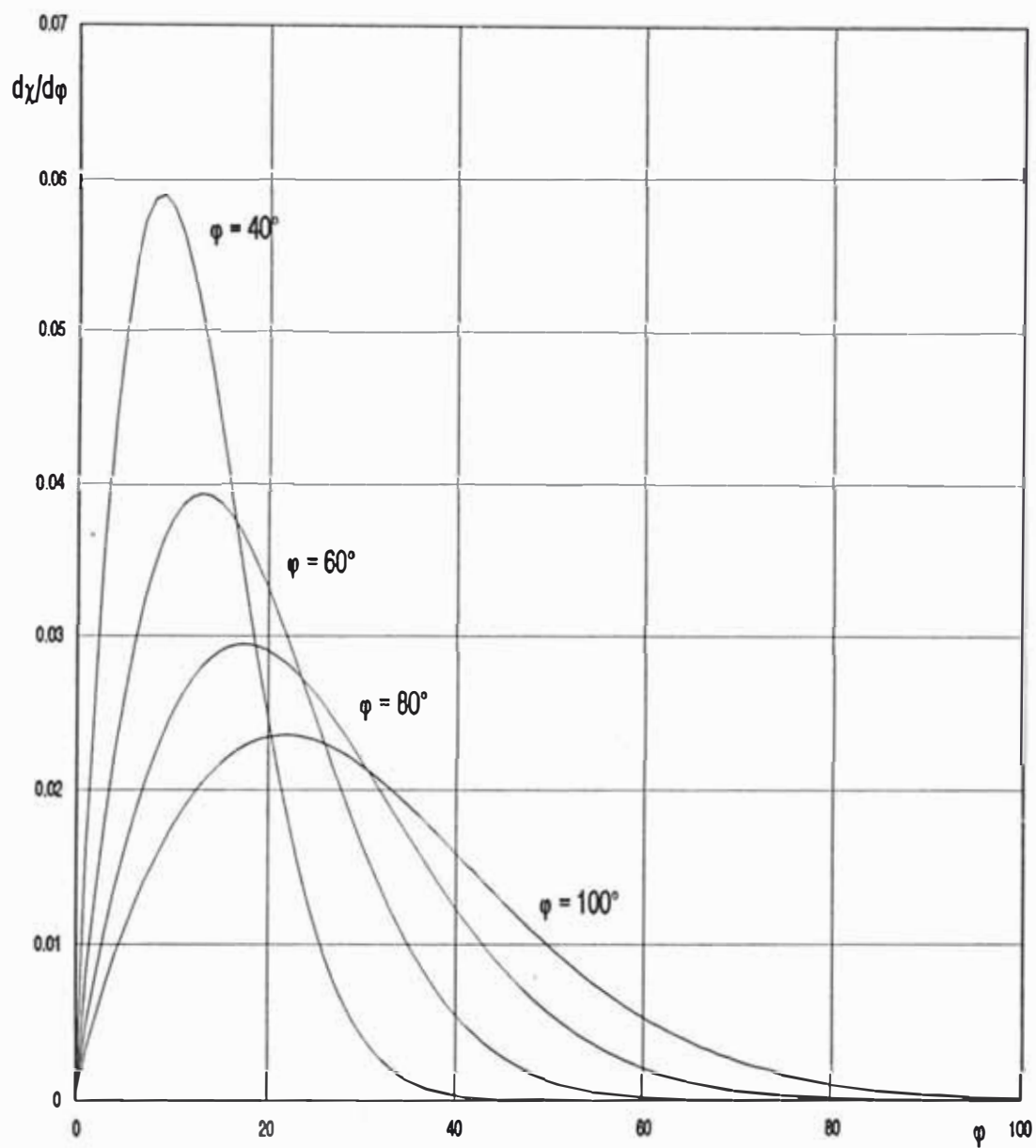


Fig. 9.- Características del desprendimiento de calor  $d\chi/d\phi$ , según la ecuación de Vibe, para distintos valores de  $\phi_z$ , manteniendo constante el valor de  $m = 0.8$ .

#### 4. 4. Ecuación de Pugachiov (1971).

Al observar el fenómeno de los dos máximos, que se presentan en las curvas experimentales del desprendimiento de calor en los motores diesel, Pugachiov desarrollo una ecuación que describe directamente la velocidad de desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi$ ); esta ecuación es la siguiente:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{\chi_1}{\phi_1^2} \phi e^{-\left(\frac{\phi^2}{2\phi_1^2}\right)} + \frac{\chi_2}{\phi_2^2} \phi e^{-\left(\frac{\phi^2}{2\phi_2^2}\right)},$$

donde:

- $\phi_1$  - Ángulo donde se presenta el primer máximo
- $\phi_2$  - Ángulo donde se presenta el segundo máximo
- $\phi$  - Ángulo instantáneo, medido desde el comienzo de la combustión, en un punto intermedio de la combustión.
- $\chi_1$  - Desprendimiento de calor hasta el ángulo  $\phi_1$
- $\chi_2$  - Desprendimiento de calor hasta el ángulo  $\phi_2$ .

Aparentemente, esta ecuación podría ser fácilmente aplicada a los procesos de desprendimiento de calor, ya que se basa en ángulos que pueden ser medidos directamente en el gráfico experimental, los valores de  $\chi_1$  y  $\chi_2$  podrían ser calculados en forma iterativa (aproximadamente), obteniendo de esta manera, todos los parámetros de esta ecuación (Fig. 10).

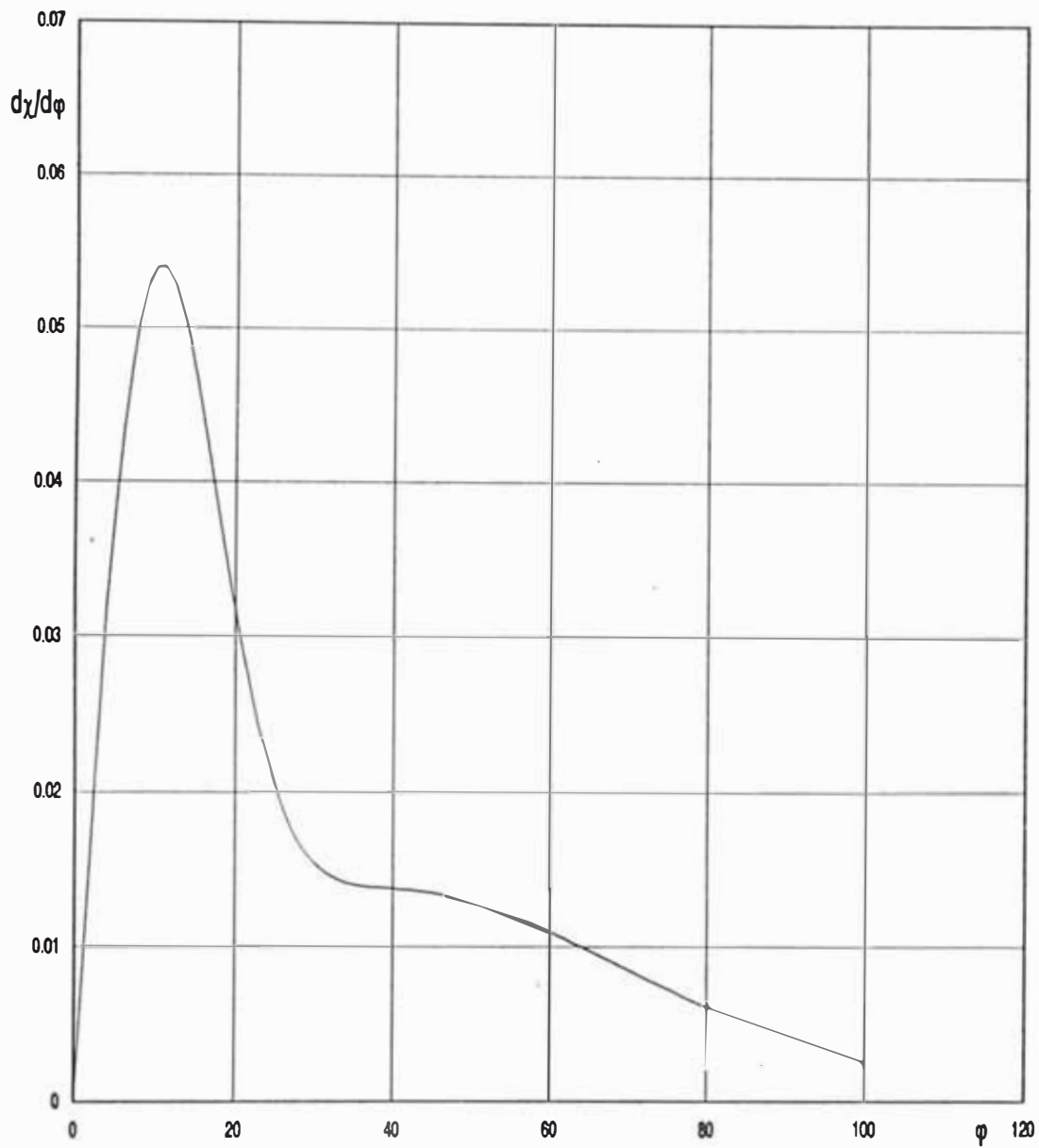


Fig. 10.- Características del desprendimiento de calor  $d\chi/d\phi$ , según la ecuación de Pugachiov, para los siguientes valores:

$$\phi_1 = 10^\circ \quad \chi_1 = 0.8$$

$$\phi_2 = 40^\circ \quad \chi_2 = 0.9$$

Es importante notar, que en esta ecuación el valor de la duración de la combustión no es un parámetro independiente, sino que resulta como consecuencia de los parámetros que forman la ecuación, por lo que en la práctica sucede, que el valor calculado no coincide con el valor real; en vista de esto, esta ecuación sólo podría ser aplicada para motores, en los cuales la rigidez es alta, ya que al aumentar el ángulo del primer máximo, el segundo máximo prácticamente desaparece, y por otro lado, el valor del ángulo  $\phi_z$  crece demasiado, haciendo que esta ecuación sea inaplicable a los motores diesel.

#### 4. 5. Ecuación doble de Vibe.

Como ya se dijo anteriormente, la ecuación de Vibe es versátil, pero no muy aplicable a los procesos de combustión de los motores diesel, ya que estos presentan un segundo incremento de la velocidad de desprendimiento de calor, durante la combustión difusiva.

Para superar este problema, con la idea de seguir utilizando la estructura de la ecuación de Vibe, se ha propuesto adicionarle un sumando a la ecuación original de Vibe, con la misma forma de la ecuación, pero con otros parámetros que representen o definan al segundo máximo, que representa a su vez, a la combustión difusiva en los motores diesel; lo importante es tener presente que la premisa planteada por Vibe debe de ser respetada, es decir que el valor de  $\chi$  al final de la combustión debe de ser 0.999; esto nos lleva a la siguiente ecuación:

$$\chi = \frac{Q_p}{Q_t} \left[ 1 - e^{-c \left( \frac{\phi}{\phi_p} \right)^{m_p+1}} \right] + \frac{Q_d}{Q_t} \left[ 1 - e^{-c \left( \frac{\phi}{\phi_d} \right)^{m_d+1}} \right] ,$$

donde:

- $\phi_p$  - Duración de la combustión explosiva, expresada en ángulos de giro del cigüeñal.
- $\phi_d$  - Duración de la combustión difusiva, expresada en ángulos de giro del cigüeñal.

Además hay que tener en cuenta que:

$$Q_p + Q_d = Q_t$$

Haciendo:

$$q_p = \frac{Q_p}{Q_t} \quad , \quad q_d = \frac{Q_d}{Q_t} \quad ,$$

la ecuación anterior aplicada al final de la combustión y considerando que  $c = \ln(0.001)$ , se tiene:

$$\chi = 1 - \left[ 0.001 \left( \frac{\phi_d}{\phi_p} \right)^{m_p+1} \right] q_p - \left[ 0.001 \left( \frac{\phi_d}{\phi_d} \right)^{m_d+1} \right] q_d \quad ,$$

$$\chi = 1 - \left[ 0.001 \left( \frac{\phi_d}{\phi_p} \right)^{m_p+1} \right] q_p - 0.001 q_d \quad ,$$

como:

$$q_d = 1 - q_p \quad ,$$

$$0.999 = 1 - \left[ 0.001 \left( \frac{\phi_d}{\phi_p} \right)^{m_p+1} \right] q_p - 0.001 + 0.001 q_p \quad ,$$

esto implica que:

$$0.001 \left( \frac{\varphi_d}{\varphi_p} \right)^{m_p+1} q_p = 0.001 q_p ,$$

$$\left( \frac{\varphi_d}{\varphi_p} \right)^{m_p+1} = 1 ,$$

de donde nos quedan dos alternativas; la primera es que  $m_p + 1 = 0$ , lo que nos lleva a la solución incorrecta que  $m_p = -1$ ; o aceptar que:

$$\frac{\varphi_d}{\varphi_p} = 1 \quad \Rightarrow \quad \varphi_d = \varphi_p .$$

Por lo tanto es necesario que  $\phi_d$  sea igual a  $\phi_p$ , quedando la ecuación doble de Vibe definida de la siguiente forma:

$$\chi = 1 - q_p e^{c \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_p+1}} - q_d e^{c \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_d+1}} .$$

Es necesario indicar que muchos autores consideran diferentes las duraciones de las combustiones difusiva y volumétrica, es decir consideran una primera fase de la combustión rápida (volumétrica) y de corta duración, la segunda fase (difusiva) es más prolongada y menos intensa; sin embargo, estas son sólo suposiciones, ya que es muy difícil determinar donde comienzan cada una de las fases, y lo más probable es que ambas ocurran simultáneamente, prevaleciendo una sobre la otra, en dependencia del momento en que estas se llevan a cabo.

Esta ecuación ocasiona dos máximos en la curva de velocidad de desprendimiento de calor ( $d\chi/d\phi$ ) (Fig. 11), como generalmente ocurre en los motores diesel, por otro lado tenemos una ecuación con cinco variables que

caracterizarían a la curva de desprendimiento de calor. La ecuación de la velocidad de desprendimiento de calor queda definida de la siguiente forma:

$$\frac{d\chi}{d\phi} = \frac{-c}{\phi_z} \left[ q_p(m_p+1) \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_p} 0.001 \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_p+1} + q_d(m_d+1) \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_d} 0.001 \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_d+1} \right].$$

Lamentablemente, esta curva no es muy apropiada para la simulación del desprendimiento de calor en los motores diesel ya que el segundo máximo se presenta en una zona muy cercana al final de la combustión, y por otro lado, el parámetro  $q_p$  tiende a ser mayor que el parámetro  $q_d$ , con lo que no nos servirían como parámetros que cuantifiquen las cantidades de calor, que se desprenden en las zona volumétricas y difusivas respectivamente.

