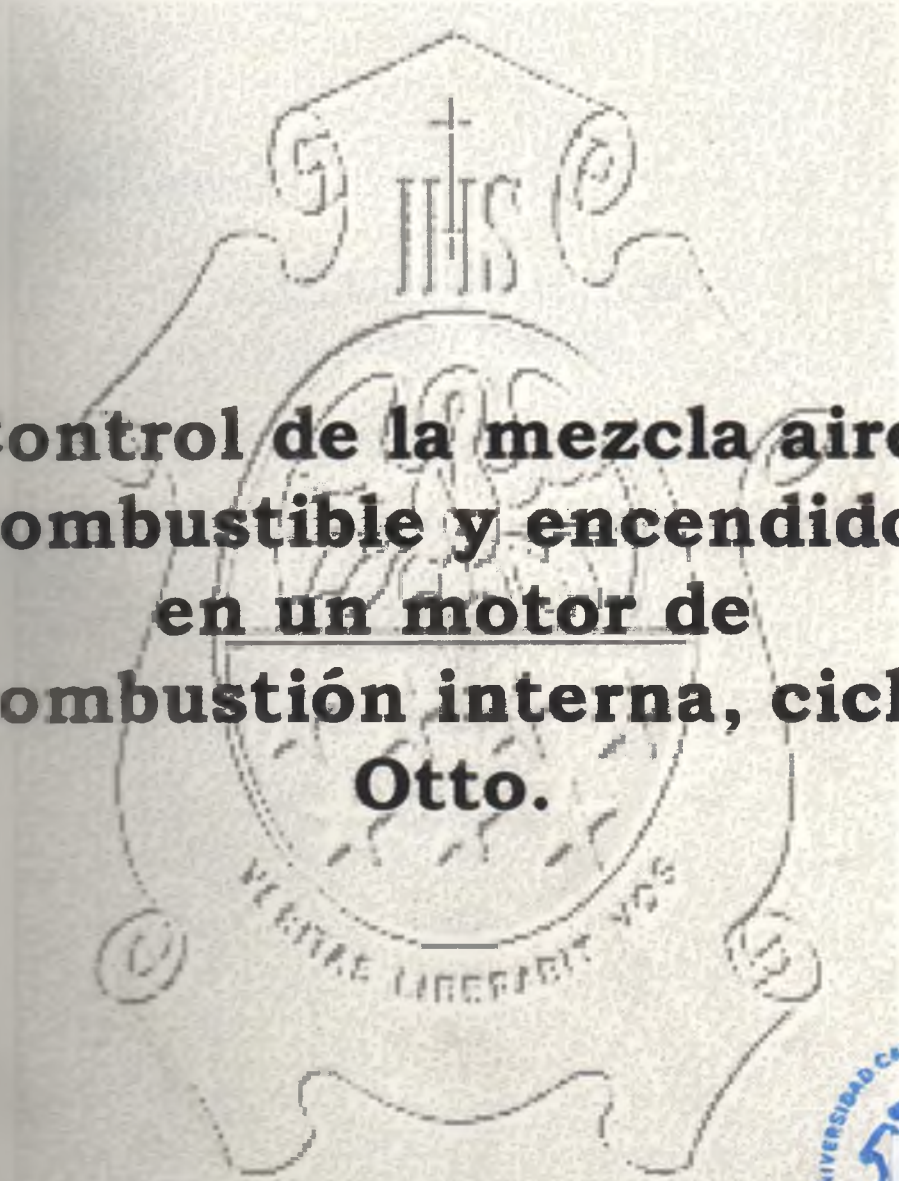
Universidad Católica de Córdoba.



Control de la mezcla aire-combustible y encendido, en un motor de combustión interna, ciclo Otto.

UNIVERSIDAD CATOLICA DE CBA
Biblioteca Jean Sonet S.J.
C-063272
G
068 T.F. ING.
BIBL

Trabajo final de los alu

Giner, Gast
Bulla, Alejandro.

Córdoba, Agosto de 1996.

Agradecimientos.

Por la colaboración, desinteresada y amable, indispensable para la concreción del presente trabajo, agradecemos muy especialmente a las siguientes personas:

Sr. Oreste Berta.
Sr. Guillermo Maldonado.
Dra. Liliana Reca, (C.I.T.E.F.A).
Ing. Ricardo Taborda, (L.I.A.D.E).
Ing. Gustavo Parlanti, (L.I.A.D.E).
Sr. Guillermo Lefoll y familia.
Ing. Raúl Pedri.
y a nuestras queridas familias.

Tutor:

Ing. Raúl Pedri.

Asesores:

Ing. Daniel Sauchelli.
Ing. Angel Nocetti.

Agradecimientos.

Por la colaboración, desinteresada y amable, indispensable para la concreción del presente trabajo, agradecemos muy especialmente a las siguientes personas:

Sr. Oreste Berta.
Sr. Guillermo Maldonado.
Dra. Liliana Reca, (C.I.T.E.F.A).
Ing. Ricardo Taborda, (L.I.A.D.E).
Ing. Gustavo Parlanti, (L.I.A.D.E).
Sr. Guillermo Lefoll y familia.
Ing. Raúl Pedri.
y a nuestras queridas familias.

Símbolos y Abreviaciones utilizadas.

θ pedal del acelerador.

$\phi_{deseado}$: relación combustible/aire deseado.

f_α:fracción de combustible que entra al cilindro.

f_β:fracción de combustible evaporado de la capa adherida a las paredes del múltiple.

t_d: tiempo de transporte de los gases de escape desde la válvula a la sonda UEGO.

τ_e: tiempo de respuesta del sensor UEGO.

m_a: masa de aire relevada del motor en función de α y RPM.

$\beta_{encendido}$: ángulo del encendido.

$\hat{m}_{ca}$: masa de combustible adherida en el multiple de admision
$\hat{m}_{ci}$: masa de combustible que ingresa al cilindro.

ϕ_m : relación combustible-aire medida en el motor.

α: ángulo de la mariposa.

PMS: punto muerto superior.

λ:factor de exceso de aire con respecto a la relación estequiométrica.

η_{vol}: rendimiento volumétrico.

P_m: presión del múltiple de admisión.

t_i: tiempo de inyección.

t_0: tiempo de retardo de apertura del inyector.

T_m: temperatura del motor.

V_m: volumen del múltiple.

K_i: ganancia del inyector.

N:RPM. velocidad de giro del motor.

n: cantidad de cilindros del motor.

$\theta_{muestreo}$: ángulo de intervalo entre mediciones.

$\dot{m}_{mar}$: masa de aire a traves de la mariposa

V_c: volumen del cilindro.

τ_m: tiempo de llenado del múltiple.

A_{mar}: Area de pasaje a través de la mariposa.

H, Φ_K y Γ_K matrices de transformación de las ecuaciones de estado.

$X(k)$ = variables de estado

$\hat{X}(k)$ = variables de estado estimados

UNIVERSIDAD CATOLICA DE CORDOBA
BIBLIOTECA

Índice

Resumen

Introducción..... Pág. 1

1.Consideraciones Preliminares..... Pág. 3
1.1 Análisis de los combustibles..... **Pág. 3**
1.2 Composición del aire..... **Pág. 3**
1.3 Combustión estequiométrica..... **Pág. 3**
1.4 Factor de exceso de aire..... **Pág. 4**

2. Descripción de los sistemas convencionales de inyección.. Pág. 5
2.1 Comentario sobre los sistemas de control..... **Pág. 5**
2.2 "Speed-Density"..... **Pág. 6**
2.3 "MAF"- Estrategia con sensor de flujo másico de aire..... **Pág. 8**
2.4 Sistemas de serie Bosch..... **Pág. 11**
2.5 Electromotive, Haltech, Magnetti-Marelli, etc..... **Pág. 15**
2.6 Funcionamiento del sensor lambda..... **Pág. 15**
2.7 Principales causas de las desviaciones de la mezcla A/C..... **Pág. 18**
A. Wall-Wetting (flujo de combustible adherido a las paredes)..... **Pág. 19**
B. Llenado del múltiple..... **Pág. 20**
C. Movimiento de la mariposa después de la medición de la masa de aire..... **Pág. 20**
D. Inversión de flujo..... **Pág. 21**
2.8 Sistemas de inyección utilizados en vehículos comerciales. **Pág. 21**

3. Descripción de la dinámica de los procesos..... Pág. 23
3.1 Modelo del flujo de aire en el múltiple de admisión..... **Pág. 23**
3.2 Modelo del flujo de combustible en el múltiple de admisión..... **Pág. 27**
3.3 Modelo del retraso del ciclo natural del motor..... **Pág. 29**
3.4 Modelo del retraso en el tiempo de la relación A/C medida en los gases de escape..... **Pág. 30**
3.5 Modelo de la dinámica del sensor UEGO..... **Pág. 30**
3.6 Modelo del inyector..... **Pág. 31**
3.7 Comparación entre el control basado en el tiempo y el control basado en el evento, (ángulo)..... **Pág. 31**

4. Definición de los modelos y características constructivas del sistema de control, CACE..... Pág. 33
4.1 Selección del dominio de representación del modelo..... **Pág. 33**
4.2 Modelo del motor basado en evento..... **Pág. 34**
4.3 Características constructivas del sistema de admisión..... **Pág. 34**
4.4 Dinámica del flujo adherido a las paredes, (wall-wetting)... **Pág. 43**
4.5 Discretización de la dinámica del sensor UEGO..... **Pág. 43**

4.6 Modelo discreto del motor..... **Pág. 44**

5. Estructura del control..... Pág. 47
5.1 Diseño del sistema de control..... **Pág. 47**
5.2 Diseño del observador..... **Pág. 51**
5.3 Observaciones complementarias..... **Pág. 53**
5.4 Algunos problemas y posibles soluciones..... **Pág. 54**

6. Implementación del control..... Pág. 56
6.1 Control del flujo de aire..... **Pág. 56**
6.2 Control de la inyección de combustible..... **Pág. 59**
6.2.1 Elección de los inyectores..... **Pág. 59**
6.2.1 Método de inyección de combustible..... **Pág. 60**
6.3 Control del ángulo del encendido..... **Pág. 62**
6.4 Identificación de los parámetros..... **Pág. 66**
6.4.1 Relevamiento del mapa de masa de aire de admisión. **Pág. 67**
6.5 Algoritmo de control..... **Pág. 68**

Conclusiones..... Pág. 72

Bibliografía..... Pág. 73

Apéndice 1
Gráficos complementarios..... **Pág. 75**
Tabla de combustibles..... **Pág. 87**

Apéndice 2
Traducción de los gráficos..... **Pág. 88**

Apéndice 3
Evaluación del costo del sistema CACE..... **Pág. 99**

Resumen

Las leyes cada vez mas estrictas sobre emisiones de gases contaminantes; la necesidad de un menor consumo de combustible por razones económicas y la máxima performance en los automóviles de altas prestaciones; requieren un muy preciso y rápido control de la mezcla aire-combustible.

Debido a estas razones es que se realizó una serie de visitas.

Así, luego de dialogar extensamente sobre el tema con el señor Guillermo Maldonado y el ingeniero Guillermo Lombera, en la ciudad de 9 de Julio; con el señor Luis Cosma, preparador de motores y Gustavo Aznares, propietario de la empresa Vector, ambos en la ciudad de Córdoba y con el señor Oreste Berta en la ciudad de Alta Gracia, se pudo comprobar el nivel técnico de los equipos de inyección de combustible y encendido que se utilizan, sus virtudes e inconvenientes, al igual que la preparación y conocimientos de algunas de las personas más notorias que desarrollan este tema en el país.

Además de las experiencias vividas por los usuarios de los sistemas que se visitaron, una detallada lectura de los últimos trabajos de investigación realizados sobre inyección de combustible en Estados Unidos, Japón y Europa, posibilitó tener una visión más amplia sobre las soluciones más eficientes y prácticas.

Así es que, luego de investigar, estudiar, y seleccionar la información, recién se comenzó la definición del trabajo.

La teoría e implementación de un sistema de control aire-combustible basada en un modelo, usando espacio de estado y método de estimación es desarrollada en este trabajo.

Esto es completado mediante la compensación de la dinámica del aire con un control feedforward, fundamentado en el manejo del movimiento de la mariposa electrónicamente y la dinámica del combustible con un control de realimentación, basado en un observador.

Una excelente aproximación entre la relación aire-combustible deseada y la que entra al cilindro puede ser alcanzada a pesar del retraso en el tiempo, de la salida del sistema. Se hace particular énfasis en el control durante los rápidos cambios que se producen en el motor, (estados transitorios), ya que representan las condiciones más críticas.

El presente trabajo consta de seis capítulos, los cuales desarrollan principalmente tres grandes temas: el primer tema es la descripción de los sistemas convencionales de inyección (cap. 2); el cual es muy importante ya que al evidenciar la relativamente baja performance de los sistemas comerciales, justifica el diseño de un nuevo sistema. El segundo tema de consideración es la descripción matemática del funcionamiento de un motor de combustión interna (cap. 3); este capítulo tiene una importancia fundamental ya que facilita la comprensión del comportamiento del sistema que se pretende controlar, permitiendo realizar las acciones apropiadas. Por último el tercer tema, y el más importante, es el análisis, estudio e implementación del sistema de inyección diseñado por los autores de

este informe (cap. 4,5,6). Esta descripción incluye las características constructivas del sistema de admisión tales como múltiple, sensores, etc. (cap. 4), la estructura de control seleccionada (cap. 5) y la implementación propiamente dicha de ese control: selección de los tiempos de muestreo, acciones de control, etc., (cap. 6).

Introducción

Los objetivos que impulsaron la realización de este trabajo son claros y estimulantes y los podríamos enumerar de la siguiente manera:

- Preciso control de la relación aire-combustible. Lo que implica el control del punto de trabajo del motor, (fig. A y B).

  Mezcla rica → máxima potencia.

  Mezcla estequiométrica → mínima contaminación.

  Mezcla pobre → mínimo consumo.

- Preciso control del ángulo de encendido. Pudiéndose optimizar la entrega del máximo torque y evitar la detonación.
- Optimo control de la relación aire-combustible durante los estados transitorios del motor (aceleraciones).
- Precisa, rápida y fácil adaptación del sistema de inyección y encendido de combustible a distintos motores, o a cambios realizados sobre un mismo motor.

El sistema de control desarrollado, (CACE, hardware + software) actúa sobre el motor, en tiempo real.

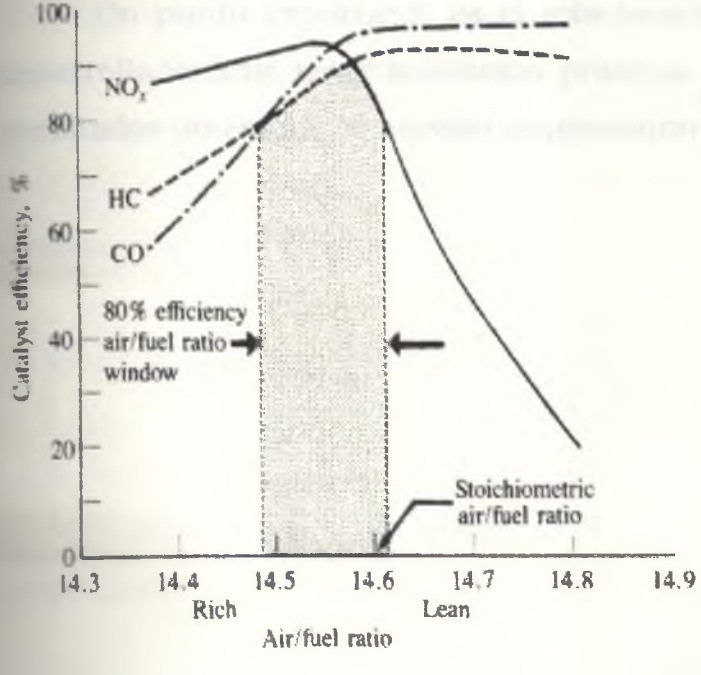


Figura A [3]

Para comprender más clara y cuantitativamente los beneficios de un buen sistema de control se presentan las prestaciones de los sistemas que se utilizan actualmente y los problemas que no pueden resolver.

Allí observaremos que es mucho lo que se puede mejorar y muy importante. Sobre todo durante el funcionamiento en regímenes

transitorios del motor, cuando las desviaciones en los resultados son muy grandes con relación a lo deseado.

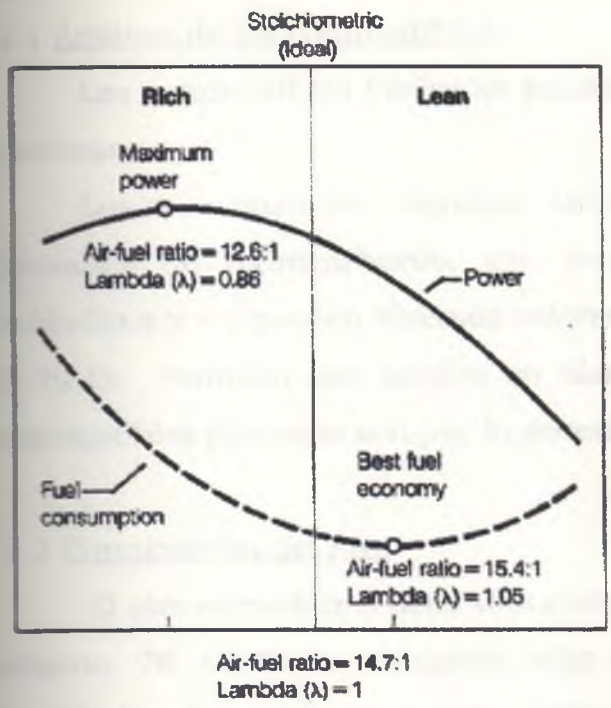


Figura B [19]

Mediante una correcta interpretación de los fenómenos físicos, que intervienen en los distintos procesos, se comprendió la dinámica y variables que rigen el funcionamiento del motor.

Solamente luego de asimilar la naturaleza de los procesos, recién podremos implementar un sistema de control óptimo sobre los mismos.

Es por esto que se estudian, detalladamente, los distintos sistemas (del motor), involucrados con la inyección y el encendido, que nos permitirán finalmente definir la filosofía o estrategia del control.

Un punto importante es el relacionado al hardware, ya que todo lo desarrollado debe tener aplicación práctica. Ello fue tenido en cuenta y los resultados obtenidos se pueden implementar óptimamente.

1. Consideraciones Preliminares

1.1 Análisis de los combustibles

Los combustibles fósiles se pueden clasificar como: sólidos, líquidos o gaseosos.

Los combustibles líquidos utilizados más ampliamente son los derivados de hidrocarburos, con formula química $C_x H_y$, donde los subíndices x e y poseen diversos valores. Los alcoholes con formula química $C_x H_y O_z$, también son usados en distintas aplicaciones, mientras que los combustibles gaseosos son por lo general los más limpios y económicos.

1.2 Composición del Aire

El aire atmosférico tiene una composición volumétrica de 20.99 % de oxígeno, 78. 03 % de nitrógeno, algo menos del 1% de argón y pequeñas cantidades de varios otros gases como vapor de agua, dióxido de carbono, helio, hidrógeno y neón.

1.3 Combustión estequiométrica

Si en las proporciones de los componentes de los reactivos hay exactamente las suficientes moléculas de oxidante para lograr una reacción completa hasta formar moléculas estables de los productos, se dice que dichas proporciones son estequiométricas. Para las mencionadas proporciones corresponde una cantidad ideal de oxidante.

Como se sabe, la identidad de las especies atómicas se conserva durante un proceso químico. Por consiguiente si se expresa metódicamente el balance atómico, equivalente al balance de masa de ese elemento, para cada átomo considerado, se obtienen las ecuaciones químicas correctas.

Considerando la combustión completa para un combustible hidrocarburo general, tenemos:

$$C_A H_B + \left(A + B/4\right) \cdot \left(O_2 + 3.773 N_2\right) = A \cdot CO_2 + B/2 \cdot H_2O + 3.773 \cdot \left(A + B/4\right) \cdot N_2$$

La ecuación química y teóricamente correcta, es definida como la relación aire-combustible estequiométrica. Esta, depende de la composición del combustible y podemos deducir, en una forma general:

$$\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{esteq.} = \frac{\left(1+{}^{Y}/_{4}\right)\cdot\left(32+3.773\cdot 28.16\right)}{12.011+1.008\cdot Y}$$

$$\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{esteq.} = \frac{34.56\cdot\left(4+Y\right)}{12.011+1.008\cdot Y}$$

Siendo los pesos moleculares:

Oxígeno = 32

Nitrógeno = 28.16

Carbono = 12.011

Hidrógeno = 1.008

Y= B/A (constante)

Para el caso particular del combustible líquido nafta ($C_8H_{14.96}$), con un octanaje de 91 a 99 RON tenemos:

$$\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{esteq.} = 14.6\left[\frac{\text{kg, aire}}{\text{kg, comb.}}\right]$$

Completando la información para otros combustibles, presentamos la tabla A.1, con las fórmulas y especificaciones particulares de cada uno.

1.4 Factor de exceso de Aire, λ.

Para indicar las desviaciones en la mezcla de aire-combustible que ingresa al cilindro, con respecto a la relación estequiométrica, se define la variable λ, llamada factor de exceso de aire.

$$\lambda = \frac{{}^{m_a}/_{m_c}}{14.6}$$

De la misma manera definimos ϕ, como el factor de exceso de combustible :

$$\phi = \lambda^{-1}$$

De esta forma podemos interpretar:

$\lambda = 1$, ($\phi = 1$) $\Rightarrow$ La masa de aire y combustible son las teóricamente correctas.

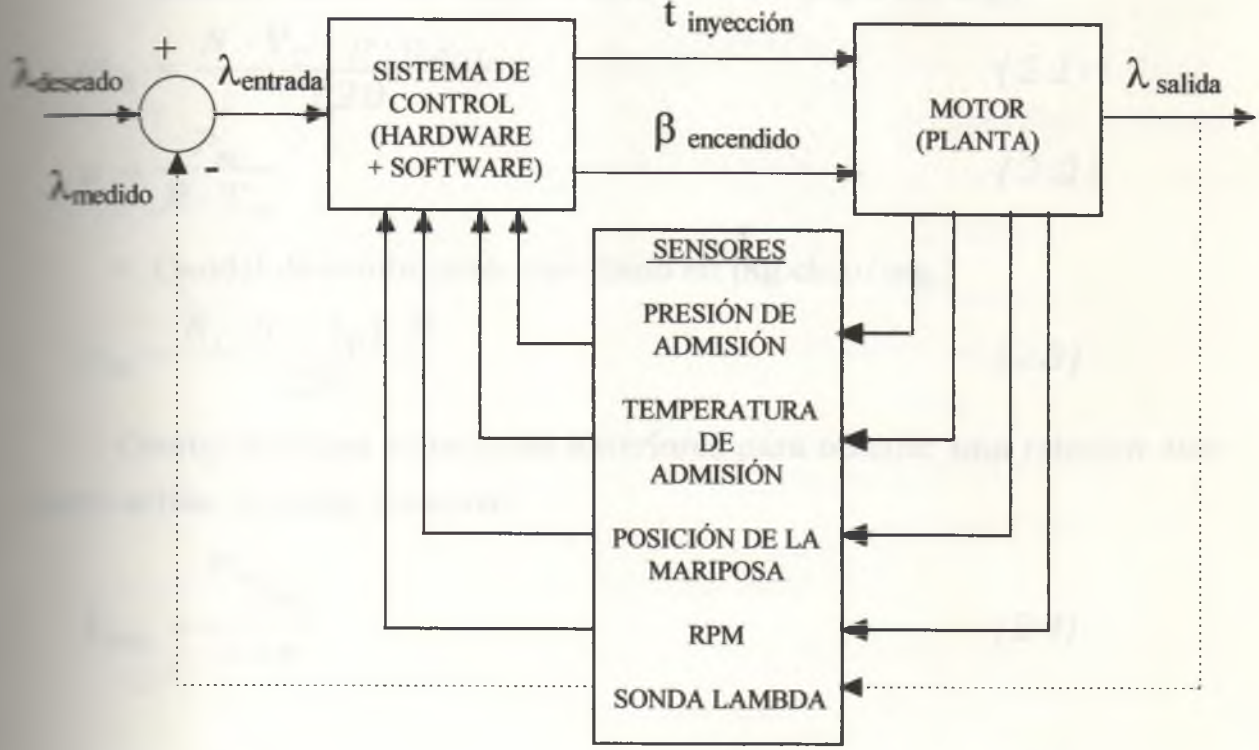
$\lambda < 1$, ($\phi > 1$) $\Rightarrow$ La masa de aire es menor a la que corresponde en relación al combustible ingresado. (mezcla rica).

$\lambda > 1$, ($\phi < 1$) $\Rightarrow$ La masa de aire es mayor a la que corresponde en relación al combustible ingresado. (mezcla pobre).

2. Descripción de los sistemas convencionales de inyección.

2.1 Comentario sobre los sistemas de control

Para entender mejor las descripciones de los sistemas convencionales, exponemos simplificadamente como funciona un sistema de control.



Nota: La línea punteada significa que no se cierra, en todo momento, el lazo con lambda.

2.2 "Speed-Density"

Los sistemas basados en esta estrategia de control, son de uso muy común en la industria automotriz mundial. Masivamente se utilizan desde los primeros años de la década del ' 80 y aún hoy equipan a automóviles de las más variadas categorías y prestaciones.

Los sensores requeridos para el funcionamiento de este sistema son [1]:

- Sensor de presión de admisión.
- Sensor de temperatura de admisión.
- Sensor de RPM.
- Sensor de posición de la mariposa.

El sistema calculará, (salida del control), el tiempo de apertura del inyector, (del orden de 0.5 a 10 mseg.), el cual corresponderá a la masa de aire que ingresó al cilindro durante el ciclo de admisión.

Las ecuaciones utilizadas para el cálculo son:

- Caudal másico que ingresa al cilindro en [Kg.ciclo/seg.]

$$m_a = \frac{N \cdot V_C \cdot \rho \cdot \eta_{VOL}}{120} \qquad (2.1)$$

$$\rho = \frac{P_m}{R \cdot T_m} \qquad (2.2)$$

- Caudal de combustible inyectado en [Kg.ciclo/seg.]

$$m_{ci} = \frac{K_i \cdot (t_i - t_0) \cdot N}{120} \qquad (2.3)$$

Combinando las ecuaciones anteriores para obtener una relación aire-combustible, deseada tenemos:

$$\lambda_{des.} = \frac{m_a / m_c}{14.6} \qquad (2.4)$$

$$m_{ci} = \frac{m_a}{\lambda_{des.} \cdot 14.6} \qquad (2.5)$$

$$\frac{K_i \cdot (t_i - t_0) \cdot N}{120} = \frac{N \cdot V_c \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{120 \cdot R \cdot T_m \cdot \lambda_{des} \cdot 14.6} \qquad (2.6)$$

$$t_i = t_0 + \left[\frac{V_c \cdot \eta_{vol}}{14.6 \cdot R \cdot T_m \cdot \lambda_{des} \cdot K_i}\right] \cdot P_m \qquad (2.7)$$

El término del $\eta_{vol.}$, que aparece en el numerador, es en general función de las RPM y de la carga instantánea que esta aplicada sobre el motor, además de la geometría y construcción físicas de los conductos, válvulas, mariposa, filtros, etc.

Por consiguiente la estimación precisa, para el cálculo exacto del tiempo de inyección, de la variable $\eta_{vol.}$ es imposible de hacer en tiempo real, ciclo a ciclo. Lo mismo ocurre con la P_m ya que la medición que provee el sensor no siempre es proporcional a la masa de aire admitida, (fig. 2.1).

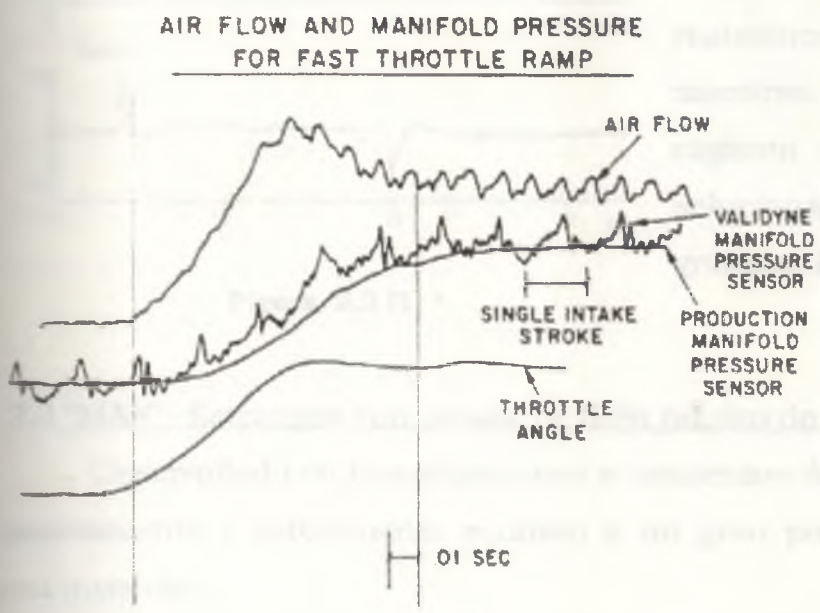


Figura 2.1 [5]

En los primeros sistemas implementados el $\eta_{vol.}$ se estimaba como función únicamente de las RPM. Trabajos posteriores, utilizan funciones de aproximación que tienen en cuenta las RPM y la P_m en representación proporcional de la carga aplicada al motor. Estas toman la forma de [1]:

$$\eta_{vol}(RPM, P_m) = C_0 + C_1 \cdot RPM + C_2 \cdot RPM^2 + C_3 \cdot P_m \qquad (2.8)$$

$$C_0, C_1, C_2, C_3 = Ctes.\ a\ determinar\ en\ ensayos$$

Aún así, debido a que las leyes físicas aplicadas en la derivación de las ecuaciones del sistema, (gas ideal), no representan completamente la naturaleza de los procesos, hay un error implícito insalvable.

Además se agregan la dinámica del combustible y del aire en el múltiple de admisión que no fueron tenidas en cuenta.

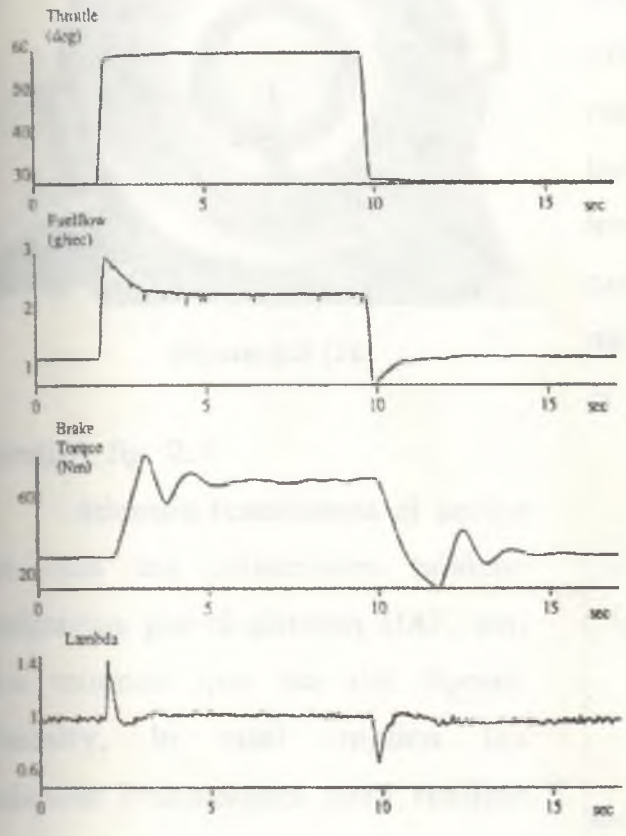


Figura 2.2 [1] *

Todo esto determina una limitación propia del sistema de control, que únicamente se podrá mejorar parcialmente mediante algoritmos de corrección que llevan gran tiempo de desarrollo y puesta a punto.

Estas compensaciones solamente obtendrán resultados aceptables durante el funcionamiento del motor en regímenes estacionarios, mientras que los errores en régimen transitorio siguen sin solucionarse, como muestran los gráficos, fig. 2.2.

2.3 "MAF"- Estrategia con sensor de flujo másico de aire.

Desarrollado en investigaciones a comienzos de los '80, se implementó masivamente y actualmente equipan a un gran porcentaje de los motores con inyección.

A diferencia del Speed-Density, los sensores que se usan para el control son:

- MAF, sensor de flujo másico de aire.
- RPM.
- Posición de mariposa.

Los avances mas significativos de este sistema, se presentan en relación al sensor de caudal másico, el cual con el pasos de los años fue cambiando, permitiendo mejorar las performances del control.

Actualmente se usa un sensor de hilo caliente, HOT WIRE MASS AIR FLOWSENSOR, (MAF), fig. 2.3 y fig. 1 (Apéndice 1)

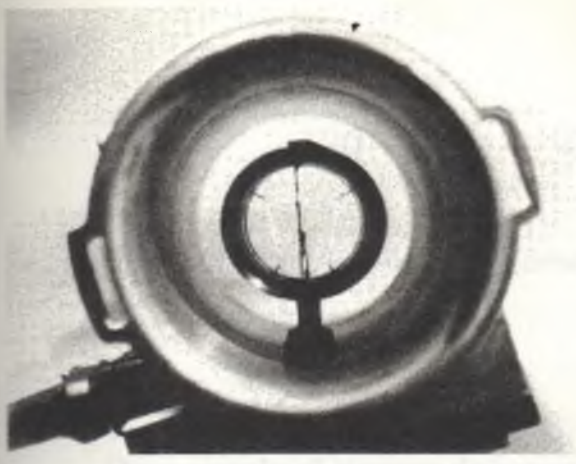


Figura 2.3 [19]

La pérdida de carga es mínima y su presencia no tiene grandes influencias sobre el flujo de aire. Al mismo tiempo que su repuesta a rápidos cambios de flujo másico es bastante imprecisa, ya que por los fenómenos acústicos (ondas de presión y pulsaciones en el flujo), las mediciones son erróneas y dificultan el correcto funcionamiento del control, fig. 2.4

Además resaltamos el hecho de que las ecuaciones básicas utilizadas por el sistema MAF, son las mismas que las del Speed-Density, lo cual implica las mismas limitaciones para realizar un preciso control del motor.

Como ya comentamos ello se debe a que los efectos de compresibilidad son de gran importancia en los procesos y no son tenidos en cuenta por los algoritmos de cálculo.

Básicamente las ecuaciones utilizadas por el control son:

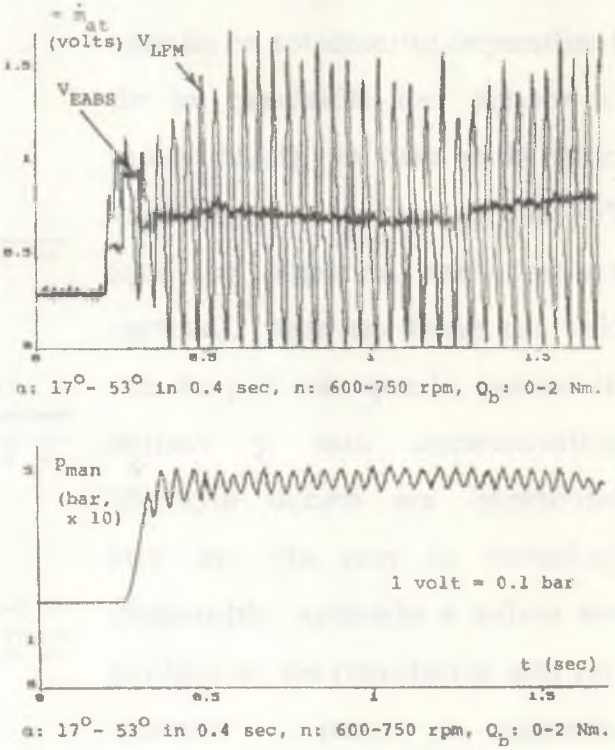


Figura 2.4 [1]

- Caudal másico que ingresa al cilindro en [Kg.ciclo/seg.]

$$m_a = Medida\ por\ el\ sensor, MAF. \qquad (2.9)$$

- Caudal de combustible inyectado en [Kg.ciclo/seg.]

$$m_{ci} = \frac{K_i \cdot (t_i - t_0) \cdot N}{120} \qquad (2.10)$$

Relación aire-combustible deseada

$$\lambda_{des.} = \frac{m_a / m_c}{14.6} \qquad (2.11)$$

Despejando el tiempo de inyección, nos queda:

$$t_i = t_0 + \left[\frac{120 \cdot m_a}{14.6 \cdot N \cdot \lambda_{des} \cdot K_i} \right] \qquad (2.12)$$

Como se observa en la ecuación final obtenida, la exactitud en el cálculo es totalmente dependiente de la precisión del sensor de masa (MAF), ya que es la única variable; a excepción de las RPM (que se suponen medidas con certeza), que no tiene un valor cte. Es por esto que la calidad del sensor y sus características técnicas deben ser excelentes. Hoy en día con la tecnología disponible, aplicada a salvar este problema, los resultados son muy buenos para regímenes estacionarios, pero aun siguen sin resolver los errores en funcionamientos transitorios del motor, fig. 2.5

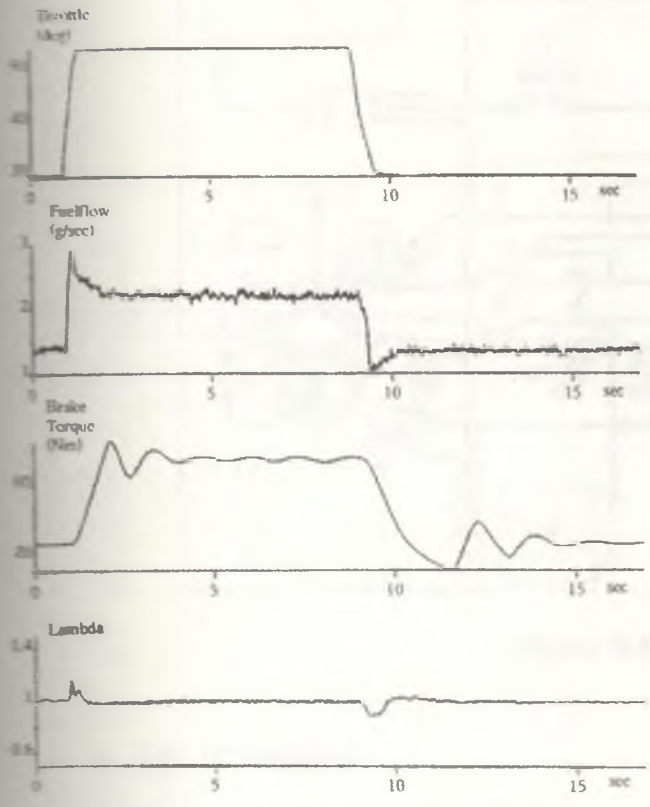


Figura 2.5 [1] *

* Nota: Los gráficos de la figura 2.2 y 2.5 corresponden a sistemas con compensación de la dinámica del combustible, (ver sección 3.2). Estos representan a sistemas de control mas desarrollados y no a los utilizados normalmente, los cuales presentan mayores desviaciones en regímenes transitorios.