Para solucionar los problemas descritos con la curva  $d\chi/d\phi$ , cuando se hace  $\phi_p = \phi_d$ , tendríamos que alejarnos de la premisa de Vibe de establecer  $x = 0.999$  para el final de la combustión y aceptar valores variables y predefinir un valor de  $\phi_p$ , que nos proporcione curvas que estén más relacionadas con los procesos reales.



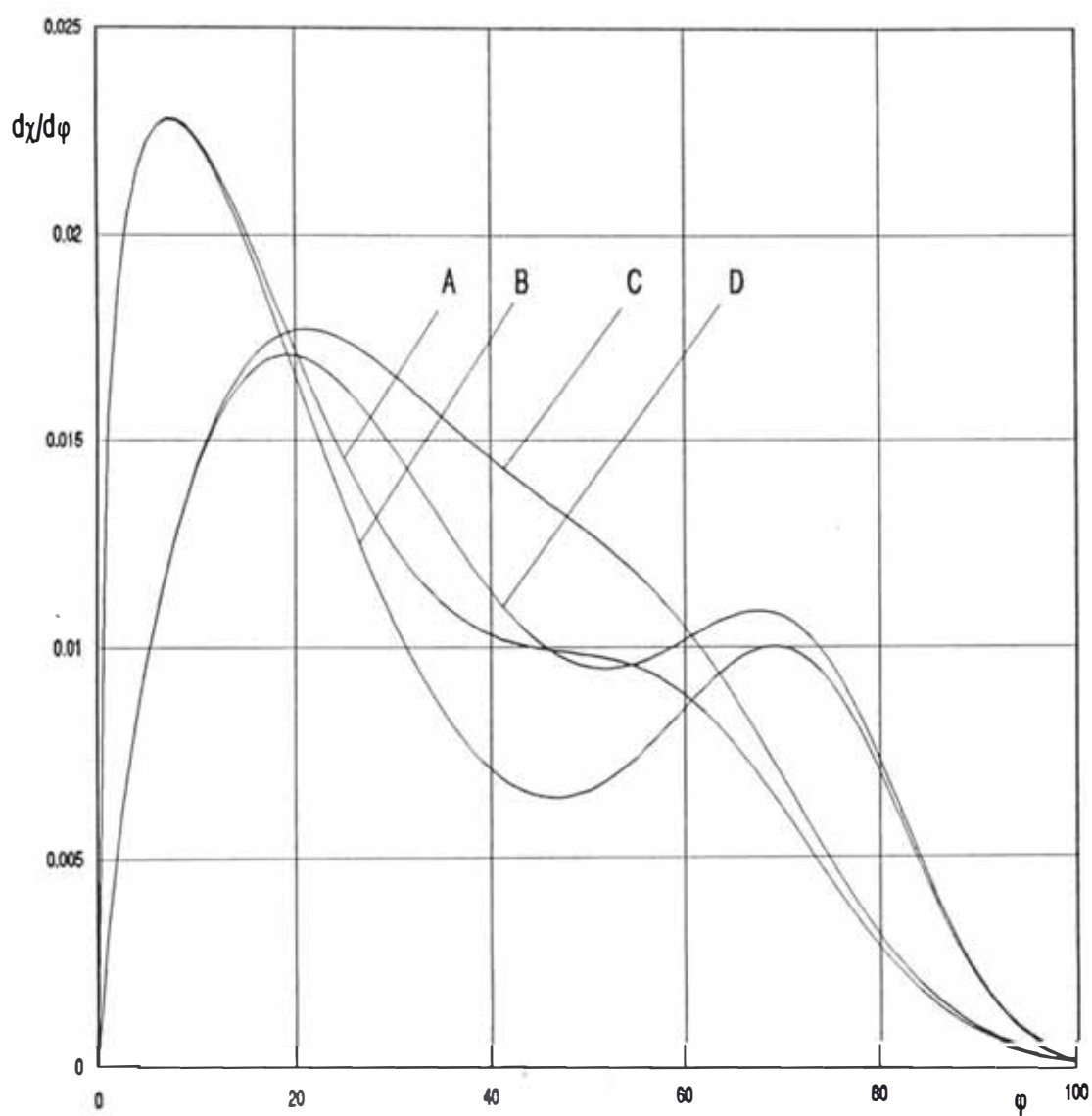


Fig. 11. Características del desprendimiento de calor  $d\chi/d\phi$ , según la ecuación de doble de Vibe, para  $\phi_p = \phi_d$ , tomando los siguientes valores:

- |    |              |            |
|----|--------------|------------|
| A. | $m_p = 0.3;$ | $m_d = 3$  |
| B. | $m_p = 0.3;$ | $m_d = 5$  |
| C. | $m_p = 0.7;$ | $m_d = 3$  |
| D. | $m_p = 0.7;$ | $m_d = 5.$ |

De las observaciones realizadas, podemos afirmar, que la combustión explosiva termina mucho antes que la difusiva, por otro lado al presentarse el segundo máximo, éste nos sugiere, que a partir de ese punto, la combustión es prácticamente difusiva por lo que podemos establecer convencionalmente que la combustión explosiva termina, prácticamente, en el ángulo donde se produce el segundo máximo.

De esta manera, si para una curva experimental definimos:

$w_1 = (d\chi/d\phi)_{\max.I}$ ; valor del primer máximo.

$w_2 = (d\chi/d\phi)_{\max.II}$ ; valor del segundo máximo.

$w_3 = (d\chi/d\phi)_{\min.}$ ; valor del mínimo.

$\phi_1 =$  ángulo donde se presenta  $w_1$ .

$\phi_2 =$  ángulo donde se presenta  $w_2$ .

$\phi_3 =$  ángulo donde se presenta  $w_3$ .

obtenemos tres ecuaciones; las otras dos, para completar el sistema, serán :  $q_p + q_d = 1$  y  $\phi_p = \phi_2$ , de esta manera, tendremos una solución única para todos los parámetros de la ecuación doble de Vibe.

El hecho de que no se tome los ángulos  $\phi_p = \phi_d$ ; ocasiona, que al final de la combustión, el valor de  $\chi$  sea diferente de 0.999 ( $\chi_z > 0.999$ ); si analizamos esto, obtendremos la siguiente conclusión:

$$\chi_z = 1 - Aq_p - 0.001q_d ,$$

donde:  $A < 0.001$ ; ya que  $\phi_p < \phi_d$

luego podemos hacer:  $A = 0.001 - a$ .

$$\chi_z = 1 - 0.001 q_p + a q_p - 0.001 q_d ,$$

$$\chi_z = 0.999 + a q_p ,$$

por otro lado se tiene:  $a < 0.001$ ; y además:  $q_p < 1$

por lo que,  $a \cdot q_p < 0.001$

Esto implica que:

$$0.999 < \chi_z < 1 ,$$

con lo que concluimos que por un lado no contradecimos la condición del cálculo térmico de que  $\chi_z < 1$ ; y por otro lado no nos alejamos demasiado de la premisa de Vibe que establece  $\chi_z = 0.999$ , (Fig. 12). Ya que nosotros conocemos experimentalmente, los valores máximos y mínimo, sus respectivas ubicaciones y el ángulo donde termina la combustión, podemos obtener los valores de los seis parámetros que caracterizan a esta ecuación doble de Vibe. Matemáticamente, es posible formular un sistema de cuatro ecuaciones simultáneas, y por otra parte se tiene que:  $q_p + q_d = 1$ ;  $\phi_p = \phi_2$ ; con todo esto, es de suponer, que es posible obtener los valores de los parámetros de esta ecuación en forma analítica; pero lamentablemente las ecuaciones que se formulan son muy complicadas y prácticamente imposibles de desarrollar. Estas dificultades se pueden superar, ya que de todos modos, es posible obtener los parámetros utilizando métodos iterativos o de tanteos. Los errores de precisión que se cometan no serán muy grandes, siendo los parámetros, así obtenidos, lo suficientemente exactos como para ser usados como características de los motores diesel.

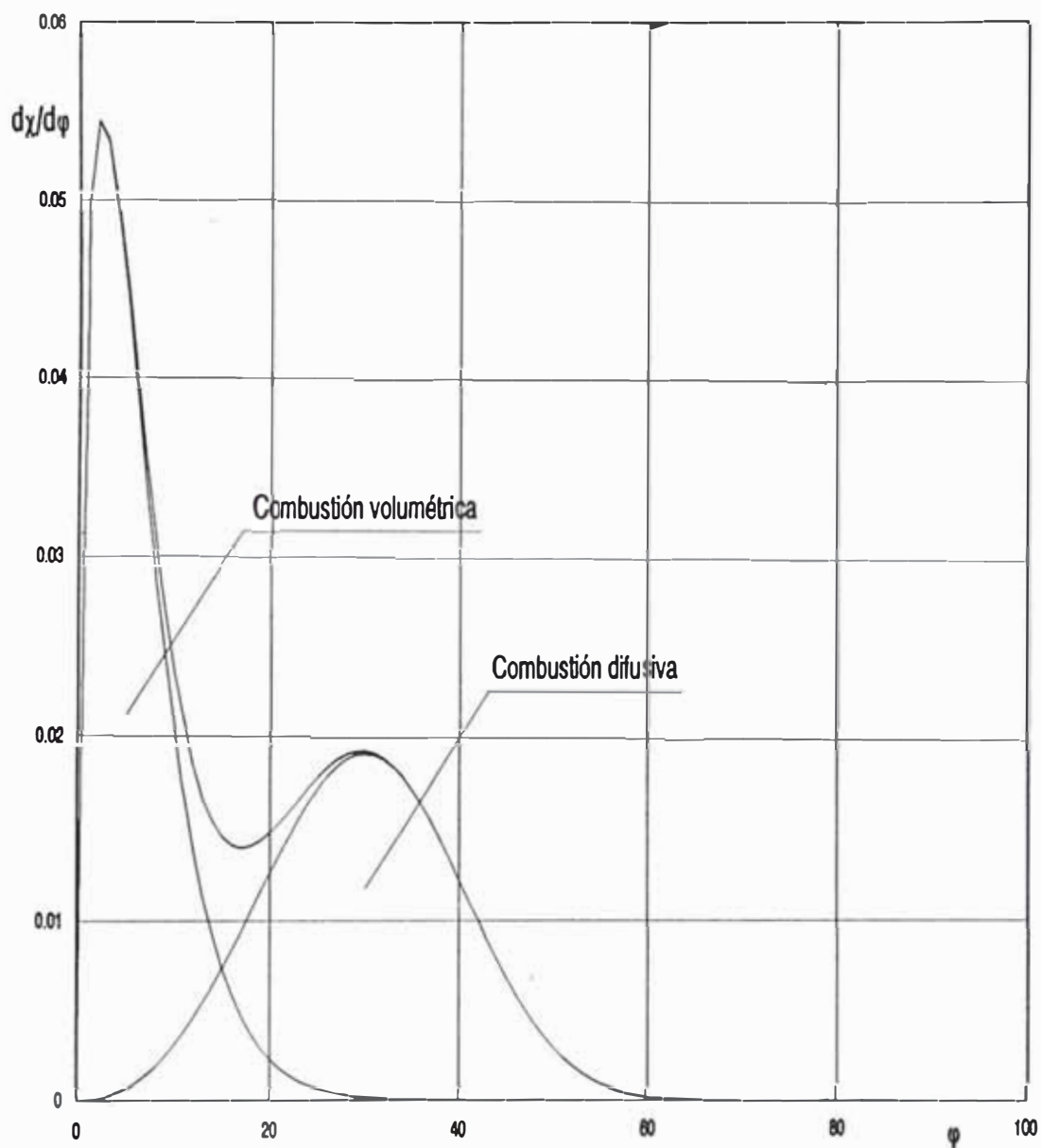


Fig. 12.- Características de desprendimiento de calor  $d\chi/d\phi$ , según la ecuación de doble de Vibe, para  $\phi_p = \phi_2$ , tomando los siguientes valores:

$$m_p = 0.7 \quad m_d = 1.4$$

$$q_p = 0.4 \quad q_d = 0.6$$

$$\phi_p = 30^\circ \quad \phi_d = 60^\circ$$

Para la aplicación de esta ecuación como modelo matemático (así como de cualquier otra ecuación), hay que tener presente ciertas características de las curvas experimentales de aprovechamiento de calor y velocidad de aprovechamiento de calor.

Normalmente, la curva de aprovechamiento de calor  $\xi_{(\phi)}$  presenta un máximo (Fig. 2); esto implica que, por un lado el desprendimiento de calor es muy pequeño y por lo tanto despreciable, y por otro lado, las pérdidas de calor por transferencia son lo suficientemente grandes como para disminuir el aprovechamiento de calor; por lo expuesto, podemos decir que la combustión prácticamente ha finalizado en el punto donde la curva de aprovechamiento de calor alcanza su máximo valor.

En el supuesto que no se produzca este máximo en la curva de aprovechamiento de calor (caso poco frecuente), ésta se prolongará hasta alcanzar el ángulo de apertura de la válvula de escape, en ese punto esta curva definitivamente empieza a disminuir; por lo que, para este caso diremos que la finalización de la combustión habrá terminado en el ángulo de apertura de la válvula de escape (AVE).

Como conclusión diremos que se considera que la combustión finaliza en el momento (expresado en ángulo de giro del cigüeña) donde la velocidad de desprendimiento de calor se hace cero:

$$\frac{d\xi}{d\phi} = 0 \Rightarrow \textit{Fin de la combustión.}$$

Por otro lado tenemos que:

$$\chi = \xi + \nu \quad \text{ó} \quad \frac{d\chi}{d\phi} = \frac{d\xi}{d\phi} + \frac{d\nu}{d\phi} ,$$

además al final de la combustión  $d\chi/d\phi$  es aproximadamente cero, por lo que:

$$\frac{d\nu}{d\phi} = - \frac{d\xi}{d\phi} ;$$

por lo tanto es posible calcular la constante 'B' de la ecuación de  $\nu$  y de  $d\nu/d\phi$ .

## 5.

# APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DEL DESPRENDIMIENTO DE CALOR EN EL MOTOR RICARDO

### 5. 1. Datos técnicos del motor.

Marca: RICARDO & CO., ENGINEERS (1927) LTD.