2.4 Sistemas de serie Bosch.

Bosch presenta otros sistemas que describiremos brevemente:

- K-JETRONIC

El sistema de inyección de combustible es controlado mecánica e hidráulicamente, por ello no se lo puede manejar directamente.

La inyección de combustible será función de la cantidad de aire ingresado y se realizará continuamente en cada cilindro cerca de la válvula de admisión, fig. 2.6 y fig. 2 (Apéndice 1)

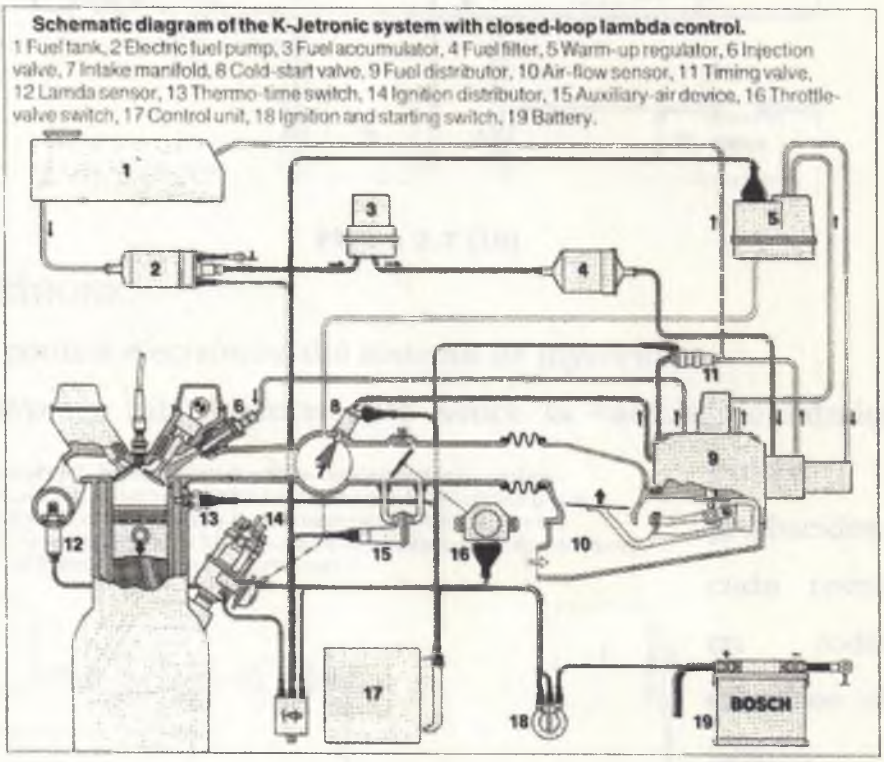


Figura 2.6 [18]

- KE-JETRONIC

La base del desarrollo del sistema KE-JETRONIC es el anteriormente descripto K-JETRONIC. Este sistema básico es complementado por una unidad de control electrónica, con la finalidad de incrementar la flexibilidad y agregar algunas funciones. La inyección sigue siendo continua e individual en cada cilindro, fig. 2.7 y fig. 3 (Apéndice 1)

Schematic diagram of a KE-Jetronic system with lambda closed-loop control.
1 Fuel tank, 2 Electric fuel pump, 3 Fuel accumulator, 4 Fuel filter, 5 Primary pressure regulator, 6 Fuel-injection valve, 7 Intake manifold, 8 Cold-start valve, 9 Fuel distributor, 10 Air-flow sensor, 11 Electrohydraulic pressure actuator, 12 Lambda sensor, 13 Thermo-time switch, 14 Engine-temperature sensor, 15 Ignition distributor, 16 Auxiliary-air device, 17 Throttle-valve switch, 18 Control unit, 19 Ignition and starting switch, 20 Battery.

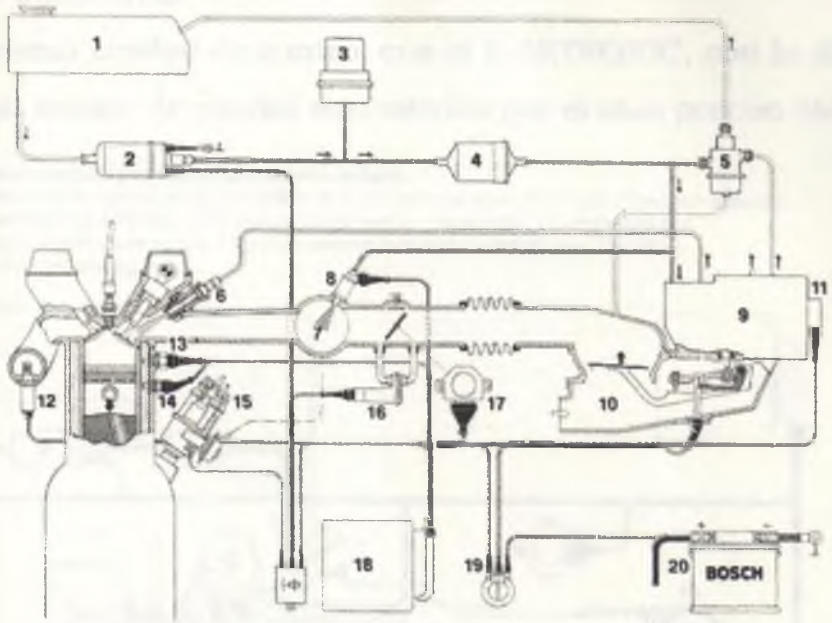


Figura 2.7 [18]

- L-JETRONIC

Es un control electrónico del sistema de inyección.

Este inyecta intermitentemente sobre la válvula de admisión. Los pulsos son producidos uno por cada revolución y en todos los cilindros al mismo tiempo.

Schematic diagram of an L-Jetronic system with lambda closed-loop control.
1 Fuel tank, 2 Electric fuel pump, 3 Fuel filter, 4 ECU, 5 Injection valve, 6 Fuel rail and pressure regulator, 7 Intake manifold, 8 Cold-start valve, 9 Throttle-valve switch, 10 Air-flow sensor, 11 Lambda sensor, 12 Thermo-time switch, 13 Engine-temperature sensor, 14 Ignition distributor, 15 Auxiliary-air device, 16 Battery, 17 Ignition and starting switch.

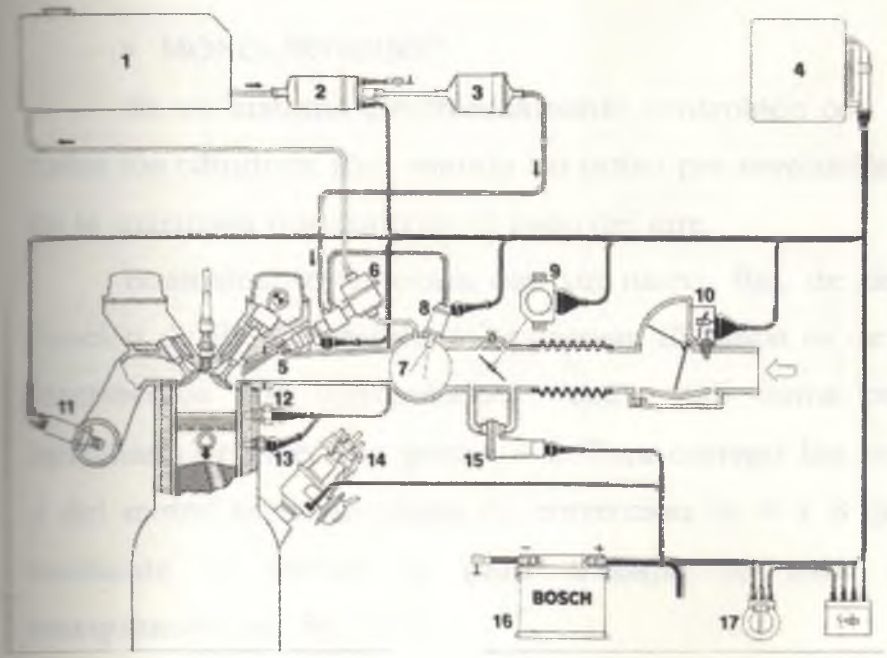


Figura 2.8 [18]

El sistema combina las ventajas del sensor de flujo de aire, (caudal volumétrico ≠ MAF), y la electrónica, siendo así mucho mas flexible que los

anteriores, fig. 2.8 y fig. 4 y 5 (Apéndice 1)

- LH-JETRONIC

Utiliza la misma unidad de control que el L-JETRONIC, con la diferencia que reemplaza al sensor de caudal volumétrico por el mas preciso MAF, fig. 2.9

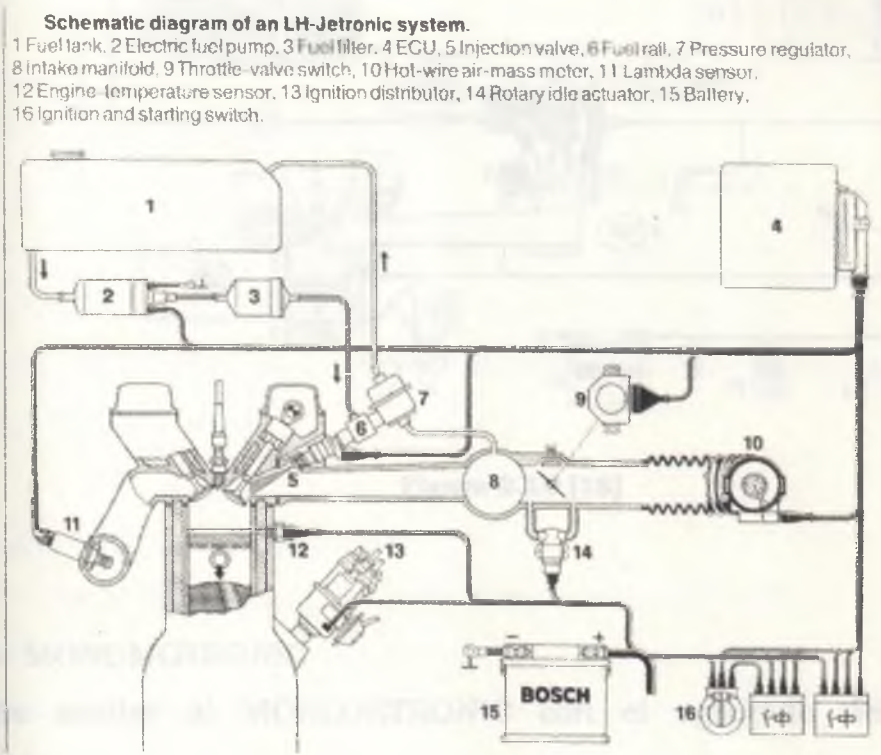


Figura 2.9 [18]

- MONO-JETRONIC

Es un sistema electrónicamente controlado con un solo inyector para todos los cilindros. Este manda un pulso por revolución y esta ubicado antes de la mariposa que controla el paso del aire.

Básicamente funciona con un mapa, fijo, de tiempo de inyección en función de RPM y ángulo de mariposa. El mapa es de 15 x 15 y los valores intermedios son interpolados, estos 225 datos contienen la duración apropiada de inyección para $\lambda = 1$. Para corregir las variaciones ambientales y del motor tiene un mapa de corrección de 8 x 8 que se va actualizando mediante el sensor λ, para trabajar lo mas cerca posible de λ estequiométrico, fig. 2.10

Mono-Jetronic schematic.
1 Fuel tank, 2 Electric fuel pump, 3 Fuel filter, 4 Pressure regulator, 5 Solenoid-operated fuel injector, 6 Air-temperature sensor, 7 ECU, 8 Throttle-valve actuator, 9 Throttle-valve potentiometer, 10 Canister-purge valve, 11 Carbon canister, 12 Lambda oxygen sensor, 13 Engine-temperature sensor, 14 Ignition distributor, 15 Battery, 16 Ignition-start switch, 17 Relay, 18 Diagnosis connection, 19 Central injection unit.

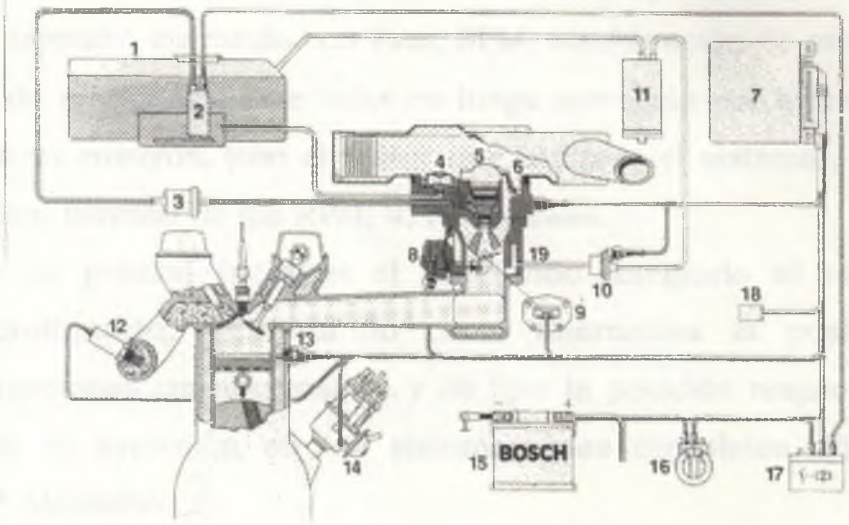


Figura 2.10 [18]

- MONOMOTRONIC

Es similar al MONOJETRONIC con el agregado del control del encendido.

- MOTRONIC

Obtiene los resultados de conjugar inyección multipunto, (inyecta todos los cilindros juntos una vez por revolución) y el encendido todo integrado en el mismo sistema de control. Básicamente sigue la línea de los L-JETRONIC y LH-JETRONIC, con algunas correcciones adicionales que mejoran su funcionamiento. Hay versiones que trabajan con sensor de flujo volumétrico de aire, fig. 5 (Apéndice 1), y otras con MAF, fig. 2.3 y fig. 1 (Apéndice 1) .El esquema general puede observarse en fig. 6 (Apéndice 1)

2.5 Sistemas ELECTROMOTIVE, HALTECH, WEBER-MARELLI, SOLEX, etc.

Estos sistemas utilizan mapas, que varían en la cantidad de puntos, según el sistema, en los cuales se obtiene el tiempo de inyección básico según un λ deseado, entrando con P_{adm}, RPM, combinación de ambas o RPM y α (ángulo de mariposa). Este valor es luego corregido por distintas tablas completadas en ensayos, (con el motor que utilizará el sistema), las cuales, en general, son función de las RPM, α, P_{adm} y T_{motor}.

Todos en general incluyen el encendido integrado al control y la inyección multipunto, presentando como alternativa la posibilidad de realizar correcciones con el sensor λ y de fijar la posición respecto del PMS del inicio de la inyección en los sistemas mas completos. Figuras 7,8, 9,10,11 y12. (Apéndice 1).

2.6 Funcionamiento del sensor λ.

Ya hemos analizado particularmente el funcionamiento de los sistemas Speed-Density y MAF, los cuales son la base de la mayoría de los equipos comerciales, que también analizamos brevemente.

Para completar lo presentado, solamente nos falta exponer el funcionamiento de la sonda λ. Debido a que su uso en todos pos sistemas es exactamente el mismo, lo desarrollaremos como tema común a todas las formas de control.

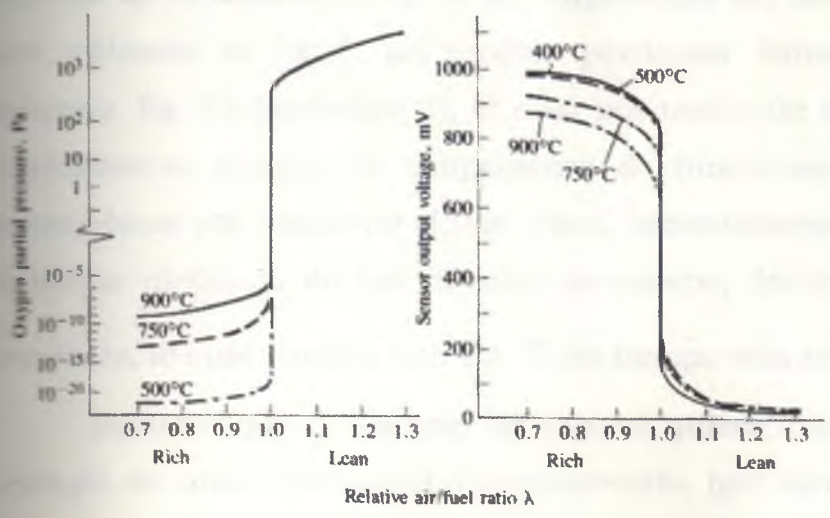


Figura 2.11 [3]

Las curvas características de este sensor de oxígeno pueden verse en la fig. 2.11.

Como podemos observar la salida del sensor es fuertemente dependiente de la temperatura de los

gases de escape y al mismo tiempo marcadamente no lineal.

Estas dos características condicionan y limitan su uso en los sistemas de control. Además existe la complicación extra del retraso en el tiempo, de la medida, τ_L, que debe tenerse en cuenta en el control. Este retraso corresponde al tiempo de transporte desde que se forma la mezcla en el múltiple de admisión hasta que llega, después de la combustión, por el múltiple de escape hasta el lugar en que se encuentra instalado el sensor.

Evidentemente este retraso, mas el tiempo de respuesta del sensor y el procesado de la señal, hacen que no se pueda cerrar el lazo ciclo a ciclo, es por esto que durante los regímenes transitorios ningún sistema de control utiliza la medición de la sonda λ. Únicamente es utilizada cuando el motor está a RPM y ángulo de mariposa cte.

Para tener una idea de los tiempos este retraso τ_L es función de las RPM, por lo que a bajas vueltas, con el motor regulando, es de 1 seg. o más. Solamente podríamos disminuir este tiempo colocando el sensor más cerca de la válvula de escape, pero aún así estaríamos en el orden de los 800-900 mseg., lo que equivale a aproximadamente 8 ciclos, (1000 RPM).

Es decir que funcionan con un sistema de lazo abierto hasta que se estabiliza la marcha.

Además por la variación en la señal con la temperatura, cuando se enciende el motor, la sonda no se utiliza, hasta que se alcanza un valor normal de funcionamiento, en la temperatura del motor. Únicamente podría ser utilizado en "frío", un modelo particular llamado sensor caliente de oxígeno, fig. 13 (Apéndice 1), el cual por medio de una resistencia interna, rápidamente alcanza la temperatura de funcionamiento, (20 a 30 seg.), cerrando en ese momento el lazo. Pero, lamentablemente, debe ser instalado a mayor distancia de las válvulas de escape, donde las temperaturas son menores, lo cual implica una cte. τ_L de tiempo aún mayor.

Siempre que el sistema de control quiera enriquecer la mezcla, (por ejemplo en una aceleración) o empobrecerla, (por ejemplo en velocidad cte. a

RPM medias), no podrá cerrar el lazo con el sensor λ, debido a la no linealidad del sensor y a la respuesta particular ya vista en la fig. 2.11

Por estas características el sensor de oxígeno λ es utilizado solamente como un switch ON-OFF, que se "activa" o "desactiva" si la mezcla pasa de rica a pobre o viceversa.

Es obvio, pero lo remarcamos, que ningún sistema que utilice convertidor catalítico, ya sea de una o tres vías, puede funcionar sin la utilización de un sensor λ, para cerrar el lazo de control.

Como demuestran los gráficos ya vistos, el ancho de banda para el cual las emisiones son reducidas es extremadamente pequeño, (80% de eficiencia $\Rightarrow 14.48 < m_a / m_c < 14.61$), (fig. A).

Todos los sistemas de control afectan a la salida (t_{iny}) por un factor proporcional a la medición de λ obtenida, esto es:

- λ medido > 1 $\Rightarrow K_\lambda > 1 \Rightarrow t_{iny} = t_{iny} \cdot K_\lambda$
- λ medido < 1 $\Rightarrow K_\lambda < 1 \Rightarrow t_{iny} = t_{iny} \cdot K_\lambda$

Los valores de K_λ son particulares para cada sistema, RPM y carga. Solamente después de muchos ensayos se puede optimizar esta variable y conseguir buenos resultados (pocas oscilaciones en λ medido y de pequeña amplitud).

La siguiente fig. muestra como se procesa la señal del sensor, ya que es integrada por el control. fig. 2. 12.

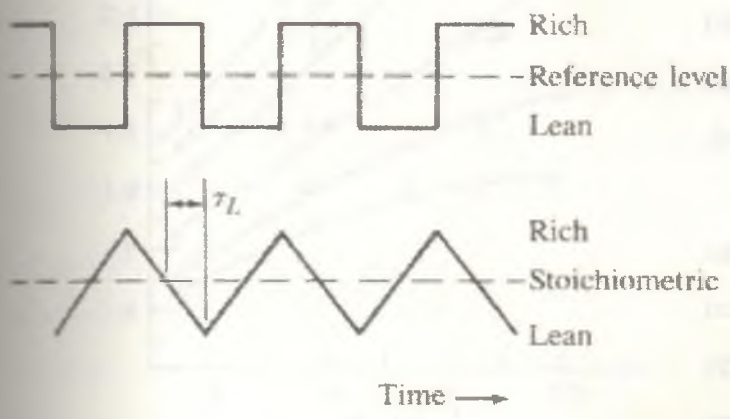


Figura 2.12 [3]

frecuencia límite del ciclo = $f_{lc} = (4\ \tau_L)^{-1}$

Mientras que el cambio en la relación A/C entre pico y pico es:

$\Delta\lambda = 2\ K\ \tau_L$; siendo K la ganancia del integrador.

La cte. de regulación de la mezcla K_λ es función del tiempo, (para una ganancia del integrador K = cte.), esto resulta en una amplitud de oscilación del control que cambia gradualmente con la carga y las RPM.

Esto implica incrementos serios en las desviaciones de $\lambda = 1$ y por consiguiente en mayores emisiones.

Por esta razón la K del integrador debe ser ajustada, dependiendo de la carga y las RPM, para lograr una amplitud cte. de la salida del motor, lo mas cercana posible a $\lambda = 1$.

2.7 Principales causas de las desviaciones de la mezcla aire-combustible.

Además de los problemas que presentan los sistemas convencionales de inyección, que ya fueron comentados, hacemos notar que hay variables que influyen significativamente y no fueron mencionadas, ni tenidas en cuenta, para el cálculo de los sistemas de control. Salvo muy pocos equipos que utilizan tablas de corrección, función de éstas variables, (las cuales se realizan en ensayos en bancos de pruebas, después de mucho tiempo y trabajo), el resto funciona como lo hemos descripto.

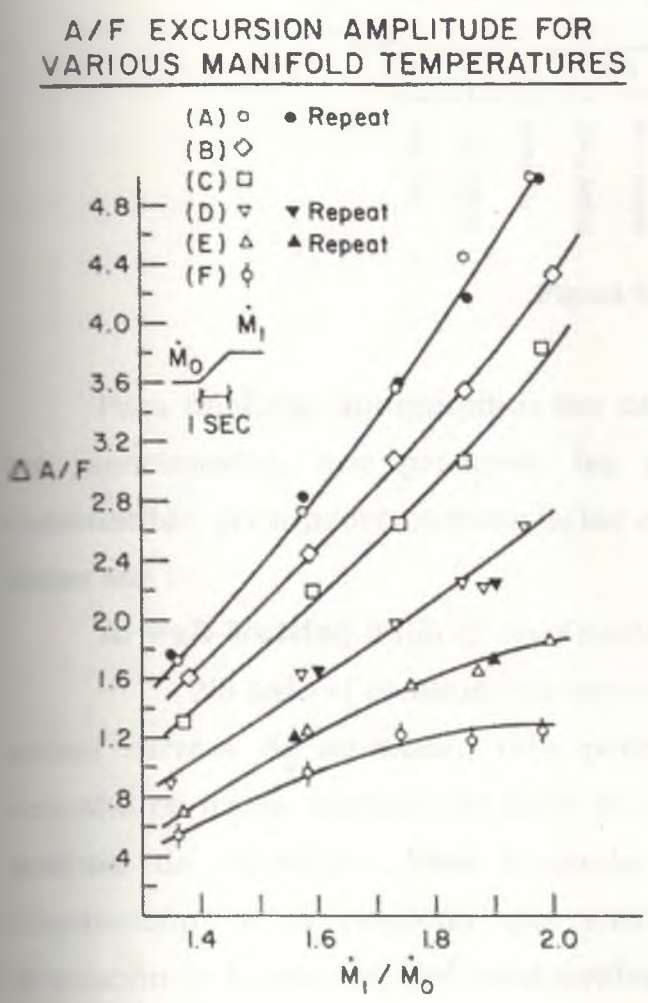


Figura 2.13 [5]

Hacemos notar que estas tablas de corrección solamente mejoran los resultados a régimen estacionario y tienen la gran desventaja de ser totalmente particulares para un motor con los componentes

mecánicos iguales a los usados en el relevamiento (árbol de levas, dimensiones de los conductos y materiales, ángulo de encendido, escapes, filtros, etc.).

Expresando mejor lo expuesto, los siguientes gráficos nos muestran algunas de éstas variables y su influencia, fig. 2.13 y 2.14 y figuras 14, 15 y 16 (Apéndice 1).

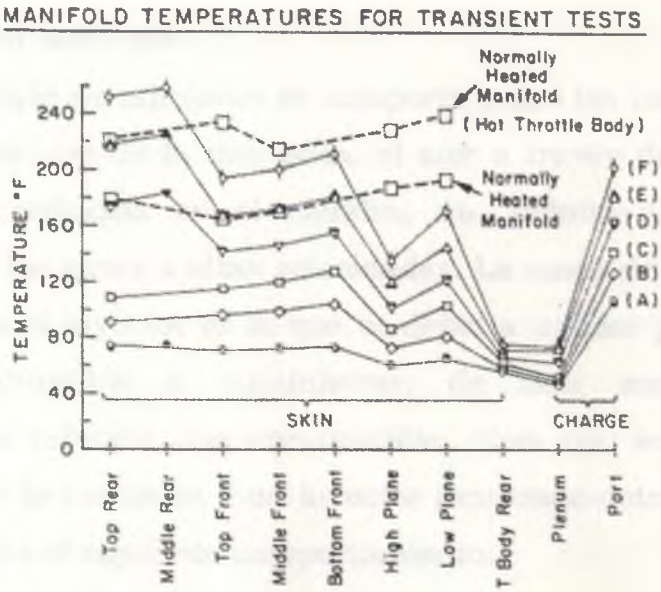


Figura 2.14 [5]

Para finalizar, analizaremos las causas mas importantes, además de las mencionadas, que producen las desviaciones en la relación aire-combustible, para poder contemplarlas en el diseño del sistema de control. Estas son :

A. Wall-Wetting (flujo de combustible adherido a las paredes)

No todo el combustible inyectado entra en el cilindro durante la actual carrera de admisión, una porción del combustible inyectado se deposita en forma líquida a lo largo de las paredes de los componentes del sistema de admisión. Esta acumulación del combustible causa una disminución en la cantidad que entra al cilindro, resultando en una desviación de la relación aire-combustible.

El efecto de wall-wetting es especialmente significativo cuando la inyección se localiza a grandes distancias de la válvula de admisión, como en

un sistema monopunto, pero existe en buena medida en los sistema multipunto.

Este fenómeno produce el siguiente efecto en respuesta a una apertura y cierre de mariposa:

Apertura ⇒ empobrecimiento

Cierre ⇒ enriquecimiento

B. Llenado del múltiple

El múltiple de admisión se comporta como un capacitor de aire, para rápidos transitorios de la mariposa, el aire a través de ésta, m_{mar}, es diferente de la introducida en el cilindro, m_a, debido al fenómeno de compresibilidad de los gases a altas velocidades. La masa de aire en el lugar donde se encuentra el inyector es la que se debería utilizar para calcular la cantidad de combustible a suministrar, de otro modo tendremos desviaciones en la relación aire-combustible. Con un sensor de masa ubicado adelante de la mariposa y un inyector localizado detrás de la válvula de admisión, ocurrirá el siguiente comportamiento:

Apertura ⇒ empobrecimiento

Cierre ⇒ enriquecimiento

C. Movimiento de la mariposa después de la medición de la masa de aire

Tanto la medición del aire usando MAF como el cálculo mediante la presión del múltiple (Speed-Density), deben realizarse mucho antes del cierre de la válvula de admisión debido a los retrasos de respuesta del sensor, tiempo de cálculo computacional y lo mas importante debido al ancho del pulso del inyector. Por ello cualquier movimiento de la mariposa después de adquirida la señal de masa de aire y antes del cierre de la válvula de admisión va a resultar en un error en la determinación exacta de la cantidad de aire introducida. Por ejemplo durante una aceleración la mariposa se abrirá aún después de tomada la medición del flujo de masa de aire, por lo tanto ingresa al cilindro mas aire que el calculado. Esto corresponde al siguiente comportamiento:

Apertura ⇒ empobrecimiento

Cierre ⇒ enriquecimiento

D. Inversión de flujo

En un sistema de inyección de combustible el ancho del pulso de inyección solamente ocupa una porción de la carrera de admisión. Esta termina con un flujo turbulento de aire y combustible entrando al cilindro, que induce una carga de relación aire-combustible no uniforme en todo el volumen. Las válvulas de admisión cierran después del PMS para aprovechar las ventajas de la inercia de los gases e incrementar la eficiencia volumétrica. A bajas velocidades de funcionamiento, cuando la carga posee una pequeña inercia, la inversión del flujo suele ocurrir al comienzo del ciclo de compresión, antes del cierre de la válvula de admisión debido al crecimiento de la presión en el cilindro. Una cierta cantidad de la carga es empujada hacia afuera y como la relación aire-combustible, de esa carga, suele ser distinta a la de la remanente en la cámara de combustión, por el fenómeno ya mencionado, se observan variaciones en la relación aire-combustible.

Estas desviaciones dependen del tiempo de la inyección de combustible respecto del ciclo de admisión. Cuando la inyección termina muy cercana al cierre de las válvulas este fenómeno es muy importante.

2.8 Sistemas de inyección utilizados en vehículos comerciales

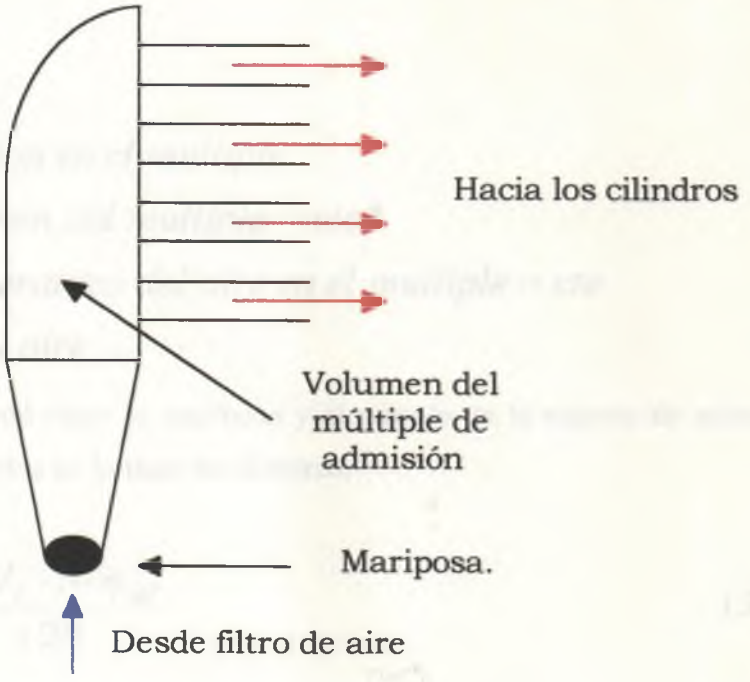
Modelo	Sistema de Inyección	Tipo
Ford Escort RS Cosworth	Weber-Marelli	Speed-Density
Fiat Tipo 2.0 16V	Weber-Marelli IAW	Speed-Density
Lancia Delta 2.0 HF	Weber IAW	Speed-Density
Jaguar XJ12	Lucas-Marelli	Speed-Density
Daimler Double Six	Lucas-Marelli	Speed-Density
Alfa Romeo 155 Q4	Weber-Marelli IAW	Speed-Density
Maserati 2.24V	Weber-Marelli	Speed-Density
Maserati Shamal	Weber-Marelli	Speed-Density

Fiat Coupe 16V	Weber IAW	Speed-Density
Maserati Ghibli	Weber-Marelli	Speed-Density
Ford Mondeo 16V	Ford EEC-IV	MAF
Ferrari 348 Spider	Bosch Motronic M2.7	MAF
Ferrari 512 TR	Bosch Motronic M2.7	MAF
Ferrari F50	Bosch Motronic M2.7	MAF
Opel Vectra Turbo	Bosch Motronic M2.7	MAF
Peugeot 405 MI 16	Bosch Motronic	MAF
Volvo N2H	Bosch Motronic	MAF
Alfa Romeo 155 2.0 16V Twin Spark	Bosch Motronic M2.10.2	MAF
Porsche 911 Carrera	Bosch Motronic M2.10	MAF
Alfa Romeo GTV 2.0 TS 16V	Bosch Motronic M2.10.3	MAF
Mercedes Benz SL500	Bosch KE5-JETRONIC	Mecánico-Electrónico
Porsche 911 Turbo 3.6	Bosch K-JETRONIC	Mecánico-Hidráulico
Porsche 911 Turbo S	Bosch KE-JETRONIC	Mecánico-Electrónico
Seat Ibiza GTI	Digifant (Bosch L-JETRONIC)	Sensor de caudal volumétrico(VAF)
Seat Toledo 16V	Bosch K-JETRONIC	Mecánico-Hidráulico

3.0 Descripción de la dinámica de los procesos.

Como ya hemos analizado, los sistemas que se utilizan en la actualidad tienen desviaciones en el control de la mezcla aire-combustible deseada. Diversos son los motivos y de diversa naturaleza. Desde ruido en los sensores o mediciones incorrectas, hasta errores en las ecuaciones usadas para describir los procesos, fallas mecánicas o variaciones en las condiciones ambientales.

Es por todo esto que presentamos a continuación un análisis físico de los procesos y su interpretación matemática. Modelando correctamente y teniendo en cuenta la mayor cantidad de factores posibles para luego así,



desarrollar el sistema de control en base a ellos.

3.1 Modelo del flujo de aire en el múltiple de admisión.

Utilizando las siguientes hipótesis, en el múltiple de admisión:

- Flujo uniforme del aire.
- Conservación de la masa.
- Validez de la ecuación de los gases ideales, dentro del volumen.
- Propiedades uniformes y temperatura del aire cte. en todo el volumen.

Obtenemos:

$$\frac{dM}{dt} = \dot{m}_{entra} - \dot{m}_{sale} = \dot{m}_{mariposa} - \dot{m}_{cilindro} \qquad (3.1)$$

Donde:

M = *masa de aire en el multiple de admision*

$\dot{m}_{mariposa}$ = *flujo masico a traves de la mariposa*

$\dot{m}_{cilindro}$ = *flujo de masa que ingresa al cilindro*

$$M = \frac{P_m \cdot V_m}{R \cdot T_m} \qquad (3.2)$$

Siendo:

P_m = *Presion en el multiple*

V_m = *Volumen del multiple* = *cte**

T_m = *Temperatura del aire en el multiple* = *cte*

R = *cte del aire*

* Es el volumen total entre la mariposa y el asiento de la válvula de admisión, es decir incluye a los conductos de la tapa de cilindros.

$$\dot{m}_{cilindro} = \frac{N \cdot V_c \cdot \rho \cdot \eta_{vol}}{120} \qquad (3.3)$$

$$\rho = \frac{P_m}{R \cdot T_m} \qquad (3.4)$$

$$\dot{m}_{cilindro} = \frac{N \cdot V_c \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{120 \cdot R \cdot T_m} \qquad (3.5)$$

Reemplazando las ecuaciones (3.5) y (3.2) en (3.1) tenemos:

$$\frac{dP_m}{dt} \cdot \frac{V_m}{R \cdot T_m} = \dot{m}_{mar} - \frac{N \cdot V_c \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{120 \cdot R \cdot T_m} \qquad (3.6)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \frac{\dot{m}_{mar} \cdot R \cdot T_m}{V_m} - \frac{N \cdot V_c \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{120 \cdot V_m} \qquad (3.7)$$

Donde el $\eta_{vol.}$ es función del "cruce" de las válvulas de admisión y escape, RPM, diseño y construcción del múltiple y válvulas; como las mas relevantes.