Modelo: E6/TS de compresión variable

Serie: N° 105/69

Número de cilindros: 1

Longitud de biela:  $L = 44.4 \text{ cm}$

Longitud de manivela:  $R = 11.1 \text{ cm}$

Diámetro del cilindro:  $D = 7.62 \text{ cm}$

Cilindrada:  $V_h = 0.507 \text{ lt}$

Excentricidad:  $K = 0$

Relación de compresión (variable):  $\epsilon = 22:1$  (máxima)

Ángulos (medidos desde el inicio de la admisión):

cierre de la válvula de escape:  $CVE = 8^\circ$  ( $8^\circ$  después del PMS)

cierre de la válvula de admisión:  $CVA = 216^\circ$  ( $36^\circ$  después del PMI)

apertura de la válvula de escape:  $AVE = 498^\circ$  ( $42^\circ$  antes del PMI)

apertura de la válvula de admisión:  $AVA = 711^\circ$  ( $9^\circ$  antes del PMS)

Inyección (grados antes del PMS):  $30^\circ - 45^\circ$  antes del PMS

( se recomienda  $38^\circ$  )

## 5. 2. Datos del combustible.

Combustible:	diesel-2
Fracción en masa de los componentes del combustible:	
- Carbono:	$C = 0.87$
- Hidrógeno:	$H = 0.126$
- Oxígeno:	$O_c = 0.004$
Poder calorífico bajo:	$H_u = 42.68 \text{ MJ/kg}$
Densidad:	$\rho_c = 862 \text{ kg/m}^3$

## 5. 3. Metodología de la obtención de los datos.

Para una determinada posición de la cremallera (se mantiene constante) y una determinada velocidad del motor, se tomaron los datos de la fuerza en el dinamómetro, la presión y temperatura del aire, la caída de presión en el medidor de flujo de aire y el tiempo que demora en consumirse determinado volumen de combustible; con estos datos se hicieron los cálculos preliminares; además se hizo la medición del humeado con el medidor BOSCH modelo EFAW 68A.

En cuanto a las mediciones de las presiones, en función del ángulo de giro del cigüeñal, se utilizó un osciloscopio debidamente calibrado y conectado al sensor de piezocuarzo instalado en la cámara de combustión; la imagen mostrada en el osciloscopio fue captada a través de una fotografía, cuya película una vez revelada fue proyectada para obtener, de esa forma, los puntos correspondientes de la presión en función del ángulo de giro.



Es necesario indicar que la curva,  $p - \phi$ , así obtenida, ha sido ajustada (o 'suavizada'), ya que presenta muchas irregularidades, sobre todo en la zona de combustión, este ajuste se hizo uniendo los puntos máximos y los puntos mínimos y luego se tomó como la presión a los  $2/3$  de la diferencia entre el máximo y el mínimo para un determinado ángulo (Fig. 13).

También, hay que tomar en cuenta, que la forma de tomar los datos, a través de una película proyectada, genera una distorsión en la presión y en el ángulo, y esta distorsión aumenta conforme nos alejamos del centro de proyección.

Para contrarrestar esta distorsión se ha visto por conveniente corregir la curva de  $p - \phi$  tomando una curva politrópica para la zona en la que la combustión, teóricamente, ya ha terminado hasta el ángulo de AVE. El error que se comete es mínimo, ya que para ángulos cercanos al ángulo de AVE, el exponente politrópico es prácticamente constante. Sin embargo, queda abierta la posibilidad de usar un exponente politrópico variable o tomar varios exponentes politrópicos por tramos, cuidando que el empalme de los tramos sea lo más suave posible, ya que estas irregularidades se reflejan en la curva de aprovechamiento de calor. La forma de corregir estas irregularidades es a través de la curva de temperatura.

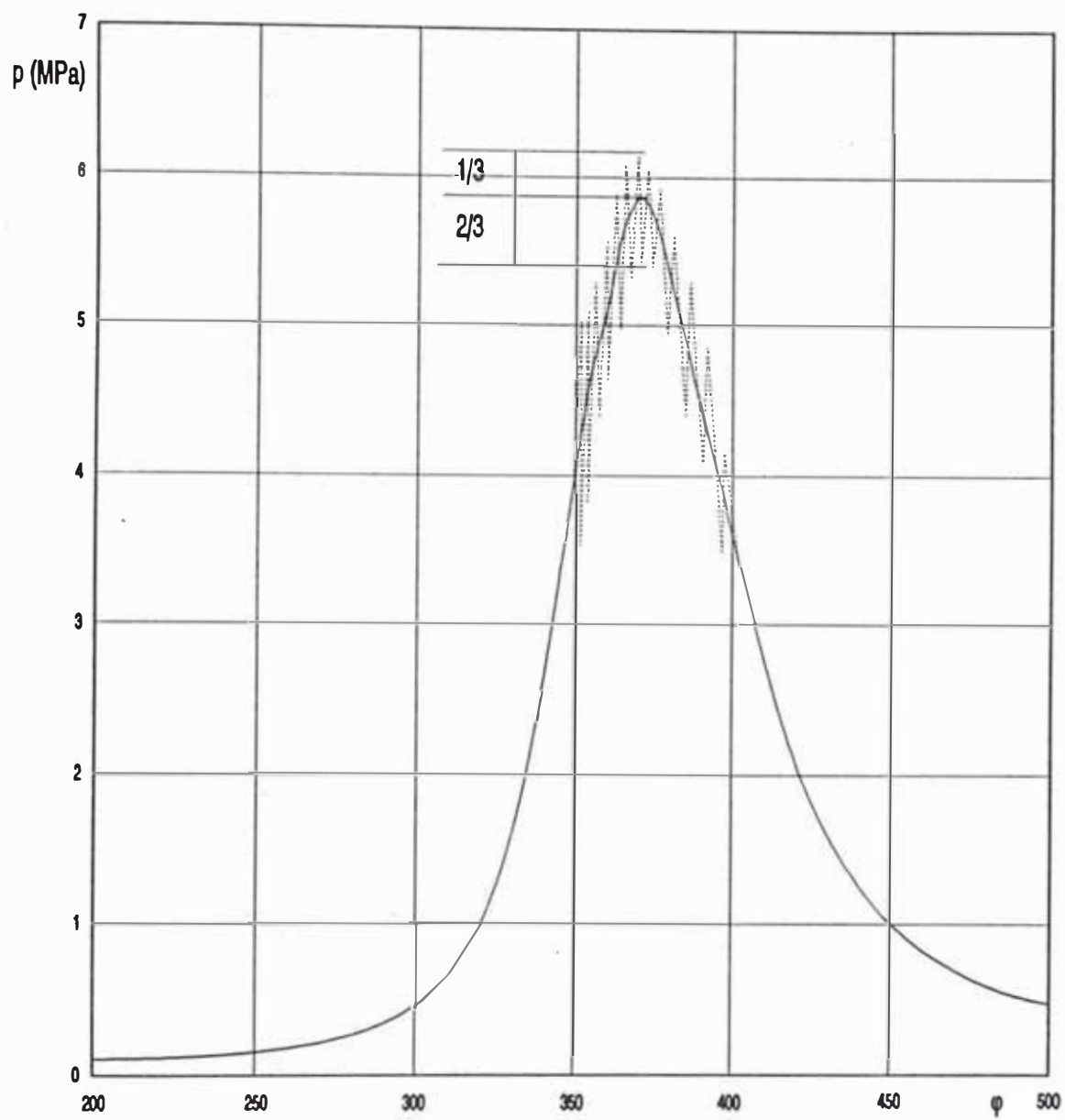


Fig. 13.- Ilustración de la forma de ajuste de la presión.

## 5. 4. Primer Experimento.

### 5. 4. 1. Condiciones y cálculos preliminares de la prueba.

Condiciones ambientales:  $p_o = 751 \text{ mmHg}$   
 $T_o = 299 \text{ K (26}^\circ\text{C)}$

Condiciones de la combustión y datos asumidos:

Velocidad:  $n = 2500 \text{ RPM}$   
 Relación de compresión:  $\epsilon = 16:1$   
 Angulo de adelanto de la inyección:  $\theta = 42.5^\circ$  antes del PMS  
 Coeficiente de gases residuales:  $\gamma_r = 0.05$  (dato asumido)  
 Temperatura media de las paredes:  $T_m = 453 \text{ K}$

Cálculos y resultados preliminares:

Coeficiente de exceso de aire:  $\alpha = 1.14$   
 Consumo cíclico de combustible:  $g_{cc} = 27 \text{ mg/ciclo}$   
 Ángulo de inicio de la combustión:  $\phi_i = 357^\circ$  ( $3^\circ$  antes del PMS)  
 Potencia efectiva:  $N_e = 6.4 \text{ kW}$   
 Momento efectivo:  $M_e = 24.43 \text{ N.m}$   
 Presión media efectiva:  $P_e = 0.61 \text{ MPa}$   
 Eficiencia efectiva:  $\eta_e = 24.10\%$   
 Humeado de los gases de escape:  $U. \text{ Bosch} = 4.9$   
 $\lambda = R/L = 0.25$   
 $L_o = 0.494445 \text{ Kmol/Kg comb.}$   
 $M_r = 0.028183 \text{ Kmol/Kg comb.}$   
 $M_g = 0.595292 \text{ Kmol/Kg comb.}$

## 5. 4. 2. Datos experimentales y calculados.

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$dv/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$	
180	0.0900	0.541	370.91	0.0022	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	< - PMI
190	0.0907	0.538	371.67	0.0000	0.0002	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
200	0.0927	0.529	373.97	0.0000	0.0001	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
210	0.0963	0.515	377.92	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
220	0.0994	0.495	374.55	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	< 116° CVA
230	0.1095	0.469	391.54	0.0046	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
240	0.1204	0.438	401.82	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
250	0.1353	0.402	415.01	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
260	0.1563	0.363	431.79	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
270	0.1861	0.319	453.03	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
275	0.2056	0.297	465.68	0.0000	0.0000	0.0015	0.0000	0.0000	0.0000	
280	0.2294	0.274	479.94	0.0000	0.0000	0.0033	0.0000	0.0000	0.0000	
285	0.2586	0.252	496.01	0.0000	0.0000	0.0053	0.0000	0.0000	0.0000	
290	0.2947	0.229	514.17	0.0000	0.0000	0.0075	0.0000	0.0000	0.0000	
295	0.3397	0.207	534.72	0.0000	0.0000	0.0101	0.0000	0.0000	0.0000	
300	0.3967	0.185	558.03	0.0000	0.0000	0.0132	0.0000	0.0000	0.0000	
305	0.4694	0.163	584.52	0.0000	0.0000	0.0167	0.0000	0.0000	0.0000	
310	0.5636	0.143	614.69	0.0000	0.0000	0.0209	0.0000	0.0000	0.0000	
315	0.6868	0.124	649.08	0.0000	0.0000	0.0260	0.0000	0.0000	0.0000	
320	0.8498	0.106	688.28	0.0000	0.0000	0.0322	0.0000	0.0000	0.0000	
322	0.9292	0.100	705.42	0.0026	0.0000	0.0350	0.0006	0.0000	0.0000	
324	1.0184	0.093	723.45	0.0037	0.0000	0.0381	0.0019	0.0000	0.0000	
326	1.1185	0.087	742.38	0.0048	0.0000	0.0415	0.0032	0.0000	0.0000	
328	1.2309	0.081	762.21	0.0061	0.0000	0.0451	0.0048	0.0000	0.0000	
330	1.3569	0.076	782.95	0.0074	0.0000	0.0491	0.0064	0.0000	0.0000	
332	1.4979	0.070	804.56	0.0088	0.0000	0.0535	0.0082	0.0000	0.0000	
334	1.6552	0.066	826.98	0.0103	0.0000	0.0582	0.0101	0.0000	0.0000	
336	1.8296	0.061	850.11	0.0117	0.0000	0.0634	0.0123	0.0000	0.0000	
338	2.0217	0.057	873.81	0.0130	0.0000	0.0689	0.0146	0.0000	0.0000	
340	2.2314	0.053	897.88	0.0139	0.0000	0.0748	0.0171	0.0000	0.0000	
341	2.3425	0.051	909.97	0.0152	0.0000	0.0779	0.0184	0.0000	0.0000	
342	2.4573	0.049	922.04	0.0157	0.0000	0.0810	0.0198	0.0000	0.0000	
343	2.5756	0.048	934.05	0.0161	0.0000	0.0843	0.0212	0.0000	0.0000	
344	2.6967	0.046	945.95	0.0164	0.0000	0.0875	0.0227	0.0000	0.0000	
345	2.8200	0.045	957.67	0.0166	0.0000	0.0909	0.0243	0.0000	0.0000	
346	2.9448	0.043	969.15	0.0167	0.0000	0.0942	0.0259	0.0000	0.0000	
347	3.0701	0.042	980.34	0.0166	0.0000	0.0975	0.0276	0.0000	0.0000	
348	3.1948	0.041	991.14	0.0164	0.0000	0.1008	0.0293	0.0000	0.0000	
349	3.3177	0.040	1001.50	0.0000	0.0000	0.1040	0.0311	0.0000	0.0000	
350	3.4100	0.039	1003.26	0.0000	0.0000	0.1047	0.0329	0.0000	0.0000	
351	3.5100	0.038	1008.33	0.0000	0.0000	0.1064	0.0348	0.0000	0.0000	
352	3.5950	0.037	1010.40	0.0000	0.0000	0.1072	0.0366	0.0000	0.0000	
353	3.6800	0.036	1014.08	0.0000	0.0000	0.1085	0.0385	0.0000	0.0000	
354	3.7600	0.036	1018.21	0.0000	0.0000	0.1100	0.0404	0.0000	0.0000	
355	3.8400	0.035	1024.37	0.0205	0.0000	0.1120	0.0424	0.0000	0.0000	
356	3.9100	0.035	1030.12	0.0573	0.0000	0.1139	0.0443	0.0000	0.0000	
357	3.9800	0.034	1038.33	0.1882	0.0000	0.1166	0.0463	0.0000	0.0000	< - $\phi_i$
358	4.0700	0.034	1045.81	0.4234	0.0006	0.1195	0.0484	0.5429	0.0490	
359	4.2000	0.034	1066.41	0.7784	0.0111	0.1266	0.0505	0.9051	0.0616	
360	4.4000	0.034	1107.55	1.1757	0.0281	0.1409	0.0529	1.3165	0.0810	< - PMS
361	4.6500	0.034	1164.15	1.6787	0.0531	0.1614	0.0555	1.8401	0.1086	