Una aproximación empírica para el valor del $\eta_{vol.}$ es propuesta en [2], la cual da excelentes resultados en todo el rango de operación del motor, fig. 3.1.

$$\eta_{vol}(RPM, P_m) = C_0 + C_1 \cdot RPM + C_2 \cdot RPM^2 + C_3 \cdot P_m \quad (3.8)$$

$$C_0, C_1, C_2, C_3 = Ctes.a\ det erminar\ en\ ensayos$$

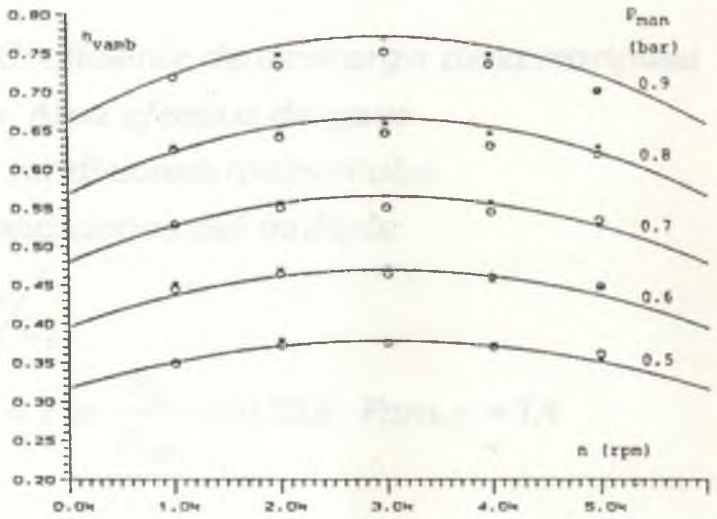


Figura 3.1 [2]

° : $\eta_{VOL.}$ calculado (software FLOSIM)

+: $\eta_{VOL.}$ calculado (ecuación 3.8)

Línea llena : $\eta_{VOL.}$ medido

A su vez el valor de la masa que pasa por la mariposa puede ser medido y tabulado en función del ángulo de ésta y las RPM, o calculado por la ecuación de flujo de un fluido a través de una restricción, [3]:

Para Mach < 1 :

$$\dot{m}_{mariposa} = \frac{C_D \cdot A_{mar} \cdot P_{atm}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \cdot \left(\frac{P_m}{P_{atm}}\right)^{1/\gamma} \cdot \left\{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_{atm}}\right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right)}\right]\right\}^{1/2} \quad (3.9)$$

Para Mach > 1 :

$$\dot{m}_{mariposa} = \frac{C_D \cdot A_{mar} \cdot P_{atm}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\left(\frac{\gamma + 1}{2 \cdot (\gamma - 1)}\right)} \quad (3.10)$$

Siendo:

C_D = *Coeficiente de descarga de la mariposa*

A_{mar} = *Area efectiva de paso*

atm = condiciones ambientales

m = condiciones del multiple

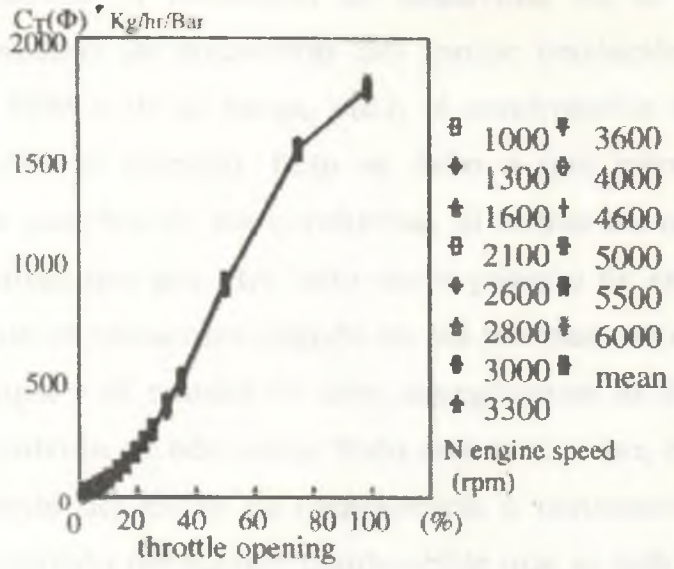
$\gamma = C_p / C_v$

$Mach = 1 \Rightarrow \frac{P_m}{P_{atm}} = 0.528 \quad Para\ \gamma = 1.4$

Para salvar las dificultades de calcular C_d y A_{mar}, se puede relevar una curva en función del ángulo de mariposa que involucra a los parámetros $C_T(\Phi) = \frac{C_D \cdot A_{mar}}{\sqrt{R \cdot T_m}}$ como se puede observar en [4], fig. 3.2.

Reemplazando (3.8) y (3.9) en (3.7) y resolviendo la ecuación diferencial, obtenemos la función de variación de la presión del múltiple de admisión en relación con las condiciones de funcionamiento del motor.

Además se puede hallar la interrelación que existe entre la masa de aire que entra al múltiple a través de la mariposa y la que ingresa al cilindro por la válvula de admisión, fig. 3.3 y fig. 17 (Apéndice 1)



Aeraulic resistance function of the throttle position.

Figura 3.2 [4]

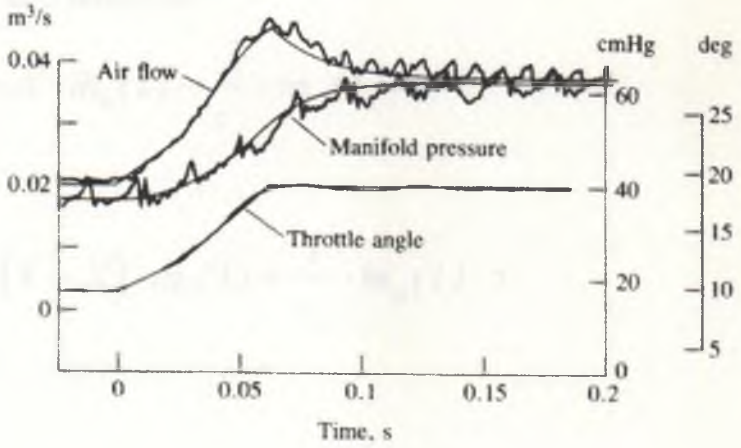


Figura 3.3 [3]

3. 2 Modelo del flujo de combustible en el múltiple de admisión

Con respecto a la dinámica del flujo de combustible en el múltiple de admisión se han realizado gran cantidad de estudios e investigaciones, lográndose excelentes resultados.

Principalmente el fenómeno se desarrolla de la siguiente forma : Durante un proceso de transición del motor (variación de la mariposa, cambio de las RPM o de la carga, etc.), el combustible inyectado no entra completamente en el cilindro. Esto se debe a que parte de este flujo se deposita en las paredes de los conductos, al entrar en contacto con ésta y adherirse. Mientras que por otro lado cierta porción de esta masa líquida de combustible, que se encuentra pegada en las paredes, se evapora, por acción de la temperatura y el caudal de aire, agregándose al flujo que ingresa al cilindro por la válvula de admisión. Todo este fenómeno, cuando la situación de funcionamiento del motor es estacionaria o constante, se estabiliza. Es así igual la proporción del líquido combustible que se adhiere a la pared y la que se evapora, equilibrándose y no afectando de esta manera a la relación aire-combustible que se usó cuando se calculó el tiempo de inyección.

Si bien parece complicado, el modelo matemático que lo representa es simple y probadamente efectivo, [1], [5], [6], [4], etc.

Así es que tenemos:

$$\dot{m}_{ca}(t) = X \cdot \dot{m}_{ci}(t) - \frac{1}{\tau_f} \cdot m_{ca}(t) \qquad (3.11)$$

$$\dot{m}_{c}(t) = (1 - X) \cdot \dot{m}_{ci}(t) + \frac{1}{\tau_f} \cdot m_{ca}(t) \qquad (3.12)$$

Donde:

X = fraccion del combustible inyectado que se deposita en la pared de los conductos

τ_f = Constante de tiempo del proceso de evaporacion del combustible

En forma general, la fracción X, es función de la posición de la mariposa, (ángulo de apertura) y de la localización física del inyector,

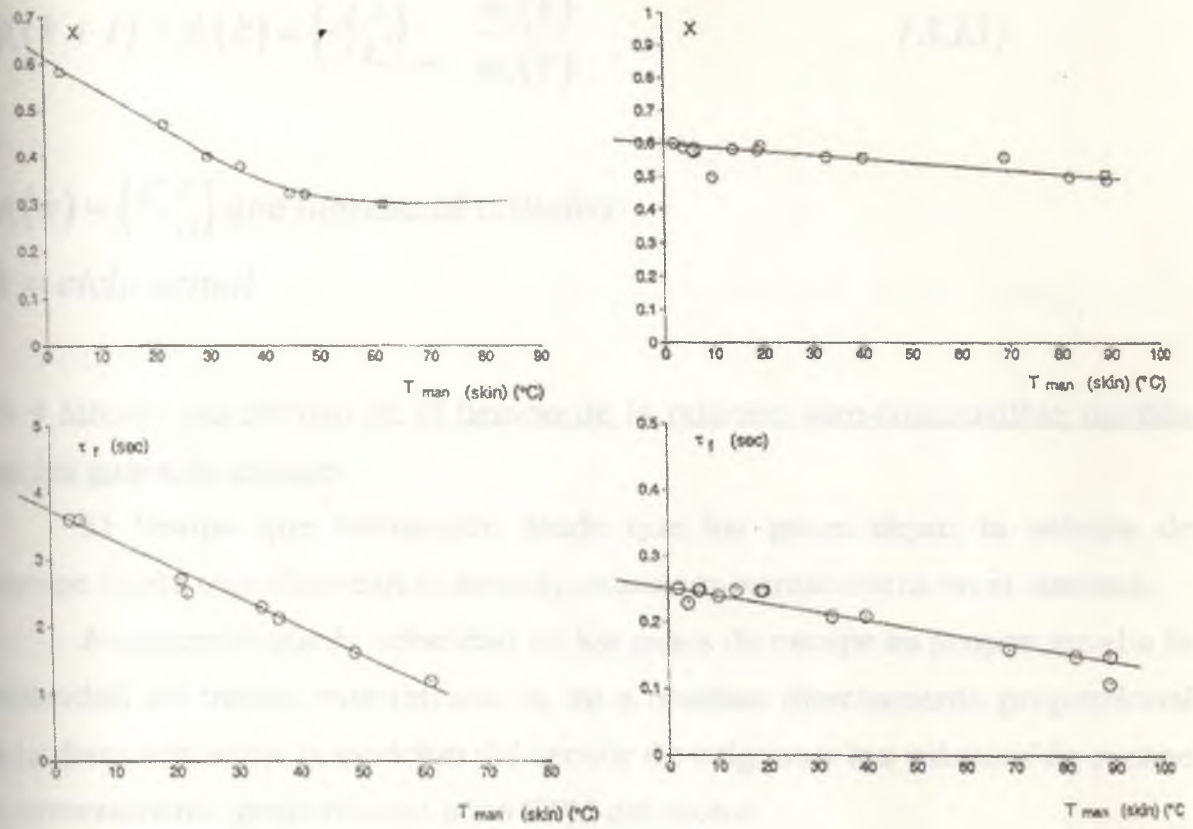


Figura 3.4 [21]

Las figuras de la izquierda pertenecen a un sistema de inyección monopunto donde se observa una mayor dependencia de los valores de τ_f y X con respecto a la temperatura que en un sistema multipunto (figuras de la derecha)

(posición, inclinación, tipo de spray, etc.). Mientras que la constante de tiempo τ_f principalmente depende de la temperatura de las paredes del sistema de admisión, fig. 3.4.

3.3 Modelo del ciclo de retraso natural del motor

La mezcla aire-combustible ingresada al cilindro, luego de cerrada la válvula de admisión, es objeto de la carrera de compresión y posteriormente de la expansión, antes de que la válvula de escape se abra y los gases quemados comiencen a abandonar el cilindro. Este retraso de aproximadamente 500° de cigüeñal, entre el comienzo de la admisión y la medición aire-combustible efectiva es inherente al motor de cuatro tiempos.

La relación combustible-aire en el múltiple de escape ϕ_e se puede expresar como:

$$\phi_c(k+1) = \phi_c(k) = \left(A/C\right)_{esteq} \cdot \frac{m_c(k)}{m_a(k)} \qquad (3.13)$$

$\phi_c(k) = \left(C/A\right)$ *que ingresa al cilindro*

k = *ciclo actual*

3.4 Modelo del retraso en el tiempo de la relación aire-combustible medida en los gases de escape.

El tiempo que transcurre desde que los gases dejan la válvula de escape hasta que alcanzan el sensor, causa un retraso extra en el sistema.

Asumiendo que la velocidad de los gases de escape es proporcional a la velocidad del motor, este retraso, t_d, va a resultar directamente proporcional a la distancia entre la posición del sensor de oxígeno y las válvulas de escape e inversamente proporcional a las RPM del motor.

3.5 Modelo de la dinámica del sensor UEGO.

Existen dos tipos de sensores de oxígeno en gases de escape.

Uno es el sensor lineal UEGO (Universal Air/Fuel Ratio Heated Exhaust Gas Oxigen), que proporciona una medida cuantitativa de la relación aire combustible en los gases de escape. El desarrollo de este sensor es muy reciente y su utilización no es masiva debido a su alto costo.

El otro es el comunmente utilizado en los automóviles comerciales y el cual ya hemos descripto ampliamente, (sensor lambda o EGO).

A los fines del desarrollo de nuestro trabajo el sensor utilizado será el UEGO, ya que proporciona una alta resolución en la medida del aire-combustible para cualquier composición de la mezcla.

La respuesta del sensor UEGO, fue modelada como una combinación del tiempo de transporte, t_d, y un retraso de primer orden correspondiente a la respuesta del sensor. Así llegamos a:

$$\tau_e \cdot \dot{\phi}_m(t) + \phi_m(t) = \phi_e(t - t_d) \qquad (3.14)$$

Siendo

τ_e = *tiempo de respuesta del sensor*

Este parámetro, τ_e, es función principalmente de la posición de la mariposa.

3.6 Modelo del invector

El inyector de combustible es simplemente un actuador accionado por un solenoide. Se toma como hipótesis de trabajo, que la diferencia de presión entre sus extremos (entrada y salida de combustible), es constante en el tiempo. Esto implica que el caudal inyectado es proporcional al tiempo de apertura del mismo.

$$m_{ci} = K_i(t_i - t_0)$$

K_i = *ganancia del inyector* $[g / mseg]$

t_o = *tiempo de retardo de apertura – OFF –*

t_i = *tiempo de inyeccion*

3.7 Comparación entre el control basado en el tiempo y el control basado en el evento (ángulo).

Así como muchas leyes físicas fundamentales están basadas en el tiempo por su naturaleza, la operación de un motor alternativo divide los procesos físicos en cuatro regímenes distintos correspondientes a cuatro eventos:

- Admisión
- Compresión
- Expansión
- Escape

Como resultado el comportamiento característico de un motor consiste en una combinación de dos tipos de dinámicas : basada en el tiempo y basada en evento.

La dinámica basada en evento se describe mejor en el dominio del ángulo de cigüeñal , ya que el cigüeñal es el reloj natural en vez del tiempo. Además, desde el punto de vista del control de un motor existe un único valor de relación aire-combustible en cada ciclo para cada cilindro, y la salida del sistema de control : el encendido y el tiempo de inyección, están sincronizados con el ángulo del cigüeñal.

Para transformar ecuaciones diferenciales en el dominio del tiempo al dominio del ángulo podemos verificar:

$$N = \frac{1}{6} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

$\theta\,[\circ] = \text{ángulo del cigüeñal}$

$N = RPM$

$t[seg]$

Por lo tanto el ángulo del cigüeñal y el tiempo están relacionados por:

$$dt = \frac{d\theta}{6 \cdot N}$$

Para una cantidad general X(t), la velocidad de cambio en el dominio del ángulo se obtiene sustituyendo la siguiente identidad en el dominio del tiempo:

$$\frac{dx}{dt} = 6 \cdot N \cdot \frac{dx}{d\theta}$$

4. Definición de los modelos y características constructivas del sistema de control, CACE.

Con el comportamiento dinámico de los componentes del sistema ya caracterizados, se puede realizar una simulación para predecir la performance del sistema y evaluar el diseño del control. Los métodos de control de espacio de estado modernos, incluyen al modelo en el algoritmo de control.

El modelo se calcula en tiempo real, con las condiciones actuales de operación y las acciones de control se derivan de estos resultados. Teniendo esto en cuenta, se debe desarrollar un modelo discreto computacionalmente eficiente y representativo del funcionamiento real del motor.

4.1 Selección del dominio de representación del modelo.

Debido a los ensayos realizados por Chin y Coats [7], se verificó para dos tipos de motores de producción que la mayoría de las dinámicas son basadas en evento y tienen menores variaciones en el dominio del ángulo de cigüeñal que en el dominio del tiempo cuando cambian las condiciones de operación del motor.

Es por esto que decidimos adoptar un período de muestreo y de ejecución del control, sincronizados con el ángulo del cigüeñal.

En un motor a explosión (ciclo Otto), la mezcla aire-combustible entra en el cilindro durante la carrera de admisión, en el instante en que las válvulas de admisión se cierran, la cantidad y la relación aire-combustible de la mezcla que está disponible para la combustión, en el presente ciclo, queda completamente determinada. Esta "acción de muestreo", inherente a los motores de cuatro tiempos, sugiere que es "natural" sincronizar los tiempos de muestreo con los eventos de admisión. El cálculo del período de sampleo correspondiente a una frecuencia de admisión particular será:

$$\theta_{muestreo} = \frac{720}{n} \left[^{\circ}\right]$$

$$T_{muestreo} = \frac{120}{N \cdot n} [seg.]$$

n = *número de cilindros*

Puede notarse en las ecuaciones mostradas que el período de muestreo es fijo en el dominio del ángulo de cigüeñal, pero varía en el dominio del tiempo, en función de las RPM.

4.2 Modelo del motor basado en eventos

Para el modelo de motor discreto, basado en evento, la dinámica del motor es expresada como ecuaciones de diferencia finita.

Las ecuaciones de diferencia discreta son derivadas de ecuaciones diferenciales continuas, calculando las matrices de transición Φ y Γ, (que representan en forma matemática discreta las variables físicas del motor), para cada paso en función del anterior.

Las técnicas de transformación son descriptas en los libros de sistemas de control [8], [9].

4.3 Características constructivas del sistema de admisión

Como hemos descripto al comienzo de la sección 3, la cantidad de masa almacenada en el múltiple de admisión, durante los estados transitorios, es directamente proporcional al cambio de la presión (en el múltiple) y la constante de tiempo de llenado del múltiple, τ_m.

$$\frac{dP_m}{dt} = \frac{\dot{m}_{mar} \cdot R \cdot T_m}{V_m} - \frac{N \cdot V_c \cdot P_m \cdot \eta_{vol}}{120 \cdot V_m} \qquad (4.1)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \dot{m}_{mar} \cdot K - \frac{1}{\tau_m} \cdot P_m \qquad (4.2)$$

$$\frac{dM_m}{dt} \# \frac{dP_m}{dt} \# \dot{m}_{mar} - \frac{1}{\tau_m} \cdot P_m \qquad (4.3)$$

Siendo:

$$\tau_m = \frac{120 \cdot V_m}{N \cdot V_c \cdot \eta_{vol}} \qquad (4.4)$$

Es por esto que minimizando el volumen del múltiple apropiadamente es correcto considerar que la masa de aire que pasa por la mariposa es igual a la que ingresa al cilindro.

Por ello para el sistema CACE, se adopta la disposición de un múltiple de admisión con una mariposa para cada cilindro y se acepta, con una excelente aproximación que la masa de aire que ingresa al cilindro es la misma que pasa por la mariposa.

Para asegurar el apropiado cumplimiento de dicha hipótesis, se implementará el comando de la mariposa mediante un motor eléctrico, (paso a paso) desacoplado del pedal acelerador.

Esto, nos posibilitará accionar la mariposa en el momento deseado y en la cantidad mas conveniente.

De esta forma, luego de adquiridos los datos, la posición no se modificará para el presente ciclo (ver control del movimiento de la mariposa, sección 6.1). Así se solucionan los problemas citados en la sección 2.6 **B** y 2.6 **C**.

Además, se tomará en general:

- Área de la mariposa = Área de las válvulas de admisión · 1.2
- Distancia mariposa-asiento de válvula = mín. posible

Por ejemplo:

1 válvula de admisión de diámetro = 4.6 cm

Longitud de los conductos = 10 cm

V_c = 500 cm^3

$V_m = 200\ cm^3$

RPM = 7000 $\Rightarrow$ t_{ciclo} = 17 mseg.

$\eta_{vol.} = 0.9$

τ_m= 7.6 mseg.

RPM = 2000 $\Rightarrow$ t_{ciclo} = 60 mseg.

$\eta_{vol.} = 0.4$

τ_m= 60 mseg.

2 válvulas de admisión de diámetro = 3.5 cm

Longitud de los conductos = 10 cm

$V_c = 500\ cm^3$

$V_m = 231\ cm^3$

RPM = 7000 $\Rightarrow$ t_{ciclo} = 17 mseg.

$\eta_{vol.} = 0.95$

τ_m= 8.3 mseg.

RPM = 2000 $\Rightarrow$ t_{ciclo} = 60 mseg.

$\eta_{vol.} = 0.55$

τ_m= 50.4 mseg.

Si ahora recalculamos los τ_m para el caso de una sola mariposa en el motor y un $V_m = 2000\ cm^3$, obtenemos:

Para 1 válvula de admisión:

RPM = 7000 $\Rightarrow$ t_{ciclo} = 17 mseg.

$\eta_{vol.} = 0.9$

$\tau_m = 76.2$ mseg.

RPM = 2000 $\Rightarrow$ $t_{ciclo} = 60$ mseg.

$\eta_{vol.} = 0.4$

$\tau_m = 600$ mseg.

Para 2 válvulas de admisión:

RPM = 7000 $\Rightarrow$ $t_{ciclo} = 17$ mseg.

$\eta_{vol.} = 0.95$

$\tau_m = 72.2$ mseg.

RPM = 2000 $\Rightarrow$ $t_{ciclo} = 60$ mseg.

$\eta_{vol.} = 0.55$

$\tau_m = 436$ mseg.

Esto demuestra que con un múltiple pequeño y mariposas individuales el tiempo de respuesta a los cambios de presión, es como mínimo diez veces mas rápido que el correspondiente a una sola mariposa. Además siempre es menor que la duración de un ciclo, lo cual minimiza cualquier posible error en el cálculo del llenado del cilindro.

Las variaciones ambientales o fisicas del motor que modifican la masa de aire que ingresa al cilindro, serán corregidas mediante la presión del múltiple de admisión, su temperatura y la presión atmosférica, (P_m, T_m y P_{atm}), medidas en cada evento de admisión.

Las ecuaciones utilizadas serán:

Para Mach < 1 :

$$\dot{m}_a = \frac{C_D \cdot A_{mar} \cdot P_{atm}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \cdot \left(\frac{P_m}{P_{atm}}\right)^{1/\gamma} \cdot \left\{\frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_{atm}}\right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma}\right)}\right]\right\}^{1/2}$$

Para Mach > 1 :

$$\dot{m}_a = \frac{C_D \cdot A_{mar} \cdot P_{atm}}{\sqrt{R \cdot T_m}} \cdot \gamma^{1/2} \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\left(\frac{\gamma + 1}{2 \cdot (\gamma - 1)}\right)}$$

Realizando el cociente, con la ecuación que corresponda, entre la masa medida en el ensayo, ($m_a = f(\alpha, RPM)$ procedimiento descripto en la sección 6.4.1) y la masa que ingresa al cilindro durante el funcionamiento, obtenemos:

$$\frac{P_m}{P_{atm}} < 0.528 \Rightarrow Mach > 1$$

$$\dot{m}_a = \overline{\dot{m}}_a \cdot \frac{P_{atm}}{\overline{P}_{atm}} \cdot \sqrt{\frac{\overline{T}_m}{T_m}} \qquad (4.1)$$

UNIVERSIDAD CATOLICA DE CORDOBA
BIBLIOTECA

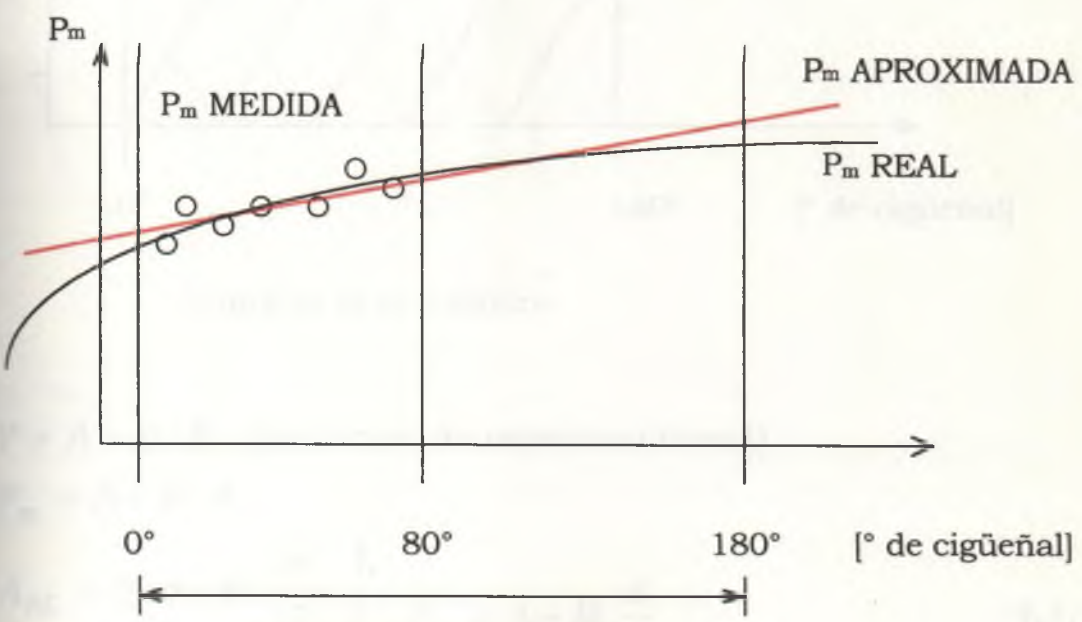
$$\frac{P_m}{P_{atm}} > 0.528 \Rightarrow Mach < 1$$

$$\dot{m}_a = \overline{\dot{m}}_a \cdot \frac{P_{atm}}{\overline{P}_{atm}} \cdot \sqrt{\frac{\overline{T}_m}{T_m}} \cdot \left(\frac{P_m}{P_{atm}} \cdot \frac{\overline{P}_{atm}}{\overline{P}_m} \right)^{1/\gamma} \cdot \frac{\left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_{atm}} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} \right] \right\}^{1/2}}{\left\{ \frac{2 \cdot \gamma}{\gamma - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{\overline{P}_m}{\overline{P}_{atm}} \right)^{\left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)} \right] \right\}^{1/2}} \quad (4.2)$$

Correspondiendo todas las variables que tienen "barra", a las relevadas en el ensayo y las restantes, a las medidas en tiempo real por los sensores.

En el caso particular de la P_m, debido a su rápido cambio y ante la imposibilidad de poder sensar el período completo de la admisión; ya que el control debe procesar los datos y actuar sobre el sistema, antes de que finalice dicho período; haremos un relevamiento de ésta durante los primeros ochenta grados de la admisión y se estimará su comportamiento en los restantes cien grados (se toma como período de admisión 180°).

Esta aproximación se realizará de la siguiente forma:

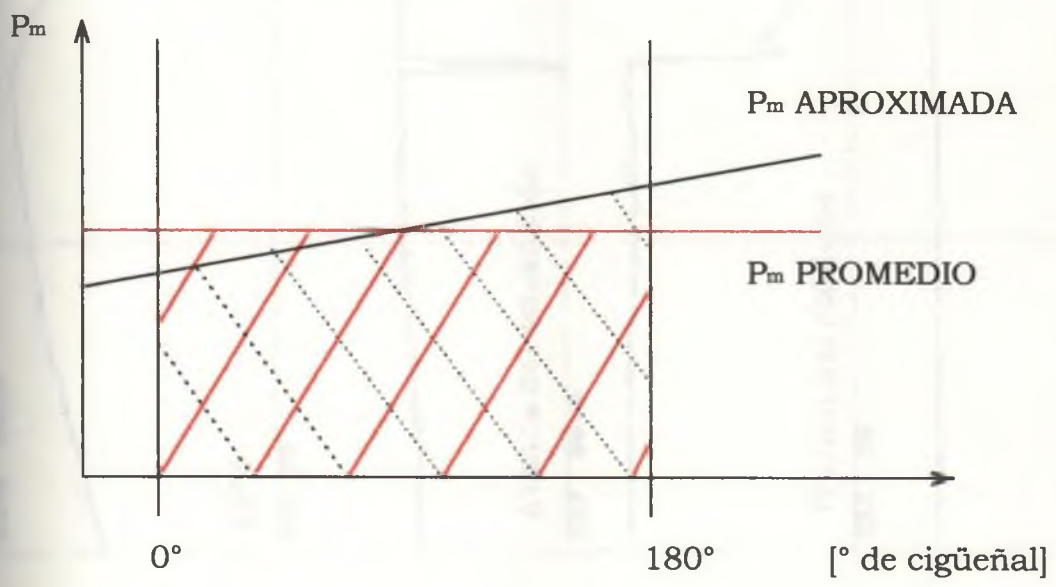


Utilizando una regresión lineal ajustada por mínimos cuadrados, [10], se obtiene una función para estimar los valores de P_m, durante toda la admisión, como se observa en la figura anterior.

Esto tiene, además, la ventaja de filtrar los posibles errores de medición, (ruidos, etc.).

Por otro lado, al realizarse este procedimiento en cada período de admisión y al ser las variaciones de la P_m altamente lineales, la aproximación es válida; como queda demostrado por los resultados obtenidos durante los ensayos realizados con el señor Oreste Berta, en un motor de características similares a las adoptadas en el presente trabajo, fig. 4.1 y 4.2.

A partir de la función obtenida se procede a calcular un valor de P_m promedio, representativo del período, mediante la igualación de las áreas que generan ambas curvas. Este valor de la P_m, estimado, será el utilizado en todos los cálculos que realice el sistema de control.



Admisión de un cilindro

$$Y = A + B \cdot X \quad (ecuacion\ de\ regresion\ lineal)$$

$$P_m = A + B \cdot \theta$$

$$\left.\begin{aligned} A_{RL} &= A \cdot \theta + B \cdot \frac{\theta^2}{2} \\ A_{pm} &= P_m \cdot \theta \end{aligned}\right\} \quad P_m = A + B \cdot \frac{\theta}{2} \qquad (4.3)$$

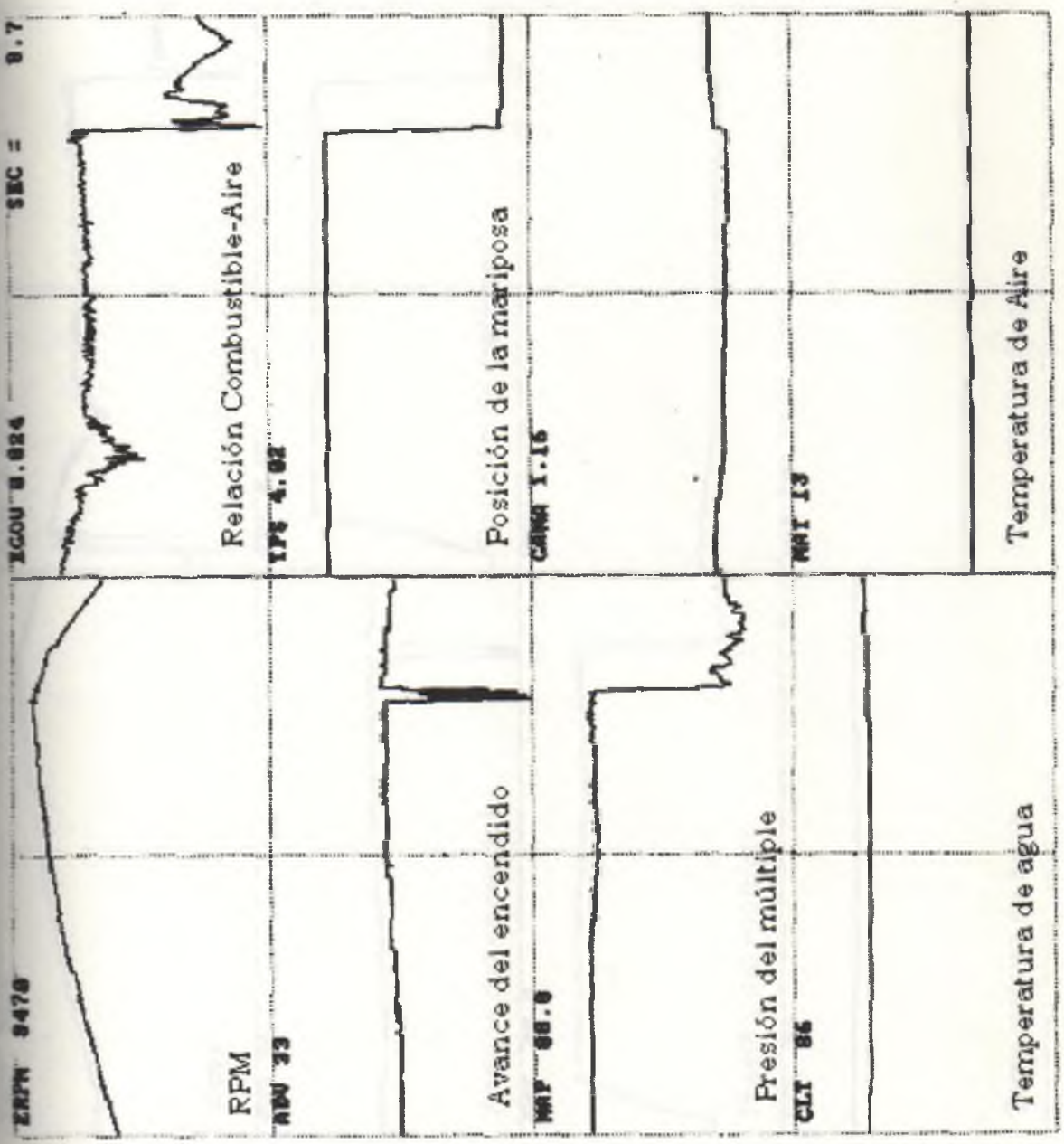


Figura 4.1

Los resultados aquí presentados, corresponden a un motor de Renault 19, de la categoria TC 2000; 4 cilindros, 2000 cm^3. Equipado con un sistema de inyección ELECTROMOTIVE con una disposición de mariposas individuales y multiples de reducidas dimensiones.

Destacamos el comportamiento lineal en la variación de la presión, en el múltiple de admisión, para rápidos cambios en la posición de la mariposa, confirmando la hipótesis, en la cual se basa el cálculo aproximado de P_m, del sistema CACE.

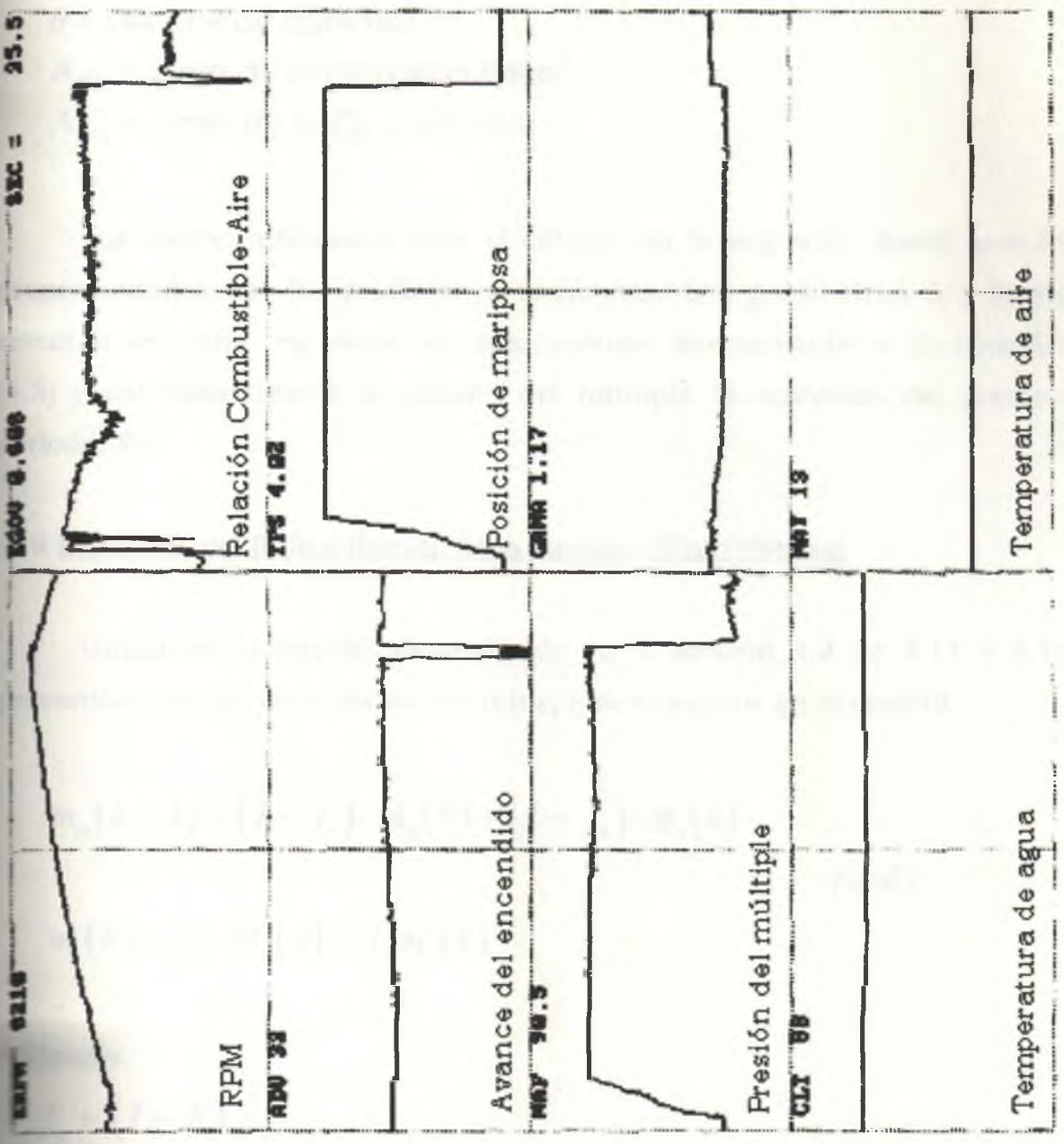


Figura 4.2

Los resultados aquí presentados, corresponden a un motor de Renault 19, de la categoria TC 2000; 4 cilindros, 2000 cm^3. Equipado con un sistema de inyección ELECTROMOTIVE con una disposición de mariposas individuales y multiples de reducidas dimensiones.