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$d\nu/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$
362	5.0000	0.034	1249.00	2.4900	0.0894	0.1944	0.0586	2.6843	0.1481
363	5.5000	0.034	1375.20	3.0929	0.1382	0.2485	0.0625	3.3414	0.2006
364	6.0000	0.035	1506.24	3.4817	0.1955	0.3114	0.0674	3.7931	0.2629
365	6.5500	0.035	1655.82	3.0224	0.2523	0.3915	0.0735	3.4139	0.3258
366	6.8000	0.036	1735.97	1.7904	0.2943	0.4383	0.0808	2.2286	0.3750
367	6.8500	0.036	1770.75	1.0629	0.3192	0.4595	0.0886	1.5225	0.4078
368	6.8000	0.037	1784.51	0.7358	0.3349	0.4682	0.0967	1.2039	0.4316
369	6.7000	0.038	1789.22	0.5926	0.3465	0.4712	0.1049	1.0638	0.4514
370	6.5700	0.039	1789.35	0.4872	0.3559	0.4714	0.1131	0.9586	0.4690
371	6.4100	0.040	1784.08	0.3904	0.3636	0.4681	0.1213	0.8585	0.4849
372	6.2300	0.041	1775.35	0.3385	0.3699	0.4628	0.1294	0.8012	0.4993
373	6.0400	0.042	1765.25	0.3570	0.3760	0.4566	0.1375	0.8136	0.5134
374	5.8550	0.043	1757.65	0.3231	0.3819	0.4520	0.1454	0.7752	0.5273
375	5.6500	0.045	1744.53	0.2779	0.3872	0.4442	0.1532	0.7221	0.5404
376	5.4510	0.046	1733.21	0.2452	0.3917	0.4375	0.1609	0.6827	0.5526
377	5.2400	0.048	1717.53	0.2206	0.3958	0.4284	0.1685	0.6490	0.5642
378	5.0400	0.049	1704.49	0.1898	0.3994	0.4210	0.1759	0.6108	0.5752
379	4.8300	0.051	1686.70	0.1907	0.4027	0.4110	0.1831	0.6017	0.5858
380	4.6400	0.053	1674.22	0.1816	0.4059	0.4043	0.1902	0.5859	0.5962
381	4.4400	0.055	1656.20	0.1212	0.4086	0.3945	0.1972	0.5157	0.6058
382	4.2500	0.057	1639.59	0.0522	0.4101	0.3858	0.2040	0.4380	0.6141
383	4.0510	0.059	1616.85	0.0699	0.4112	0.3738	0.2107	0.4437	0.6218
384	3.8800	0.061	1602.51	0.0655	0.4123	0.3667	0.2171	0.4322	0.6295
385	3.6750	0.063	1570.93	0.0655	0.4135	0.3504	0.2234	0.4159	0.6369
386	3.5290	0.066	1561.42	0.0654	0.4146	0.3462	0.2295	0.4116	0.6441
387	3.3400	0.068	1529.65	0.0653	0.4158	0.3304	0.2354	0.3957	0.6511
388	3.1890	0.070	1511.67	0.0652	0.4169	0.3221	0.2411	0.3873	0.6580
389	3.0197	0.073	1481.45	0.0652	0.4180	0.3077	0.2465	0.3729	0.6646
390	2.8878	0.076	1466.05	0.0687	0.4192	0.3011	0.2519	0.3698	0.6711
391	2.7626	0.078	1451.05	0.0675	0.4204	0.2948	0.2571	0.3623	0.6775
392	2.6437	0.081	1436.40	0.0659	0.4216	0.2887	0.2622	0.3546	0.6837
393	2.5310	0.084	1422.10	0.0643	0.4227	0.2829	0.2671	0.3473	0.6898
394	2.4241	0.087	1408.16	0.0628	0.4238	0.2774	0.2720	0.3402	0.6958
395	2.3227	0.090	1394.56	0.0614	0.4249	0.2721	0.2768	0.3335	0.7017
396	2.2266	0.093	1381.30	0.0600	0.4260	0.2671	0.2815	0.3271	0.7075
397	2.1356	0.096	1368.37	0.0586	0.4270	0.2623	0.2862	0.3209	0.7131
398	2.0493	0.100	1355.77	0.0573	0.4280	0.2577	0.2907	0.3149	0.7187
399	1.9675	0.103	1343.49	0.0560	0.4290	0.2533	0.2951	0.3092	0.7241
400	1.8900	0.106	1331.52	0.0547	0.4300	0.2490	0.2995	0.3038	0.7295
401	1.8165	0.110	1319.86	0.0535	0.4309	0.2450	0.3038	0.2985	0.7347
402	1.7468	0.113	1308.50	0.0523	0.4318	0.2411	0.3081	0.2935	0.7399
403	1.6807	0.117	1297.43	0.0512	0.4327	0.2374	0.3123	0.2886	0.7450
404	1.6180	0.120	1286.65	0.0501	0.4336	0.2339	0.3164	0.2840	0.7500
405	1.5584	0.124	1276.14	0.0490	0.4345	0.2305	0.3204	0.2795	0.7549
406	1.5020	0.128	1265.90	0.0480	0.4353	0.2272	0.3244	0.2752	0.7597
407	1.4483	0.132	1255.92	0.0470	0.4362	0.2241	0.3284	0.2711	0.7645
408	1.3974	0.135	1246.20	0.0460	0.4370	0.2211	0.3322	0.2671	0.7692
409	1.3489	0.139	1236.73	0.0451	0.4378	0.2182	0.3361	0.2633	0.7738
410	1.3029	0.143	1227.49	0.0441	0.4385	0.2154	0.3399	0.2596	0.7784
411	1.2591	0.147	1218.49	0.0432	0.4393	0.2128	0.3436	0.2560	0.7829
412	1.2175	0.151	1209.72	0.0424	0.4400	0.2102	0.3473	0.2526	0.7873
413	1.1778	0.155	1201.16	0.0415	0.4408	0.2077	0.3509	0.2493	0.7917
414	1.1401	0.159	1192.82	0.0407	0.4415	0.2054	0.3545	0.2461	0.7960
415	1.1041	0.163	1184.69	0.0399	0.4422	0.2031	0.3581	0.2430	0.8003

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$d\nu/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$
416	1.0699	0.168	1176.76	0.0391	0.4429	0.2009	0.3616	0.2400	0.8045
417	1.0372	0.172	1169.03	0.0383	0.4436	0.1987	0.3651	0.2371	0.8087
418	1.0060	0.176	1161.49	0.0360	0.4442	0.1967	0.3686	0.2327	0.8128
419	0.9763	0.180	1154.13	0.0300	0.4448	0.1947	0.3720	0.2247	0.8168
420	0.9479	0.185	1146.95	0.0200	0.4452	0.1928	0.3754	0.2128	0.8206
421	0.9142	0.189	1131.77	0.0100	0.4455	0.1873	0.3787	0.1973	0.8242
422	0.8868	0.193	1122.93	0.0050	0.4456	0.1846	0.3819	0.1896	0.8276
423	0.8607	0.198	1114.32	0.0030	0.4457	0.1821	0.3851	0.1851	0.8308
424	0.8358	0.202	1105.93	0.0020	0.4457	0.1796	0.3883	0.1816	0.8340
425	0.8120	0.207	1097.75	0.0010	0.4458	0.1772	0.3914	0.1782	0.8372
426	0.7893	0.211	1089.77	0.0000	0.4458	0.1748	0.3945	0.1748	0.8402
427	0.7676	0.215	1081.99	-0.0070	0.4457	0.1726	0.3975	0.1656	0.8432
428	0.7468	0.220	1074.41	0.0000	0.4455	0.1704	0.4005	0.1569	0.8460
429	0.7270	0.224	1067.02	0.0000	0.4453	0.1682	0.4035	0.1553	0.8487
430	0.7080	0.229	1059.81	0.0000	0.4451	0.1662	0.4064	0.1559	0.8515
432	0.6723	0.238	1045.91	0.0000	0.4447	0.1622	0.4121	0.1507	0.8568
434	0.6396	0.247	1032.69	0.0000	0.4443	0.1585	0.4177	0.1479	0.8620
436	0.6095	0.256	1020.10	0.0000	0.4440	0.1550	0.4232	0.1452	0.8671
438	0.5818	0.265	1008.11	0.0000	0.4436	0.1517	0.4285	0.1426	0.8722
440	0.5563	0.274	996.68	0.0000	0.4433	0.1486	0.4338	0.1402	0.8771
442	0.5327	0.284	985.79	0.0000	0.4430	0.1457	0.4389	0.1379	0.8820
444	0.5109	0.293	975.41	0.0000	0.4428	0.1429	0.4439	0.1357	0.8867
446	0.4907	0.302	965.51	0.0000	0.4425	0.1402	0.4489	0.1336	0.8914
448	0.4719	0.311	956.06	0.0000	0.4423	0.1377	0.4537	0.1317	0.8961
450	0.4546	0.319	947.05	0.0000	0.4422	0.1354	0.4585	0.1321	0.9007
455	0.4163	0.341	926.30	0.0000	0.4418	0.1299	0.4701	0.1252	0.9119
460	0.3842	0.363	907.84	0.0000	0.4414	0.1251	0.4812	0.1213	0.9226
465	0.3573	0.383	891.41	0.0000	0.4411	0.1209	0.4919	0.1178	0.9331
470	0.3345	0.402	876.81	0.0000	0.4409	0.1172	0.5023	0.1146	0.9432
475	0.3151	0.421	863.84	0.0000	0.4407	0.1138	0.5124	0.1118	0.9531
480	0.2987	0.438	852.35	0.0000	0.4405	0.1109	0.5222	0.1093	0.9627
485	0.2847	0.454	842.20	0.0000	0.4404	0.1083	0.5318	0.1070	0.9722
490	0.2728	0.469	833.27	0.0000	0.4403	0.1061	0.5411	0.1050	0.9814
495	0.2627	0.483	825.46	0.0000	0.4402	0.1041	0.5503	0.1030	0.9905
500	0.2574	0.495	829.14	-0.0011	0.4401	0.1067	0.5595	0.1056	0.9996 < 498° AVE
510	0.2200	0.515	737.48	0.0000	0.4206	0.0729	0.5752	0.0000	0.9958
520	0.1800	0.529	620.29	0.0000	0.3784	0.0365	0.5847	0.0000	0.9631
530	0.1400	0.538	490.35	0.0000	0.3323	0.0065	0.5885	0.0000	0.9207
540	0.1000	0.541	352.13	0.0000	0.2853	0.0000	0.5879	0.0000	0.8732 <- PMI

### 5. 4. 3. Gráficos obtenidos.

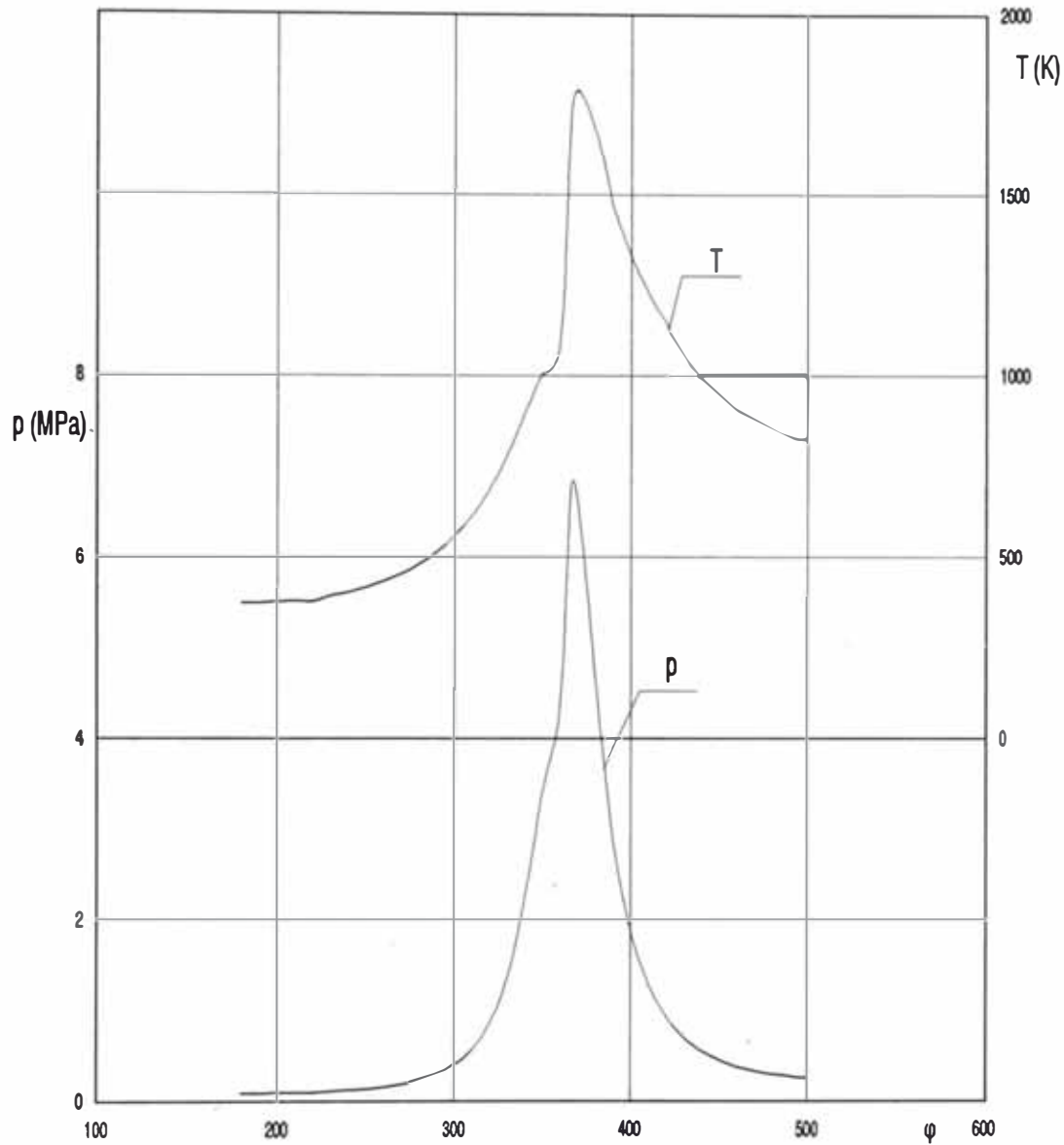


Fig. 14. Presión y temperatura de los gases en función del ángulo de giro del cigüeñal.