Destacamos el comportamiento lineal en la variación de la presión, en el múltiple de admisión, para rápidos cambios en la posición de la mariposa, confirmando la hipótesis, en la cual se basa el cálculo aproximado de P_{m},, del sistema CACE.

Siendo:

θ = *Grados de cigüeñal*

A_{RL} = *Area de la regresión lineal*

A_{pm} = *Area de la* P_m *promedio*

Los valores utilizados para el cálculo en la regresión lineal, son los proporcionados por las mediciones realizadas. Los parámetros A y B que resultan de dicha regresión, se reemplazarán directamente en la ecuación (4.3) y así obtendremos la presión del múltiple de admisión del presente período, P_m.

4.4 Dinámica del flujo adherido a las paredes (Wall-Wetting)

Utilizando el modelo ya analizado en la sección 3.2 (ec 3.11 y 3.12) presentaremos las ecuaciones discretas, que usaremos en el control.

$$m_{ca}(k+1) = (1 - f_\beta) \cdot m_{ca}(k) + (1 - f_\alpha) \cdot m_{ci}(k) \qquad (4.4)$$

$$m_c(k) = f_\beta \cdot m_{ca}(k) + f_\alpha m_{ci}(k)$$

Siendo

$$f_\alpha = (1 - X)$$

$$f_\beta = 1/\tau_f$$

4.5 Discretización de la repuesta del sensor UEGO

Siguiendo el mismo procedimiento que en el punto anterior, obtenemos la ecuación :

$$\phi_m(k+1) = \gamma_0 \cdot \phi_m(k) + \gamma_1 \cdot \phi_e(k-1) + \gamma 2 \cdot \phi_e(k) \qquad (4.5)$$

Siendo:

$$\gamma_0 = e^{-T/\tau_e}$$

$$\gamma_1 = e^{-m\cdot T/\tau_e} - e^{-T/\tau_e}$$

$$\gamma_2 = 1 - e^{-T/\tau_e}$$

$$m = 1.3 - (t_d/T)$$

$$T = \frac{120}{N\,[RPM]} \;;T: \textit{tiempo de muestreo}$$

Esto demuestra que la relación aire-combustible medida por la sonda UEGO depende de las relaciones de la mezcla de los dos ciclos previos, debido al retraso natural del motor y al transporte de los gases, t_d. .

La contribución en ϕ_m , de cada uno de los dos ciclos anteriores depende de *m*, que es un numero positivo menor que uno.

4.6 Modelo discreto del motor.

Considerando cada una de las dinámicas descriptas como variables que definen el estado del motor en cada ciclo, podemos expresar en forma matricial, el siguiente modelo discreto:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} m_{ca} \\ \phi_e \\ \phi_d \\ \phi_m \end{bmatrix}_{(k+n)}}_{x(k+n)} = \underbrace{\begin{bmatrix} 1-f_\beta & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(A/C)_{est}}{m_a}\cdot f_\beta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & \gamma_1 & \gamma_o \end{bmatrix}_k}_{\Phi(k)} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} m_{ca} \\ \phi_e \\ \phi_d \\ \phi_m \end{bmatrix}_k}_{x(k)} + \underbrace{\begin{bmatrix} 1-f_\alpha \\ \frac{(A/C)_{est}}{m_a}\cdot f_\alpha \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_k}_{\Gamma(k)} \cdot \underbrace{[m_{ci}]_k}_{u(k)}$$

(4.6)

$$\underbrace{[\phi_m]_k}_{y(k)} = \underbrace{[0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]}_{H} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} m_{ca} \\ \phi_e \\ \phi_d \\ \phi_m \end{bmatrix}_{(k)}}_{x(k)} \qquad (4.7)$$

Se puede observar que tenemos como entrada el valor escalar m_{ca} ($u(k)$) y como salida el correspondiente valor escalar ϕ_m , ($y(k)$).

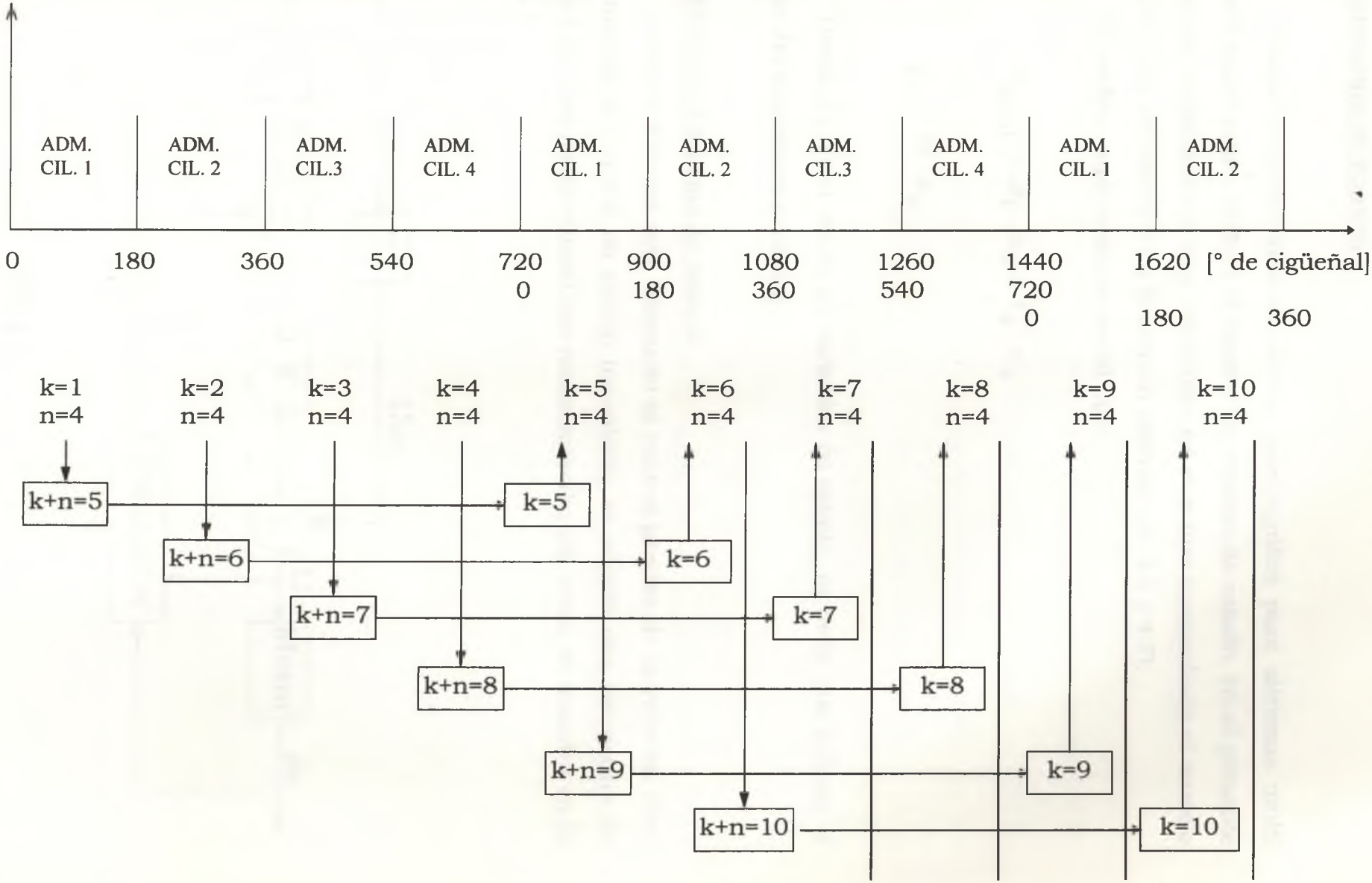
A su vez las matrices de transformación ϕ_k y Γ_k , son variables en el tiempo debido a la intervención de m_a, f_β, f_α, γ_0, γ_1, y γ_2, que son en general función de las RPM y del ángulo de la mariposa.

En una notación más general, el modelo puede ser descripto de la siguiente forma:

$$x_{(k+n)} = \Phi_k \cdot x_k + \Gamma_k \cdot u_k$$
$$y_k = H \cdot x_k$$

Destacamos que la expresión (k+n), siendo n el número de cilindros, indica que la evaluación de las variables se realizará en forma individual para cada cilindro. Mientras que el subíndice k, actualiza estas variables en cada evento de admisión (180°), como puede observarse en la figura de la página siguiente.

MOTOR DE 4 CILINDROS



5. Estructura de control

Debido a las ventajas de cálculo que significa para sistemas multi entrada-multi salida (MIMO) el control en espacio de estado, en el presente trabajo se implementará una estructura de este tipo aprovechado el modelo matricial que se describió en la sección anterior (ec. 4.6 y 4.7).

El modelo implementado es del tipo:

$$x_{(k+n)} = \Phi_k \cdot x_k + \Gamma_k \cdot u_k$$

$$y_k = H \cdot x_k$$

Donde X_k es el vector de variables de estado, es decir que definen el estado del sistema en el ciclo *k*.

5.1 Diseño del sistema de control

Como el sistema está orientado al control preciso de la relación aire-combustible del motor, en estado transitorio, se adoptó una estructura de control del tipo *feedfordward* con realimentación [8], como se muestra en la fig. 5.1.

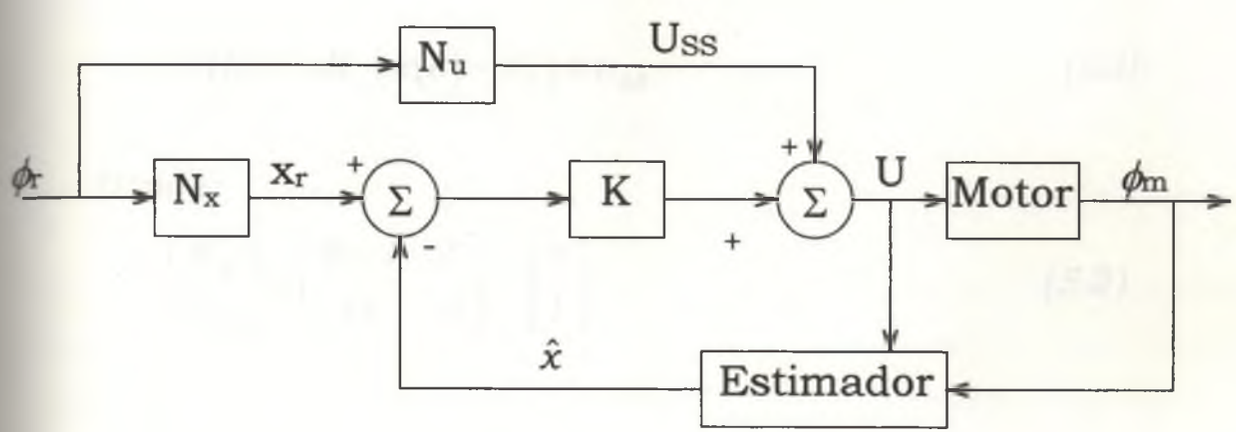


Fig. 5.1

Esta estructura consiste en una matriz de comando de estado: N_x que define el valor deseado del vector de estado a partir de la relación combustible-aire deseada que actúa como entrada de referencia ϕ_r.

Por otro lado, como se conoce el valor de la salida del control en estado estacionario U_{SS}, por medio del modelo del motor, se incluye este término, que es proporcional a ϕ_r, como una prealimentación de la entrada de referencia al motor: U. Esta entrada está integrada, además, por la contribución, a través de la ganancia K, que realiza la realimentación y cuya finalidad es disminuir los errores en estado transitorio.

La presente estructura de control llamada de "prealimentación-realimentación" tiene como objetivo aumentar la velocidad de respuesta del sistema ante errores transitorios, a diferencia de un sistema convencional que solamente realimenta este error de salida cuando la decisión de control incorrecta ya fue tomada.

En general esta ley de control puede ser expresada matricialmente de la siguiente manera:

$$U(k) = -K \cdot \left(x(k) - x_r\right) + u_{ss} \qquad (5.1)$$

Donde:

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi - I & \Gamma \\ H & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ I \end{bmatrix} \qquad (5.2)$$

$$\begin{bmatrix} N_x \\ N_u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f_\alpha & 0 & 0 & 0 & 1-f_\alpha \\ \dfrac{(A/C)_{est} \cdot f_\beta}{m_a} & -1 & 0 & 0 & \dfrac{(A/C)_{est} \cdot f\alpha}{m_a} \\ 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & \gamma_2 & \gamma_1 & \gamma_0 - 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

$$reacomodando \begin{cases} [N_x] = \begin{bmatrix} \dfrac{1-f_\alpha}{f_\beta} \cdot \dfrac{m_a}{(A/C)_{est}} \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} & (5.4) \\ [N_u] = \dfrac{m_a}{(A/C)_{este}} & (5.5) \end{cases}$$

Y $\quad X_r = N_x \, \phi_r \quad (5.6\ a)$

$\quad U_{ss} = N_U \, \phi_r \quad (5.6\ b)$

Para el cálculo de la ganancia K de la ecuación 5.1 en el presente trabajo se utilizó diseño de control óptimo lineal cuadrático (LQ), minimizando la función de costo:

$$\sum_k x(k)^T \cdot Q \cdot x(k) + U(k)^T \cdot R \cdot U(k)$$

donde Q y R son las matrices de importancia relativa del error y el esfuerzo computacional de control respectivamente. Si otorgamos importancia solamente a un buen seguimiento de la referencia elegimos $R = 0$ y según el método de mínimos cuadrados recursivos (LQR) [8]:

$$K(k) = \left[\Gamma^2 \cdot Q(k+1) \cdot \Gamma\right]^{-1} \cdot \Gamma^T \cdot Q(k+1) \cdot \Phi$$

UNIVERSIDAD CATOLICA DE CORDOBA
BIBLIOTECA

resolviendo esta ecuación obtenemos la ganancia óptima $K = \left[\frac{f_\beta}{f_\alpha}\ 0\ 0\ 0\right]$.

Hallando los valores propios de la ecuación característica $\left[\Phi - \Gamma K\right]$, se encuentra que los polos de lazo cerrado del sistema se ubican en: $z = 1 - \frac{f_\beta}{f_\alpha}, 0, 0, \gamma_0$.

Recordando que en control discreto la condición de estabilidad es que los polos de lazo cerrado se encuentren dentro del círculo unitario en el plano z [9], se puede establecer que el sistema es asintótiticamente estable si: $0 < \frac{f_\beta}{f_\alpha} < 2$.

Esta condición significa que los parámetros de wall-wetting del múltiple de admisión deben mantener esa relación cosa que afortunadamente se comprobó en trabajos anteriores realizados sobre distintos motores,[11],[6],[2].

El tiempo de apertura del inyector (en adelante ancho de pulso), es calculado a fin de proveer la cantidad apropiada de combustible según el flujo másico de aire para cada velocidad y carga del motor, (representada por el ángulo de apertura de mariposa).

Esto implica conocer exactamente la masa de combustible que entra al cilindro:

$$m_c(k) = \frac{\phi_r}{(A/C)_{est}} \cdot m_a(k) \quad ;\ \phi_r \text{ es la relacion combustible aire deseada}$$

Reemplazando m_c en la ecuación de wall-wetting (ec. 4.4) :

$$m_{ci}(k) = \frac{1}{f_\alpha}\left[\frac{\phi_r}{\left(A/C\right)_{est}} \cdot m_a(k) - f_\beta \cdot m_{ca}(k)\right] = U(k)$$

El tiempo de apertura del inyector correspondiente es:

$$t_i = \frac{m_{ci}}{K_i} + t_0$$

5.2 Diseño del observador.

Para implementar el lazo de realimentación que se observa en la fig. 5.1 debemos obtener el valor de cada una de las variables de control a la salida del sistema a fin de disminuir el error en estado transitorio, ya que el modelo del motor de lazo abierto describe en forma precisa el funcionamiento de éste en estado permanente.

Como la variable de estado m_{ca} asociada a la película de combustible del múltiple no es medible directamente debe ser reconstruida para su realimentación, a partir de un modelo dinámico del motor implementado en un observador (current observer, [8],[9]), que no es mas que un filtro Kalman extendido de ganancia cte., (CGEKF).

Este estimador de estado realiza la reconstrucción de las variables en dos pasos:

1. Actualización de la medida:

$$\hat{x}(k) = \bar{x}(k) + L\left(y(k) - H \cdot \bar{x}(k)\right) \qquad (5.7)$$

2. Actualización en el tiempo

$$\bar{x}\,(k+4) = \Phi \cdot \hat{x}(k) + \Gamma \cdot U(k) \qquad (5.8)$$

Donde L es la matriz ganancia del observador y se elige como un compromiso entre la velocidad del estimador y la estabilidad, ya que si el modelo no posee una precisión muy elevada, con ganancias muy grandes y errores de consideración, el sistema puede volverse divergente.

La dinámica del observador es caracterizada por la ecuación de error de estimación:

$$\tilde{x}(k+4) = \hat{x} - x \qquad (5.9\,a)$$

$$\tilde{x}(k+4) = [\Phi - LH\Phi] \qquad (5.9\,b)$$

Mediante procedimientos de optimización de la ganancia (LQR) se obtiene que para el punto medio de operación del motor un buen compromiso entre tiempo de respuesta y estabilidad se logra con los valores propios de la ecuación característica (5.9 b) ubicados en: Z=0.25 ± 0.2 j,0,0.

Durante la operación en tiempo real se calculan los valores de *L* mediante el algoritmo de Ackermann ([8], [9]), dejando fijo los valores propios de 5.9 b en Z=0.25 ± 0.2 j,0,0.