$$N_e = 6.4 \text{ kW} \quad n = 2500 \text{ RPM}$$

$$M_e = 24.43 \text{ N.m} \quad \eta_e = 24.10\%$$

$$P_e = 0.61 \text{ MPa} \quad U. \text{ Bosch} = 4.9$$

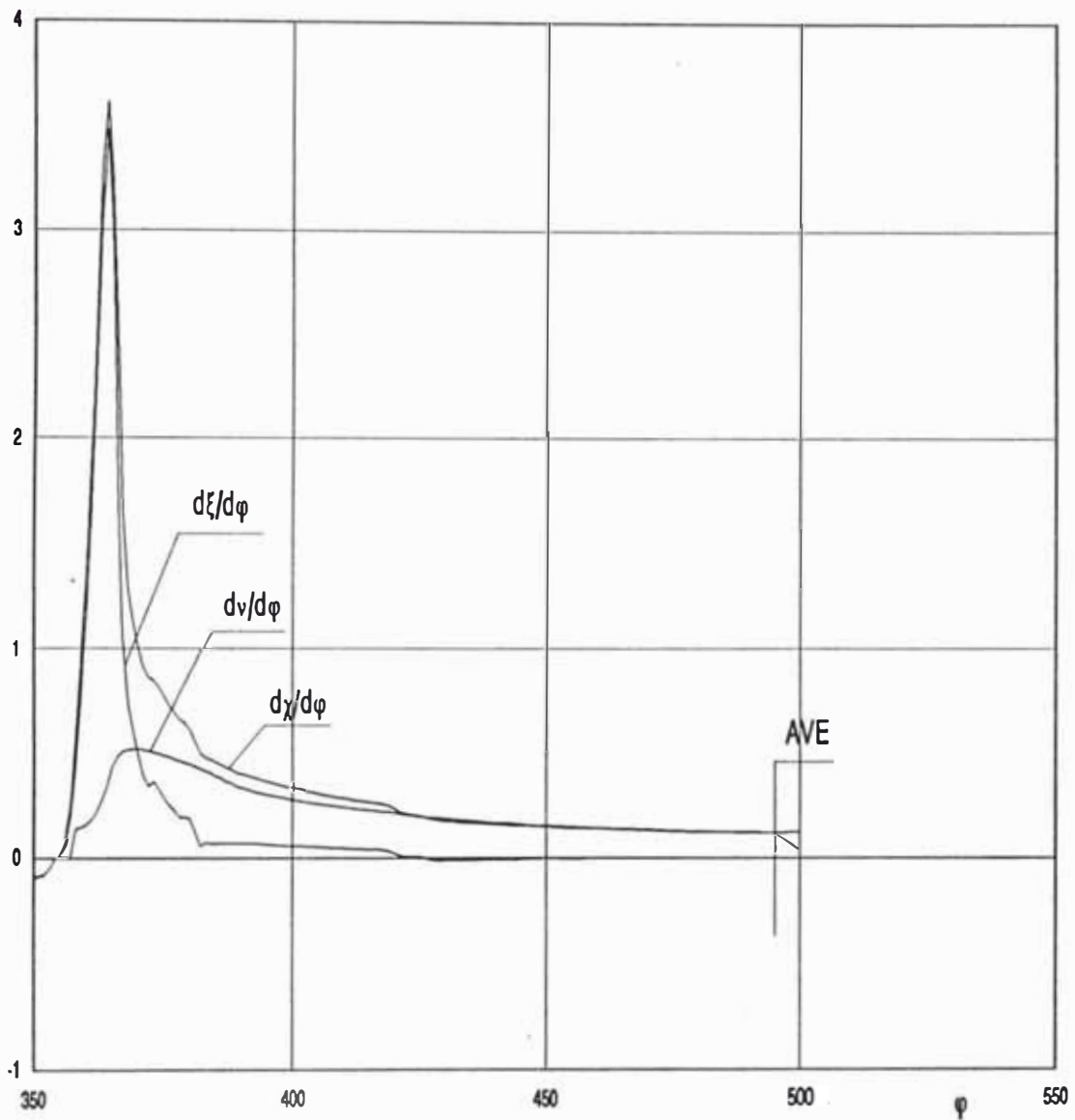


Fig. 15. Velocidades de desprendimiento, aprovechamiento y pérdidas de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.



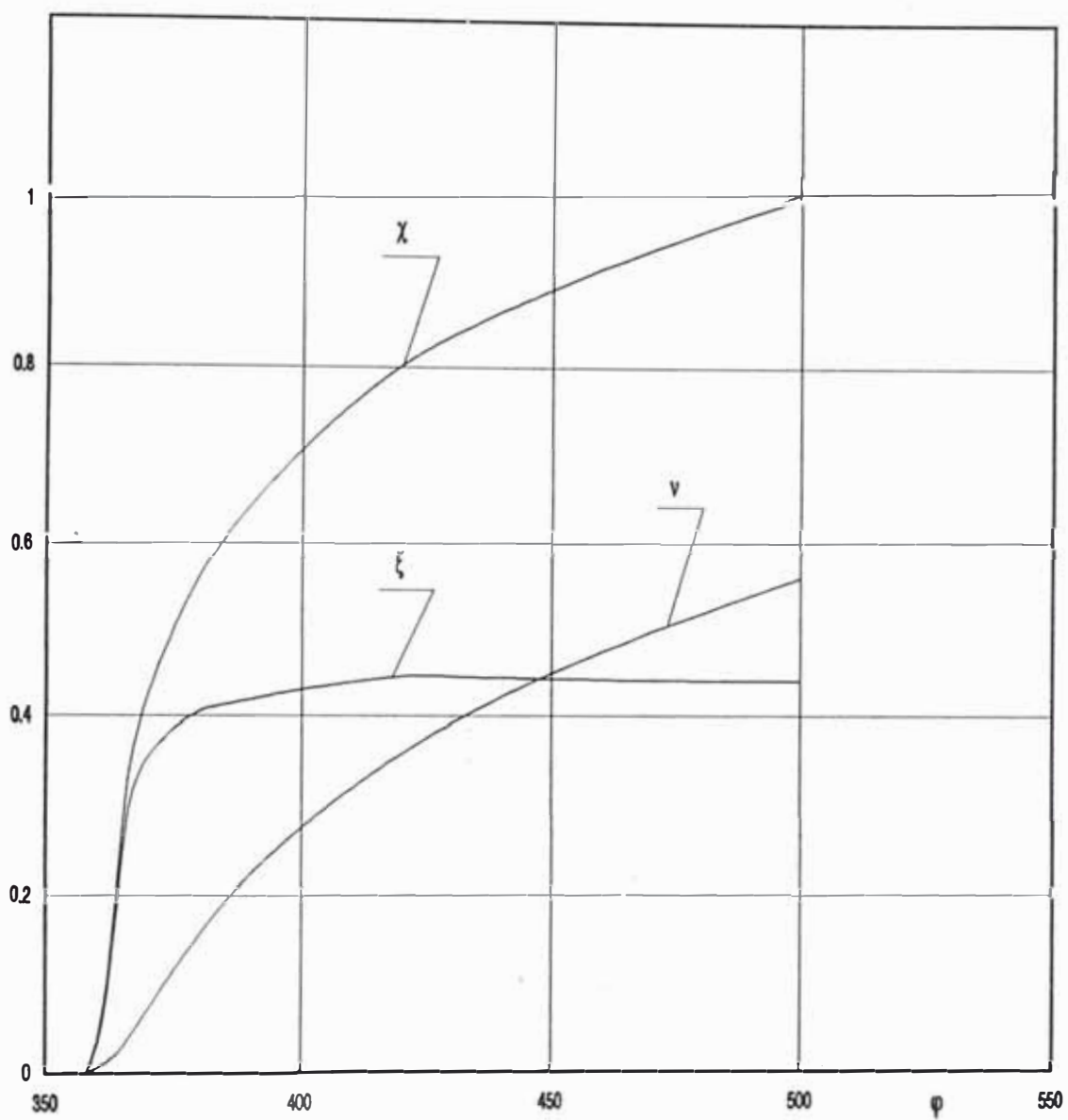


Fig. 16. Desprendimiento, aprovechamiento y pérdidas de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.

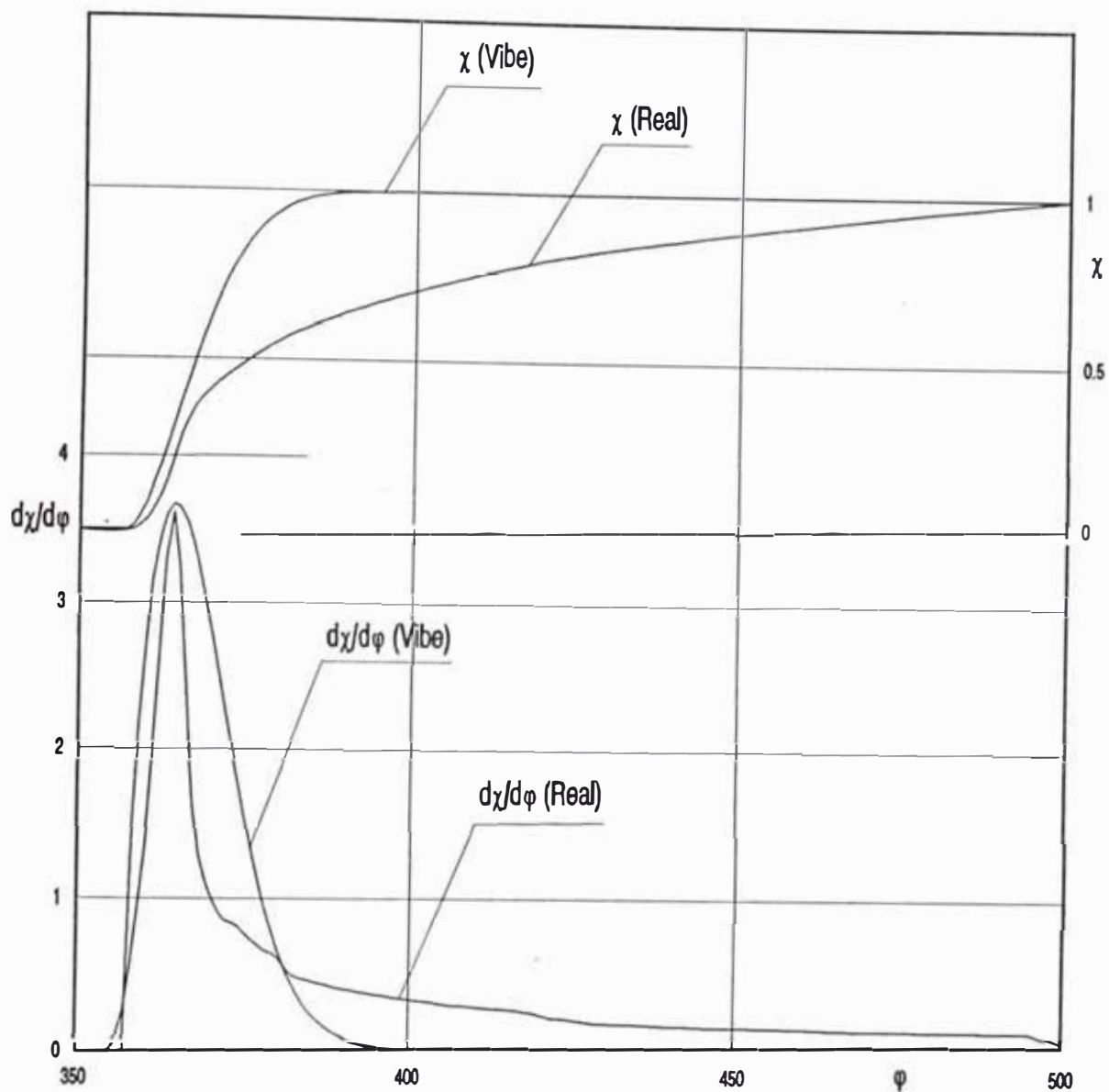


Fig. 17. Modelación matemática del desprendimiento y la velocidad de desprendimiento de calor con la función de Vibe para los siguientes parámetros:

$$m = 0.7$$

$$\phi = 395^\circ$$

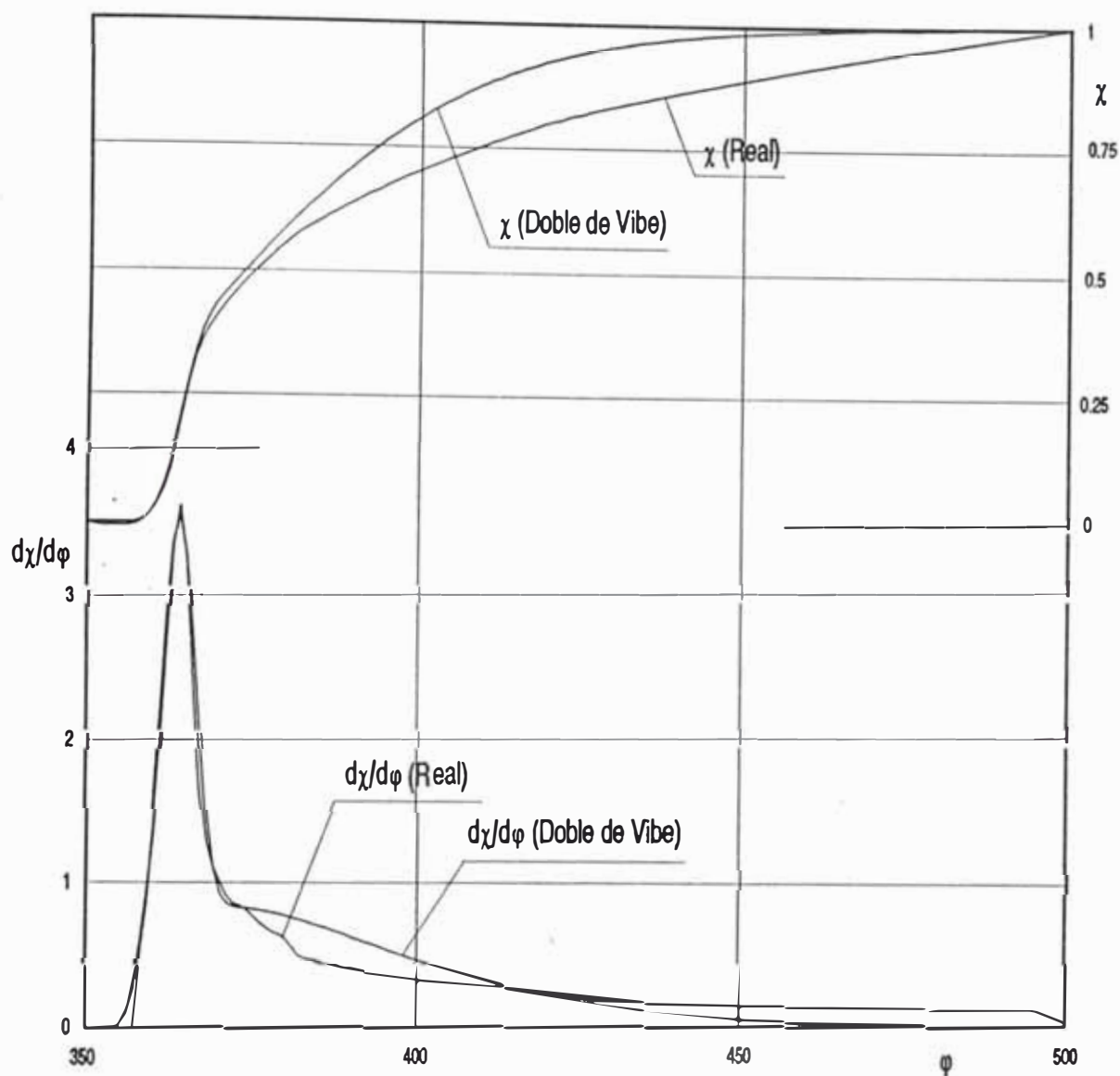


Fig. 18. Modelación matemática del desprendimiento y la velocidad de desprendimiento de calor con la función doble de Vibe para los siguientes parámetros:

$$m_p = 2.2$$

$$m_d = 0.4$$

$$q_p = 0.3$$

$$q_d = 0.7$$

$$\phi_p = 371^\circ$$

$$\phi_d = 498^\circ$$

## 5. 5. Segundo Experimento.

### 5. 5. 1. Condiciones y cálculos preliminares de la prueba.

Condiciones ambientales:  $p_o = 751 \text{ mmHg}$   
 $T_o = 297 \text{ K (24}^\circ\text{C)}$

Condiciones de la combustión y datos asumidos:

Velocidad:  $n = 1500 \text{ RPM}$   
 Relación de compresión:  $\epsilon = 16:1$   
 Ángulo de adelanto de la inyección:  $\theta = 37.5^\circ$  antes del PMS  
 Coeficiente de gases residuales:  $\gamma_r = 0.05$  (dato asumido)  
 Temperatura media de las paredes:  $T_m = 443 \text{ K}$

Cálculos y resultados preliminares:

Coeficiente de exceso de aire:  $\alpha = 1.18$   
 Consumo cíclico de combustible:  $g_{cc} = 0.40 \text{ mg/ciclo}$   
 Ángulo de inicio de la combustión:  $\phi_i = 359^\circ$  ( $3^\circ$  antes del PMS)  
 Potencia efectiva:  $N_e = 3.84 \text{ kW}$   
 Momento efectivo:  $M_e = 24.43 \text{ N.m}$   
 Presión media efectiva:  $P_e = 0.61 \text{ MPa}$   
 Eficiencia efectiva:  $\eta_e = 25.06\%$   
 Humeado de los gases de escape:  $U. \text{ Bosch} = 7.4$   
 $\lambda = R/L = 0.25$   
 $L_o = 0.494445 \text{ Kmol/Kg comb.}$   
 $M_r = 0.027689 \text{ Kmol/Kg comb.}$   
 $M_g = 0.585403 \text{ Kmol/Kg comb.}$

## 5. 5. 2. Datos experimentales y calculados.

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$d\nu/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$	
180	0.090	0.541	238.89	0.0182	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	< - PMI
190	0.101	0.538	266.01	0.0163	0.0030	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
200	0.103	0.529	267.74	0.0000	0.0044	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
210	0.107	0.515	270.72	0.0000	0.0038	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
220	0.111	0.495	268.42	0.0000	0.0031	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	< 116° CVA
230	0.122	0.469	281.00	0.0019	0.0031	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
240	0.134	0.438	288.77	0.0000	0.0030	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
250	0.151	0.402	298.76	0.0000	0.0025	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
260	0.175	0.363	311.48	0.0000	0.0018	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
270	0.209	0.319	327.63	0.0000	0.0009	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
275	0.231	0.297	337.27	0.0000	0.0003	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
280	0.258	0.274	348.15	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
285	0.292	0.252	360.43	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
290	0.333	0.229	374.33	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
295	0.385	0.207	390.10	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
300	0.450	0.185	408.02	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
305	0.534	0.163	428.44	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	
310	0.643	0.143	451.74	0.0000	0.0000	0.0004	0.0000	0.0000	0.0000	
315	0.786	0.124	478.39	0.0000	0.0000	0.0017	0.0000	0.0000	0.0000	
320	0.975	0.106	508.84	0.0000	0.0000	0.0032	0.0000	0.0000	0.0000	
322	1.068	0.100	522.19	0.0000	0.0000	0.0040	0.0000	0.0000	0.0000	
324	1.172	0.093	536.25	0.0000	0.0000	0.0047	0.0000	0.0000	0.0000	
326	1.289	0.087	551.03	0.0007	0.0000	0.0056	0.0000	0.0000	0.0000	
328	1.421	0.081	566.54	0.0018	0.0000	0.0065	0.0000	0.0000	0.0000	
330	1.568	0.076	582.77	0.0029	0.0000	0.0075	0.0000	0.0000	0.0000	
332	1.734	0.070	599.72	0.0041	0.0000	0.0086	0.0000	0.0000	0.0000	
334	1.918	0.066	617.32	0.0054	0.0000	0.0099	0.0000	0.0000	0.0000	
336	2.124	0.061	635.51	0.0067	0.0000	0.0112	0.0000	0.0000	0.0000	
338	2.350	0.057	654.17	0.0080	0.0000	0.0126	0.0000	0.0000	0.0000	
340	2.597	0.053	673.16	0.0087	0.0000	0.0141	0.0000	0.0000	0.0000	
341	2.729	0.051	682.70	0.0100	0.0000	0.0149	0.0000	0.0000	0.0000	
342	2.864	0.049	692.24	0.0106	0.0000	0.0157	0.0000	0.0000	0.0000	
343	3.004	0.048	701.73	0.0110	0.0000	0.0166	0.0000	0.0000	0.0000	
344	3.148	0.046	711.14	0.0114	0.0000	0.0174	0.0000	0.0000	0.0000	
345	3.294	0.045	720.42	0.0117	0.0000	0.0183	0.0000	0.0000	0.0000	
346	3.442	0.043	729.52	0.0119	0.0000	0.0191	0.0000	0.0000	0.0000	
347	3.590	0.042	738.38	0.0120	0.0000	0.0200	0.0000	0.0000	0.0000	
348	3.738	0.041	746.95	0.0119	0.0000	0.0209	0.0000	0.0000	0.0000	
349	3.884	0.040	755.17	0.0117	0.0000	0.0217	0.0000	0.0000	0.0000	
350	4.026	0.039	762.97	0.0113	0.0000	0.0225	0.0000	0.0000	0.0000	
351	4.163	0.038	770.29	0.0108	0.0000	0.0233	0.0000	0.0000	0.0000	
352	4.293	0.037	777.06	0.0102	0.0000	0.0241	0.0000	0.0000	0.0000	
353	4.413	0.036	783.22	0.0551	0.0003	0.0247	0.0000	0.0000	0.0000	
354	4.550	0.036	793.58	0.0916	0.0016	0.0259	0.0000	0.0000	0.0000	
355	4.670	0.035	802.37	0.0574	0.0029	0.0269	0.0000	0.0000	0.0000	
356	4.760	0.035	807.70	0.0569	0.0039	0.0275	0.0000	0.0000	0.0000	
357	4.850	0.034	814.94	0.0931	0.0052	0.0283	0.0000	0.0000	0.0000	
358	4.930	0.034	822.54	0.1167	0.0070	0.0292	0.0000	0.0000	0.0000	
359	5.000	0.034	830.65	0.2200	0.0100	0.0301	0.0000	0.0000	0.0000	< - $\phi_i$
360	5.100	0.034	838.08	0.3429	0.0149	0.0311	0.0000	0.3740	0.0133	< - PMS
361	5.200	0.034	848.10	0.4429	0.0217	0.0324	0.0000	0.4753	0.0207	

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$d\nu/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$
362	5.320	0.034	864.05	0.5610	0.0305	0.0344	0.0000	0.5955	0.0300
363	5.447	0.034	883.88	0.6128	0.0407	0.0370	0.0001	0.6498	0.0409
364	5.550	0.035	902.65	0.6287	0.0516	0.0395	0.0008	0.6682	0.0524
365	5.637	0.035	921.67	0.6633	0.0628	0.0421	0.0015	0.7054	0.0644
366	5.710	0.036	941.43	0.6853	0.0746	0.0449	0.0023	0.7302	0.0769
367	5.760	0.036	960.27	0.7121	0.0868	0.0476	0.0031	0.7597	0.0899
368	5.800	0.037	980.30	0.7812	0.0998	0.0505	0.0039	0.8317	0.1038
369	5.840	0.038	1003.17	0.8205	0.1138	0.0539	0.0049	0.8744	0.1187
370	5.855	0.039	1024.52	0.8393	0.1283	0.0572	0.0058	0.8965	0.1341
371	5.861	0.040	1046.92	0.8683	0.1432	0.0608	0.0069	0.9290	0.1501
372	5.850	0.041	1068.77	0.8699	0.1584	0.0643	0.0079	0.9342	0.1663
373	5.820	0.042	1089.43	0.8717	0.1736	0.0677	0.0091	0.9394	0.1827
374	5.777	0.043	1109.72	0.8757	0.1888	0.0712	0.0103	0.9469	0.1991
375	5.720	0.045	1129.15	0.8956	0.2043	0.0746	0.0116	0.9702	0.2159
376	5.660	0.046	1149.64	0.9049	0.2200	0.0783	0.0129	0.9832	0.2329
377	5.585	0.048	1168.50	0.8878	0.2356	0.0817	0.0143	0.9696	0.2499
378	5.500	0.049	1186.44	0.9152	0.2514	0.0851	0.0158	1.0004	0.2671
379	5.420	0.051	1206.42	0.9223	0.2674	0.0890	0.0173	1.0113	0.2847
380	5.325	0.053	1223.93	0.9503	0.2837	0.0925	0.0189	1.0428	0.3026
381	5.244	0.055	1245.21	0.9855	0.3006	0.0968	0.0205	1.0823	0.3212
382	5.152	0.057	1264.57	0.9745	0.3177	0.1009	0.0223	1.0753	0.3400
383	5.060	0.059	1284.22	0.9973	0.3349	0.1051	0.0240	1.1024	0.3590
384	4.970	0.061	1304.62	1.0322	0.3527	0.1096	0.0259	1.1418	0.3786
385	4.884	0.063	1326.24	1.0394	0.3707	0.1145	0.0279	1.1539	0.3986
386	4.793	0.066	1346.55	1.0431	0.3889	0.1193	0.0299	1.1624	0.4188
387	4.706	0.068	1367.90	1.0497	0.4072	0.1244	0.0320	1.1741	0.4392
388	4.616	0.070	1388.19	1.0451	0.4254	0.1295	0.0343	1.1746	0.4597
389	4.528	0.073	1408.77	1.0620	0.4438	0.1348	0.0366	1.1968	0.4804
390	4.443	0.076	1429.92	1.0639	0.4624	0.1403	0.0390	1.2042	0.5014
391	4.357	0.078	1450.29	1.0444	0.4808	0.1459	0.0415	1.1902	0.5222
392	4.270	0.081	1469.74	1.0697	0.4992	0.1513	0.0441	1.2210	0.5433
393	4.192	0.084	1491.70	1.0896	0.5181	0.1576	0.0468	1.2472	0.5648
394	4.112	0.087	1512.35	1.0957	0.5371	0.1637	0.0496	1.2594	0.5867
395	4.038	0.090	1534.54	1.0663	0.5560	0.1704	0.0525	1.2367	0.6085
396	3.956	0.093	1552.92	0.9706	0.5738	0.1763	0.0555	1.1469	0.6293
397	3.869	0.096	1568.32	0.9042	0.5901	0.1814	0.0586	1.0856	0.6488
398	3.781	0.100	1582.11	0.8418	0.6054	0.1863	0.0618	1.0281	0.6672
399	3.690	0.103	1593.30	0.7927	0.6196	0.1905	0.0651	0.9832	0.6848
400	3.601	0.106	1603.90	0.7583	0.6332	0.1947	0.0685	0.9530	0.7017
401	3.512	0.110	1612.98	0.6947	0.6459	0.1985	0.0719	0.8933	0.7178
402	3.421	0.113	1619.51	0.6550	0.6576	0.2016	0.0754	0.8566	0.7330
403	3.334	0.117	1626.23	0.6269	0.6688	0.2049	0.0790	0.8318	0.7478
404	3.247	0.120	1631.22	0.5994	0.6795	0.2077	0.0826	0.8070	0.7621
405	3.164	0.124	1636.48	0.5788	0.6898	0.2106	0.0862	0.7894	0.7760
406	3.082	0.128	1640.50	0.5516	0.6997	0.2132	0.0899	0.7648	0.7896
407	3.003	0.132	1644.35	0.5244	0.7091	0.2158	0.0936	0.7402	0.8027
408	2.925	0.135	1646.97	0.4471	0.7175	0.2180	0.0974	0.6651	0.8150
409	2.844	0.139	1646.01	0.3750	0.7247	0.2191	0.1012	0.5942	0.8260
410	2.765	0.143	1644.26	0.3437	0.7310	0.2200	0.1051	0.5637	0.8361
411	2.688	0.147	1641.72	0.3040	0.7366	0.2207	0.1089	0.5247	0.8456
412	2.612	0.151	1637.82	0.2552	0.7415	0.2209	0.1128	0.4761	0.8543
413	2.537	0.155	1632.54	0.2351	0.7458	0.2207	0.1166	0.4558	0.8624
414	2.466	0.159	1627.85	0.2165	0.7497	0.2207	0.1205	0.4372	0.8702
415	2.396	0.163	1621.87	0.1956	0.7533	0.2202	0.1243	0.4159	0.8777

Ang (°)	p (MPa)	V (lt)	T (K)	$d\xi/d\phi$	$\xi$	$d\nu/d\phi$	$\nu$	$d\chi/d\phi$	$\chi$
416	2.330	0.168	1616.33	0.2077	0.7569	0.2199	0.1282	0.4277	0.8850
417	2.267	0.172	1611.72	0.1975	0.7604	0.2199	0.1320	0.4175	0.8924
418	2.206	0.176	1606.01	0.1686	0.7636	0.2195	0.1358	0.3882	0.8994
419	2.146	0.180	1599.97	0.1688	0.7665	0.2190	0.1397	0.3878	0.9062
420	2.090	0.185	1594.80	0.1490	0.7693	0.2188	0.1435	0.3678	0.9128
421	2.034	0.189	1587.91	0.1199	0.7717	0.2180	0.1473	0.3379	0.9190
422	1.981	0.193	1581.27	0.1117	0.7737	0.2173	0.1511	0.3290	0.9248
423	1.929	0.198	1574.32	0.0989	0.7755	0.2164	0.1549	0.3154	0.9304
424	1.879	0.202	1567.30	0.0807	0.7771	0.2155	0.1587	0.2962	0.9357
425	1.830	0.207	1559.59	0.0630	0.7783	0.2144	0.1624	0.2774	0.9407
426	1.783	0.211	1551.84	0.0456	0.7793	0.2132	0.1661	0.2588	0.9454
427	1.737	0.215	1543.41	0.0300	0.7799	0.2118	0.1699	0.2418	0.9498
428	1.693	0.220	1535.06	0.0282	0.7805	0.2104	0.1735	0.2386	0.9540
429	1.651	0.224	1526.95	0.0290	0.7809	0.2091	0.1772	0.2380	0.9581
430	1.610	0.229	1519.09	0.0227	0.7814	0.2078	0.1808	0.2305	0.9622
432	1.533	0.238	1503.02	0.0141	0.7820	0.2051	0.1880	0.2191	0.9701
434	1.462	0.247	1487.58	0.0006	0.7823	0.2024	0.1952	0.2030	0.9775
436	1.395	0.256	1471.21	0.0000	0.7818	0.1995	0.2022	0.1702	0.9840
438	1.331	0.265	1453.19	0.0000	0.7801	0.1958	0.2091	0.1295	0.9892
440	1.270	0.274	1433.20	0.0000	0.7772	0.1915	0.2158	0.0921	0.9931
442	1.211	0.284	1412.04	0.0000	0.7734	0.1867	0.2224	0.0671	0.9958
444	1.156	0.293	1390.62	0.0000	0.7690	0.1818	0.2289	0.0470	0.9978
446	1.104	0.302	1368.65	0.0000	0.7639	0.1767	0.2351	0.0182	0.9990
448	1.054	0.311	1345.18	0.0000	0.7580	0.1710	0.2412	0.0000	0.9992
450	1.007	0.319	1321.72	0.0000	0.7524	0.1653	0.2471	0.0257	0.9995
455	0.909	0.341	1274.17	0.0000	0.7399	0.1544	0.2610	0.0062	1.0009
460	0.822	0.363	1223.36	0.0000	0.7268	0.1424	0.2740	0.0000	1.0008
465	0.751	0.383	1180.27	0.0000	0.7137	0.1325	0.2859	0.0000	0.9996
470	0.687	0.402	1134.34	0.0000	0.6996	0.1217	0.2970	0.0000	0.9966
475	0.630	0.421	1087.70	0.0000	0.6844	0.1107	0.3072	0.0000	0.9916
480	0.581	0.438	1044.21	0.0000	0.6700	0.1007	0.3164	0.0000	0.9864
485	0.541	0.454	1007.95	0.0000	0.6581	0.0926	0.3248	0.0000	0.9830
490	0.510	0.469	981.13	0.0000	0.6489	0.0870	0.3327	0.0000	0.9816
495	0.483	0.483	955.90	0.0000	0.6422	0.0817	0.3400	0.0208	0.9822
500	0.465	0.495	943.41	0.0000	0.6324	0.0795	0.3471	0.0000	0.9795 < 498° AVE
510	0.400	0.515	844.49	0.0000	0.5870	0.0580	0.3591	0.0000	0.9461
520	0.300	0.529	651.10	0.0000	0.5139	0.0234	0.3662	0.0000	0.8801
530	0.200	0.538	441.18	0.0000	0.4333	0.0000	0.3682	0.0000	0.8015
540	0.100	0.541	221.77	0.0000	0.3554	0.0000	0.3674	0.0000	0.7228 < - PMI

### 5. 5. 3. Gráficos obtenidos.

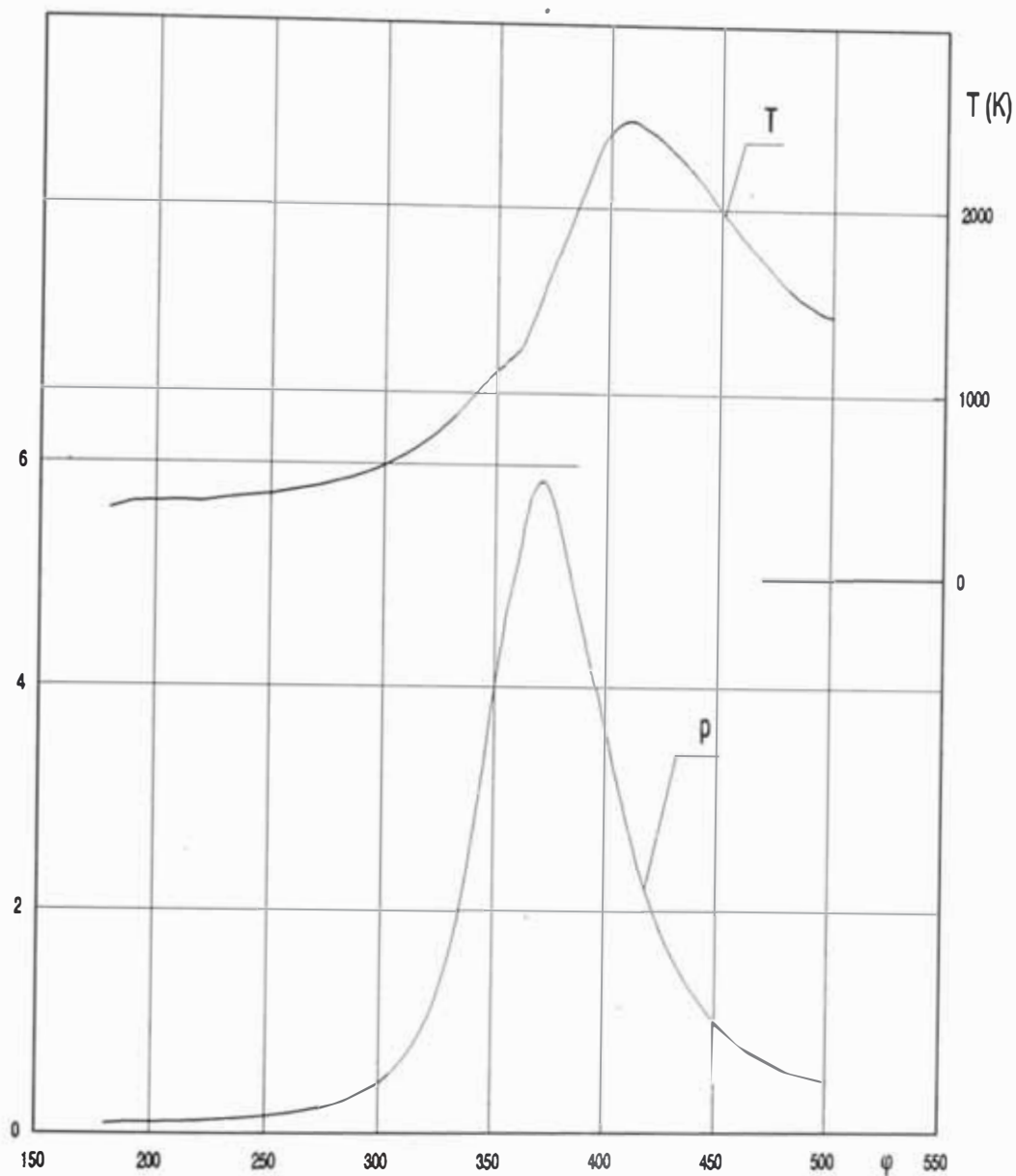


Fig. 19. Presión y temperatura de los gases en función del ángulo de giro del cigüeñal.

$$N_e = 3.84 \text{ kW} \quad n = 1500 \text{ RPM}$$

$$M_e = 24.43 \text{ N.m} \quad \eta_e = 25.06\%$$

$$P_e = 0.61 \text{ MPa} \quad U. \text{ Bosch} = 7.4$$



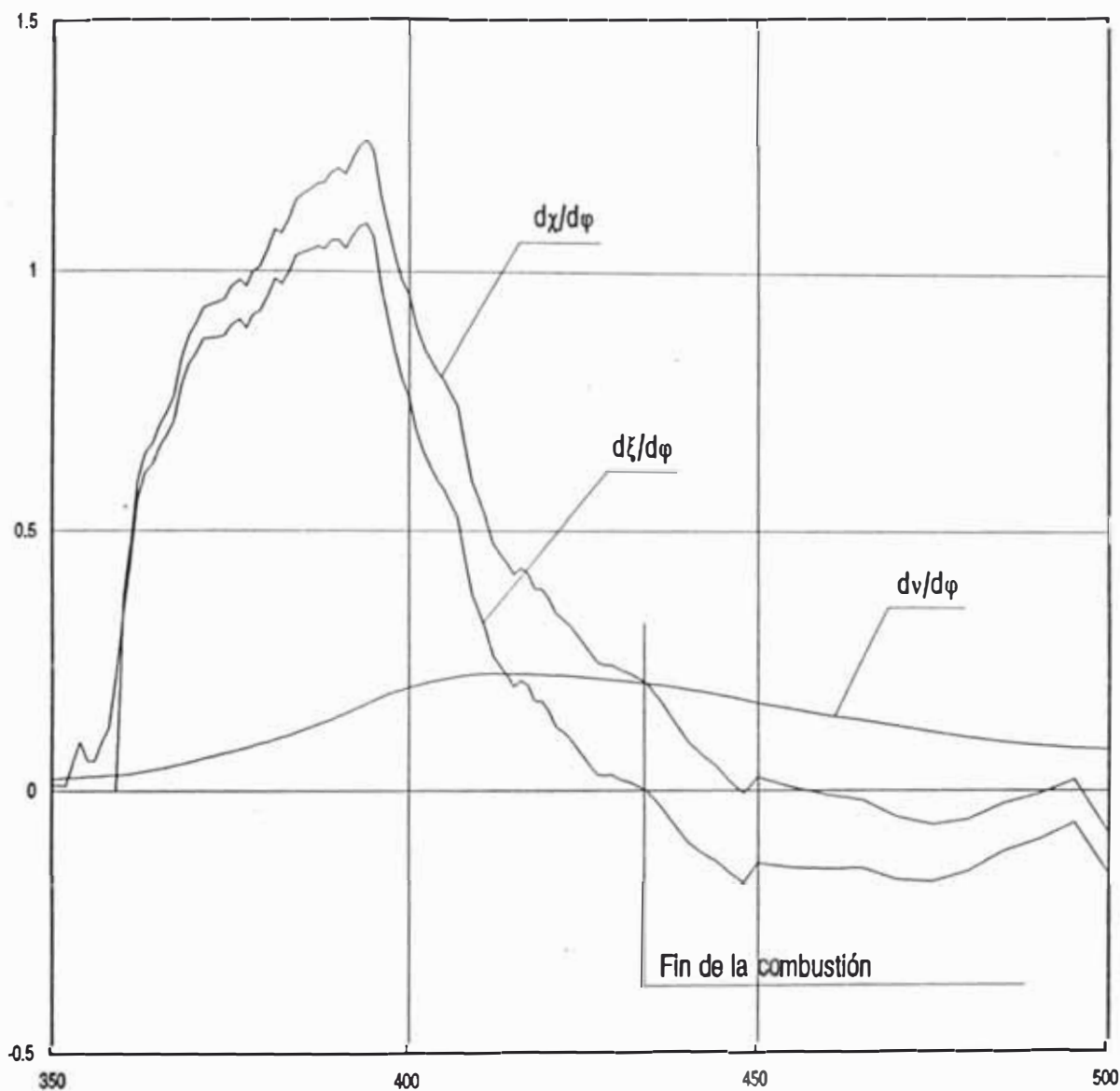


Fig. 20. Velocidades de desprendimiento, aprovechamiento y pérdidas de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.

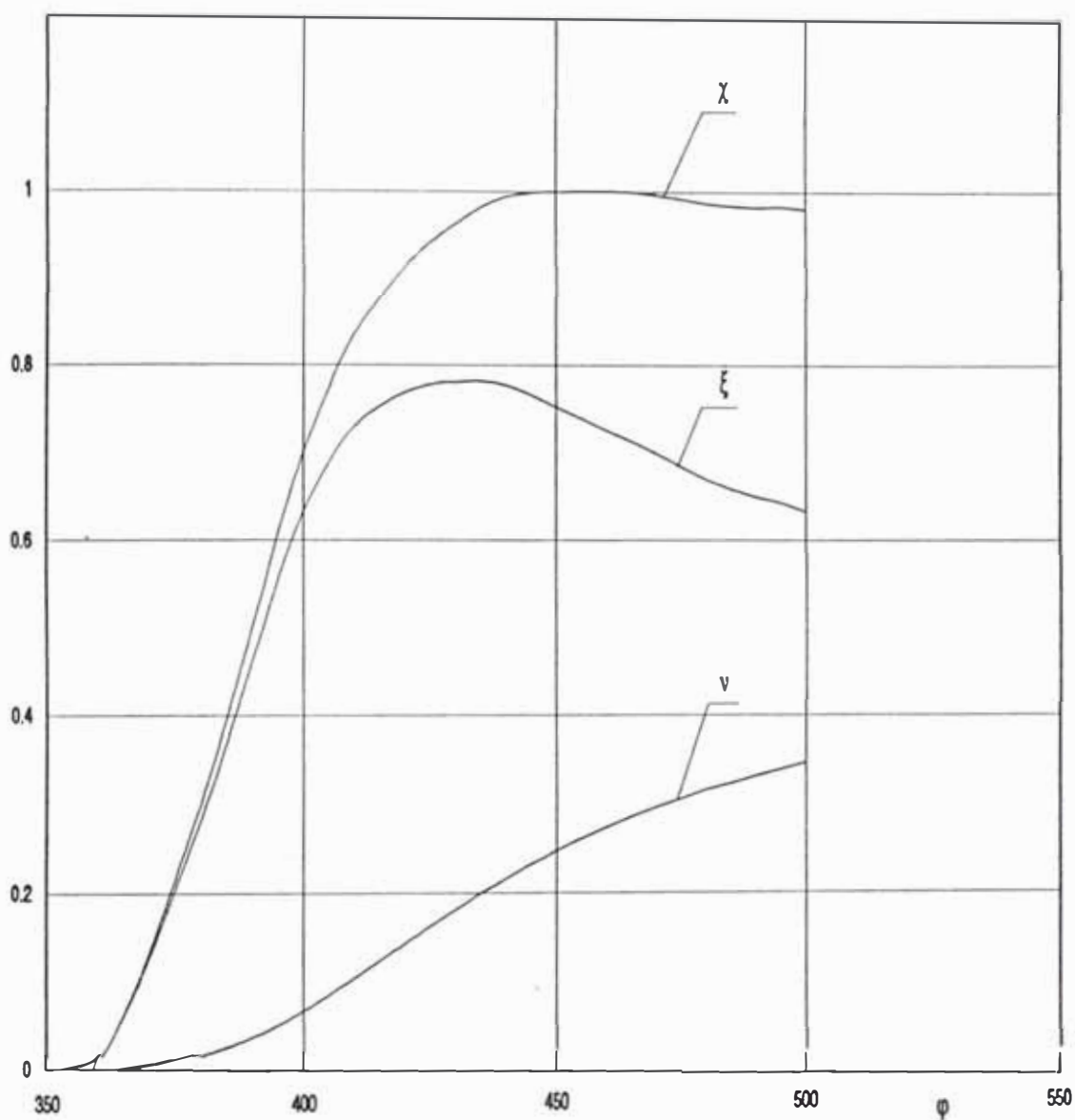


Fig. 21. Desprendimiento, aprovechamiento y pérdidas de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.

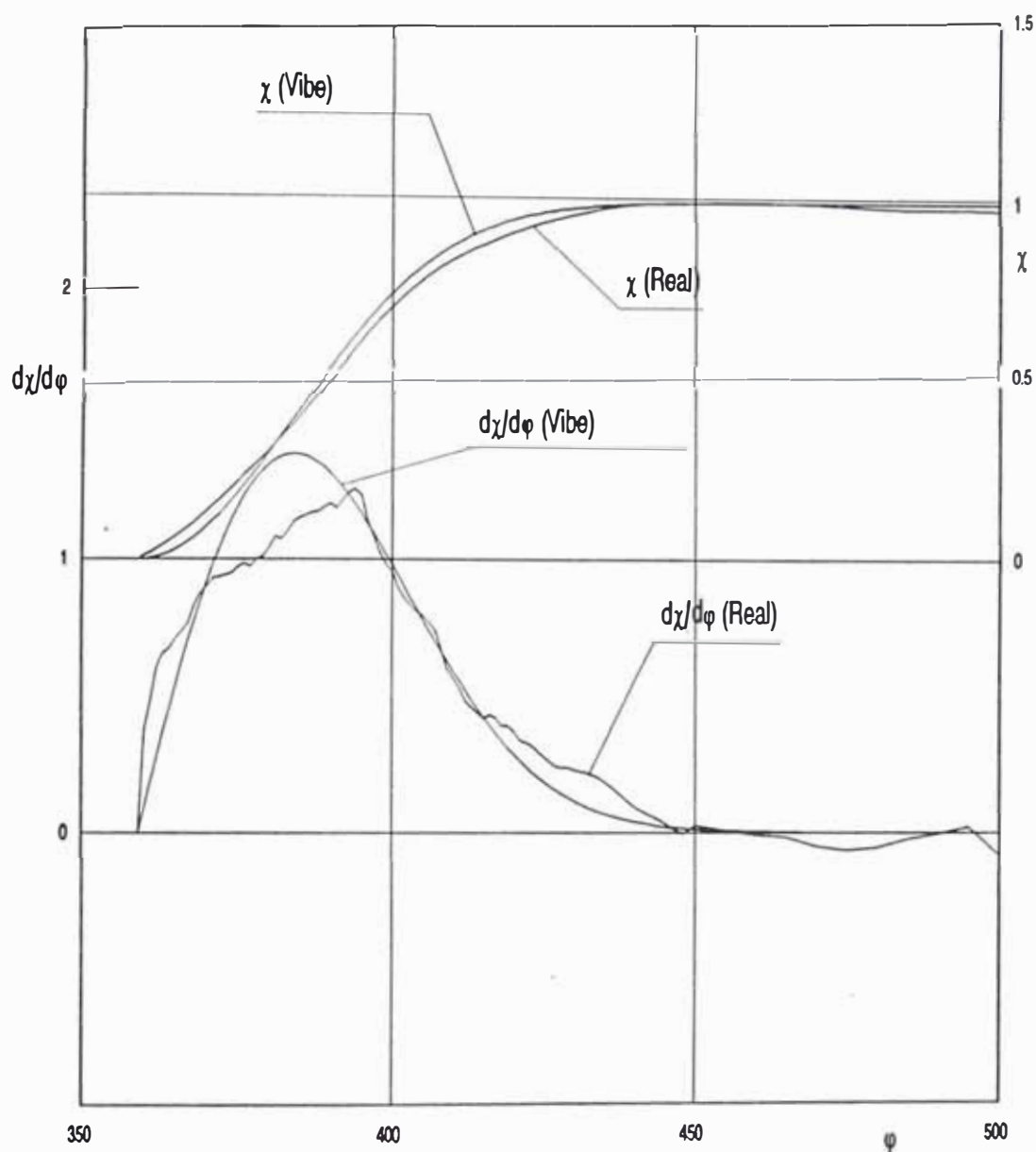


Fig. 22. Modelación matemática del desprendimiento y la velocidad de desprendimiento de calor con la función de Vibe para los siguientes parámetros:

$$m = 1$$

$$\phi = 452^\circ$$

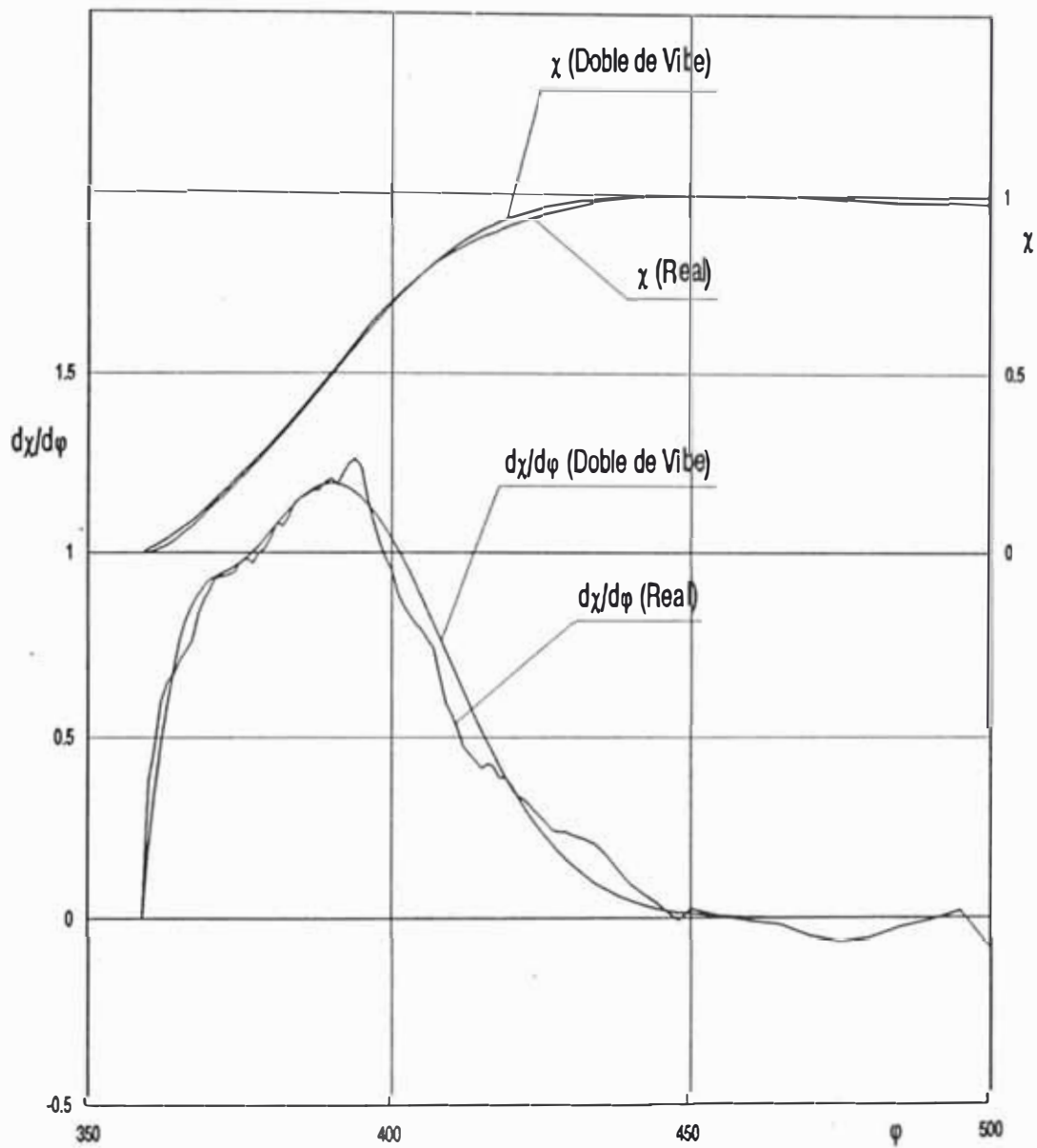


Fig. 23. Modelación matemática del desprendimiento y la velocidad de desprendimiento de calor con la función doble de Vibe para los siguientes parámetros:

$$m_p = 0.8$$

$$m_d = 1.3$$

$$q_p = 0.12$$

$$q_d = 0.88$$

$$\phi_p = 390^\circ$$

$$\phi_d = 452^\circ$$

## 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 1. Características del desprendimiento de calor:

Las características del desprendimiento de calor influyen notoriamente sobre la variación de la presión y la temperatura de los gases. Las que a su vez determinan la potencia, consumo específico, emisiones tóxicas, humeado, la rigidez de funcionamiento, la vida útil del motor, etc., Por lo que para mejorar todos estos índices es necesario actuar sobre el proceso de desprendimiento de calor; para ello existen dos métodos, principalmente para optimizar o mejorar el proceso de formación de la mezcla a través de mejorar el sistema de inyección o aumentando la dinámica de la carga de aire (turbulencia). Por lo general el aumento de uno de los períodos, difusivo o volumétrico, conlleva a la disminución del otro, por lo que es importante el equilibrio de la intensidad de cada uno de estos períodos ya que algunos parámetros mejoran pero otros se ven empeorados; para compatibilizar ambas tendencias opuestas se toman las siguientes medidas:

Intensificar el proceso de inyección mediante el aumento de la presión de inyección (pulverización).

Disminuir el ángulo de avance de la inyección.

Disminuir la duración de la inyección.

## 2. Metodología del cálculo:

La metodología propuesta sirve para estudiar los procesos individualmente, para determinar el cálculo térmico del motor en su conjunto y no solo para el cálculo del desprendimiento de calor.

## 3. Toma de datos:

Como se ha podido comprobar, en el trabajo de modelación, una pequeña variación del valor de la relación aire combustible ( $\alpha$ ), o en el consumo cíclico de combustible; se produce una distorsión apreciable en las curvas que describen el aprovechamiento y el desprendimiento de calor; por lo que es muy importante tener mucho cuidado en la toma de datos del volumen de combustible consumido y en el tiempo de consumo.

Con respecto al consumo de aire; éste se mide en un medidor de flujo laminar, es importante la correcta calibración del medidor ya que podríamos estar asumiendo un flujo equivocado.

También es fuente de errores la medición de la velocidad del motor, recomendándose esperar hasta que el motor se estabilice para tomar los datos requeridos.

Por lo tanto, independientemente de los instrumentos usados para la toma de datos se recomienda, para una misma posición de la cremallera y una misma velocidad del motor, tomar varios juegos de datos para luego promediar y procesar estos promedios.

#### 4. Procesamiento de los datos:

Como ya se explicó la toma de datos de la presión en función del ángulo se realizó a través de un osciloscopio; lamentablemente, este método es muy laborioso y presenta algunas dificultades, tales como que hay que tomar una fotografía de cada gráfico  $p-\phi$  que se obtenga, además estos gráfico tiene que ser procesado y es en este proceso que se incurre en distorsiones. Como conclusión podemos decir que este método no es el más adecuado, recomendándose implementar otro método de toma de datos experimentales tales como una conexión directa entre los sensores del motor y un ploteador que grafique directamente en un papel el diagrama  $p-\phi$ , evitando, de esa manera, las distorsiones y los errores que pudiera cometer quien toma los datos de las fotografías; una posibilidad mucho más interesante es la de conectar los sensores directamente a un computador ya que de esta manera no se tendría un gráfico únicamente sino se tendrían los datos numéricos del gráfico  $p-\phi$  eliminando de esta manera todo posible error en la toma de datos.

#### 5. Ajuste de la curva $p-\phi$ :

Es conveniente que los datos de  $p-\phi$  sean tomados desde el inicio de la compresión hasta el final de la expansión y de grado en grado.

Sin embargo, dependiendo del método de la toma de datos de la presión, en muchos casos no es posible tener los datos experimentales de la presión desde la compresión hasta el escape por lo que hay la necesidad de interpolar algunos datos. Se recomienda que este ajuste de datos se haga usando una ecuación politrópica pero con el exponente politrópico variable o tomar varios tramos con distintos exponentes politrópicos (dentro de los rangos recomendados para el tipo de motor que se está utilizando).

## 7. BIBLIOGRAFÍA

1. Hütte H. A. "Manual del Ingeniero". // Ed. Gustavo Gili S. A..- 1968.- Barcelona - España.- (Traducción de la 28° edición alemana).
2. Jóvay M. S., Maslov G. S.. "Motores de Automóvil". // Ed. MIR.- 1987.-Moscú - Rusia.- (Traducción del ruso).
3. Lichty L. C.. "Procesos de los Motores de Combustión". // Ed. McGraw-Hill S.A..- 1970.- México D.F. - México.- (Traducción del inglés).
4. Lira Cacho G., Lastra Espinoza L., Vera Becerra E., Estrada Pita J.. "El Proceso de Combustión en los Motores Diesel y su Influencia en los Parámetros Indicados". // X CONIMERA (Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y ramas afines).- 1991.- Lima - Perú.
5. Lukanin V. N.. "Motores de Combustión Interna". // Ed. MIR.- 1985.- Moscú - Rusia.- (Traducción del ruso).
6. Obert E. F.. "Motores de Combustión Interna". // Ed. CECSA.- 1976.- México D.F. - México.- (Traducción del inglés).
7. Schmidt F. A.. "Motores de Combustión". // Ed. Labor S. A. .- 1960.- Barcelona - España.- (Traducción del alemán).



8. Taylor C. F., Taylor E. S.. "The Internal Combustion Engine". // Ed. International Textbook Company.- 1962.- Scranton - England.- (en inglés).
9. Vibe I. I.. "Algo nuevo sobre el ciclo de trabajo del motor". // Ed. Sverdlovk.- 1962.- Moscú - Rusia.- (en ruso).
10. Vsórov B. A.. "Manual de Motores Diesel para Tractores". // Ed. Mir.- 1986.- Moscú - Rusia.- (Traducción del ruso).
11. Whitehead M. J.. "RICARDO & CO. Engineers (1927) LTD. Bride Works Shorham - by - Sea, Sussex". // Editado por RICARDO & CO. Engineers LTD..- 1970.- London - England.- (en inglés).