En la simulación se puede comprobar que el hecho de dejar fijos los polos de estimación en todo el rango de operación no afecta ni a la velocidad de respuesta ni a la estabilidad del estimador, dado el estrecho ancho de banda de los valores que toman los parámetros del modelo para cada condición de funcionamiento [6], [11], [12].

Es importante destacar que como la realimentación del sistema (fig. 5.1) se va a realizar mediante las variables de estado estimadas, la ley de control (ec. 5.1) se transforma en:

$$U(k) = -K \cdot \left(\hat{x}(k) - x_r\right) + u_{ss} \qquad (5.1\,a)$$

$$m_{ci}(k) = \frac{1}{f_a}\left[\frac{\phi_r}{\left(A/C\right)_{est}} \cdot m_a(k) - f_\beta \cdot \hat{m}_{ca}(k)\right] = U(k) \qquad (5.1\,b)$$

Desarrollando las ecuaciones 5.7 y 5.8 para nuestro modelo:

$$\left.\begin{aligned}
\hat{m}_{ca}(k) &= \overline{m}_{ca}(k) + L_1 \cdot \left(\phi_m(k) - \overline{\phi}_m(k)\right) \\
\hat{\phi}_e(k) &= \overline{\phi}_e(k) + L_2 \cdot \left(\phi_m(k) - \overline{\phi}_m(k)\right) \\
\hat{\phi}_d(k) &= \overline{\phi}_d(k) + L_3 \cdot \left(\phi_m(k) - \overline{\phi}_m(k)\right) \\
\hat{\phi}_m(k) &= \overline{\phi}_m(k) + L_4 \cdot \left(\phi_m(k) - \overline{\phi}_m(k)\right)
\end{aligned}\right\} \quad (5.7b)$$

$$\left.\begin{aligned}
\overline{m}_{ca}(k+4) &= \left(1 - f_\beta\right) \cdot \hat{m}_{ca}(k) + \left(1 - f_\alpha\right) \cdot m_{ci}(k) \\
\overline{\phi}_e(k+4) &= (A/C)_{est} \cdot \frac{\hat{m}_c(k)}{m_a(k)} \\
\overline{\phi}_d(k+4) &= \hat{\phi}_e(k) \\
\overline{\phi}_m(k+4) &= \gamma_0 \cdot \hat{\phi}_m(k) + \gamma_1 \cdot \hat{\phi}_d(k) + \gamma_2 \cdot \hat{\phi}_e(k)
\end{aligned}\right\} \quad (5.8b)$$

La aplicabilidad de la teoría de los observadores a los motores de combustión interna fue discutida y confirmada por Athans [13] y Powers [14].

5.3 Observaciones Complementarias

Es importante mencionar que debido a los retrasos propios de los transductores de gases, en el caso del sensor UEGO es de alrededor de 200 mseg, y para poder ejercer un control ciclo a ciclo en rápidos transitorios (a 4000 RPM en 200 mseg ocurren aproximadamente siete ciclos de motor es decir 28 carreras de admisión en un motor de cuatro cilindros), adoptamos una estructura de control con "observador de lazo abierto", es decir que el valor ϕm de la figura 5.1 no es el medido por la sonda UEGO, sino el proporcionado por el modelo (ec 4.7). Este sistema funciona correctamente debido a la exactitud del modelizado de la sonda UEGO, como lo demuestran Hendrick [1], [15] y Jones [12]. (fig. 20 y 21, Apéndice 1)

Por otro lado como los parámetros del sistema varían con las condiciones ambientales como se muestra en la sección 3.1 y siguientes; tomamos la decisión de adoptar un sistema de control adaptivo del tipo GAIN SCHEDULING [8] o "ganancia programada".

Este proceso es el más simple de los controles adaptivos y consiste en seleccionar los parámetros adecuados para cada condición de operación del motor en función de las variables medidas en tiempo real.. Para ello se realiza la identificación de los parámetros (ver sección 6.4) y se los tabula como se muestra a continuación (tablas 5.1 Y 5.2):

	τ_e (mseg)			t_d (mseg)		
RPM\α	30°	40°	50°	30°	40°	50°
1000	134	112	82	118	110	113
1200	132	111	85	103	100	100
1400	135	115	92	116	110	110

Tabla 5.1

	f_α			f_β		
RPM\α	30°	40°	50°	30°	40°	50°
1000	0.7	0.8	0.9	0.4	0.4	0.25
1200	0.7	0.8	0.8	0.4	0.3	0.3
1400	0.6	0.7	0.8	0.5	0.4	0.4

Tabla 5.2

El sistema, durante el funcionamiento del motor, mide α y RPM; luego de lo cual, y teniendo en cuenta estos valores, decide que parámetros intervendrán en el cálculo del tiempo de inyección de ese ciclo.

5.4 Algunos problemas y posibles soluciones

Cuando hemos decidido, por razones de tiempo de respuesta de la sonda UEGO, realizar el control basado en el modelo del motor; consideramos tácitamente que el sistema se comportará siempre, y durante toda su vida útil, en forma constante (igual respuesta ante igual entrada).

Esto conlleva el peligro de que cualquier cambio en el funcionamiento del motor - desgaste normal , etc.- no sea tenido en cuenta durante la etapa

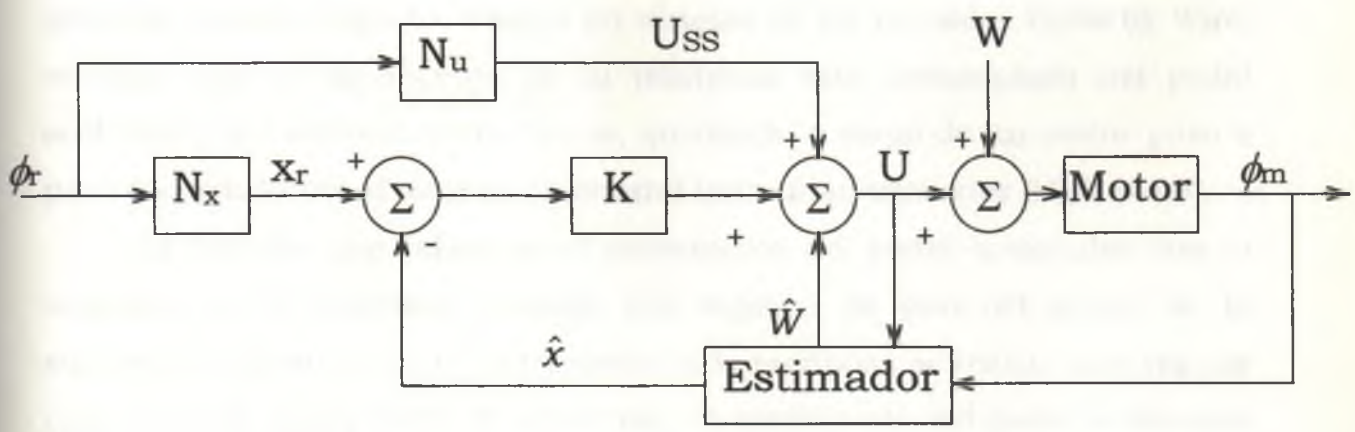
de cálculo de la respuesta del mismo; por lo que para lograr un seguimiento exacto del comportamiento real del motor habría que readaptar las tablas de parámetros en forma periódica.

Una forma de evitar esta clase de errores es mediante la implementación de un control integral del tipo llamado "bias estimation" (estimación de desviaciones) [8], [16]. Este método consiste en tratar el error como si fuera una señal ruidosa desconocida actuando sobre el sistema. Esta desviación es identificada mediante la comparación de la salida real del motor -ϕm- y la salida deseada -ϕr- y luego tabulada en función de α y RPM (fig. 5.2).

Esta desviación es incluida en tiempo real dentro de la ley de control a fin de que este reaccione comportándose como si el apartamiento de la salida del motor con respecto a la deseada no existiera.

Además las mismas desviaciones deben incluirse dentro de la estructura del observador para que éste realimente el error en cada ciclo hasta eliminarlo.

Por razones de simplicidad en la implementación del sistema, y teniendo en cuenta que en un primer desarrollo lo importante es lograr un funcionamiento adecuado, la inclusión de este tipo de optimización va a ser postergada para un futuro.



Donde W = desviación tabulada

$\hat{W}$ = desviación estimada

Fig. 5.2

6. Implementación del control

La programación de eventos (sección 6.5) muestra la información de cual es la forma y el momento en que son realizadas las acciones necesarias para la ejecución del control, tales como adquisición de datos, cálculo del tiempo de inyección y ángulo de avance del encendido.

Todos los eventos fueron programados con respecto al ángulo del cigüeñal ya que de esta forma la operación del motor puede ser mejor monitoreada y controlada. (ver explicación en las secciones 3.7 y 4.1)

A continuación describiremos las estrategias implementadas para controlar cada uno de los comportamientos dinámicos de los componentes más importantes del sistema de admisión.

6.1 Control del flujo de aire

Un control adecuado de la relación aire-combustible requiere un conocimiento preciso de la masa de aire que ingresa en el cilindro, la cual depende del movimiento de la mariposa durante el proceso de admisión. Esto significa que si el conductor mueve la mariposa en forma impredecible después de realizada la medición de α y RPM, seguramente ocurrirá un error en la mezcla aire-combustible ya que existirá una mayor o menor masa de aire que la prevista por el cálculo. Por ello para el control abordado en el presente trabajo, implementamos un sistema de los llamados Drive by Wire, es decir que el movimiento de la mariposa está desacoplado del pedal acelerador que acciona el conductor, quedando a cargo de un motor paso a paso gobernado por el sistema de control (consultar secciones 2.7 **C** y 4.3).

La función que relaciona el movimiento del pedal acelerador con la apertura de la mariposa depende del régimen de giro del motor de la siguiente manera: Como el movimiento de la mariposa se realiza una vez por cada ciclo de motor (900° de cigüeñal), el movimiento del pedal acelerador del conductor es discretizado en pasos de apertura ciclo a ciclo de mariposa, si el ángulo correspondiente a la aceleración requerida no se puede lograr dentro de un ciclo. La decisión de mover la mariposa cada 900° de cigüeñal fue tomada con el objetivo de que el régimen transitorio que ocurre en el

UNIVERSIDAD CATOLICA DE CORDOBA
BIBLIOTECA

cilindro que se encuentra en la carrera de admisión durante este movimiento afecte en cada ciclo a un cilindro diferente, (recordar que cada ciclo dura 720° y por lo tanto 900° significan un desfasaje de una admisión por cada ciclo, en un motor de cuatro cilindros).

Las limitaciones del ángulo máximo de apertura por cada ciclo son causadas por dos razones: la primera es la velocidad del motor paso a paso y la segunda es la necesidad de una aceleración progresiva del motor que asegure una marcha confortable - sin tironeos - en automóviles de pasajeros y evite el excesivo patinamiento en automóviles de alta performance.

El movimiento del pedal acelerador del conductor se mide con un sensor de desplazamiento circular en el eje y su conversión en ángulo de mariposa se hace mediante una transformación lineal del tipo:

$$\Theta_{mar} = \frac{\%\ de\ movimiento\ del\ acelerador \cdot 85}{100} \qquad (6.1)$$

siendo la maxima apertura de la mariposa = 85°

Como realizamos el movimiento de la mariposa durante la mitad de la admisión de un cilindro, el ángulo de apertura máximo es función de las RPM ya que la velocidad del motor paso a paso es constante, por ejemplo 5°/mseg (4000 pasos por segundo de 1.2°), por lo que se puede construir un diagrama como el mostrado en la fig. 6.1

A su vez por la segunda limitación que apuntáramos anteriormente se tiene un diagrama de ángulo máximo de apertura casi inverso al anterior ya que el máximo torque se encuentra generalmente en la región media-baja del régimen útil del motor.

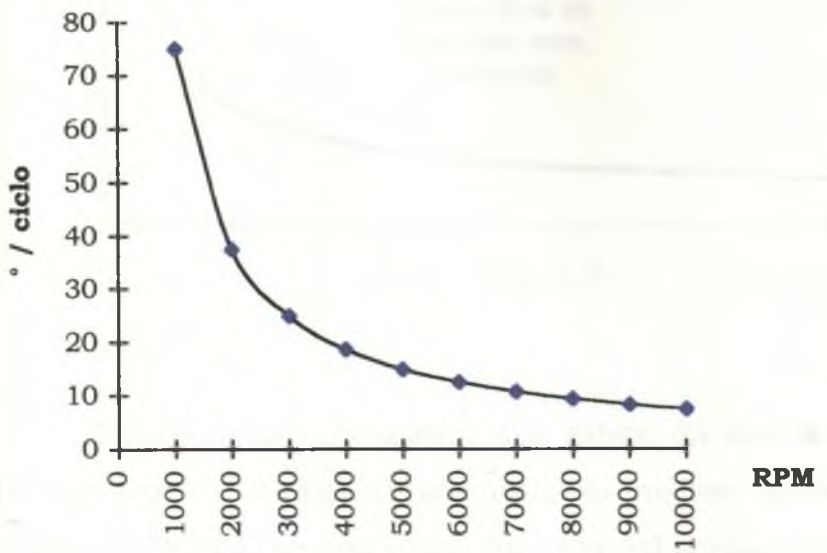


Fig. 6.1

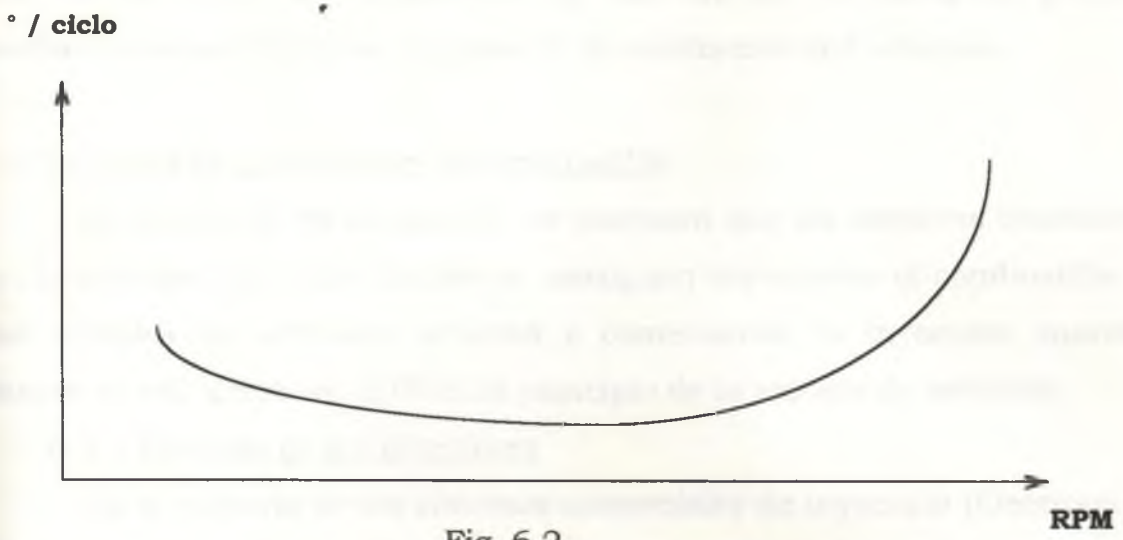


Fig. 6.2

Esta relación va a depender de cada motor y por lo tanto es una curva experimental.

Como resultado apuntamos que la combinación de ambas curvas genera la función final de grados de apertura máxima por ciclo, que comandará el movimiento de la mariposa en tiempo real, (fig. 6.3).

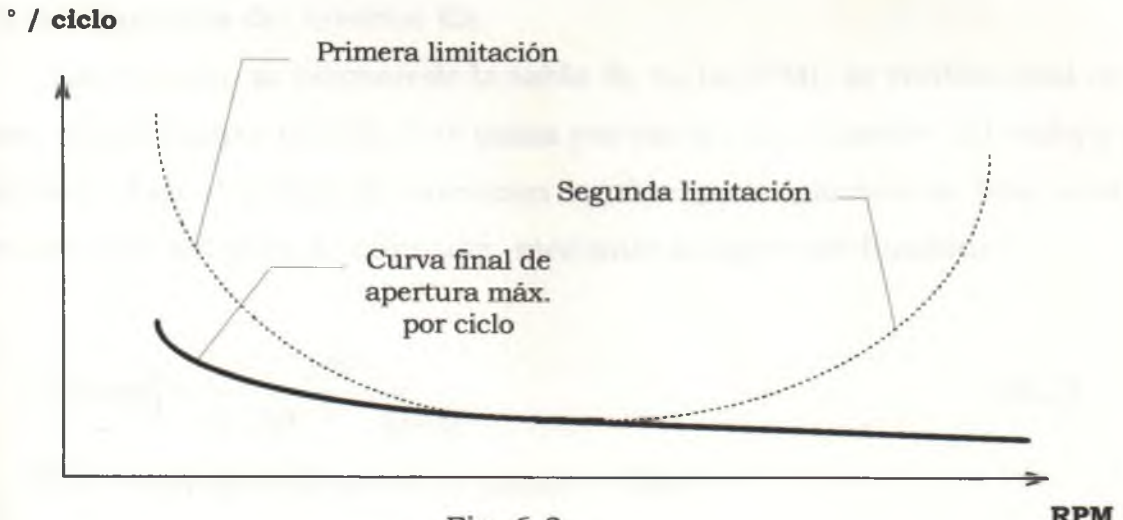


Fig. 6.3

Para concluir agregamos que existe un límite inferior de velocidad de movimiento de mariposa por ciclo (a relevar en ensayos prácticos), por debajo de la cual se considera que el pedal acelerador no ha sido movido. De

esta forma se evita transformar en movimiento de mariposa pequeñas oscilaciones involuntarias, propias de la conducción del vehículo.

6.2 Control de la inyección de combustible

En el trabajo de Aquino [5], se encontró que las menores desviaciones en la relación aire-combustible se consiguen inyectando el combustible con las válvulas de admisión abiertas y comenzando la inyección cuando el pistón se encuentra en el PMS, al principio de la carrera de admisión.

6.2.1 Elección de los inyectores

En la mayoría de los sistemas comerciales de inyección (Electromotive, Haltech, etc.), se indica al usuario que debe seleccionar un inyector adecuado para su motor, tal que logre suministrar el combustible requerido por éste en el rango de operación de mayor rendimiento volumétrico, dentro del tiempo estipulado (un ciclo de motor como máximo). Igualmente no se explica el criterio de selección a utilizar.

En el presente trabajo, teniendo en cuenta lo antedicho, exponemos cual es el procedimiento de elección del caudal del inyector (g/mseg, en adelante ganancia del inyector K_i):

Una vez que se dispone de la tabla de m_a (α,RPM), se verifica cual es el punto crítico (mayor cantidad de masa por tiempo de duración del ciclo) y se calcula cual es el tiempo de inyección máximo para que ésta se lleve a cabo durante 180° del ciclo de admisión, mediante la siguiente función:

$$t_i[mseg] = \frac{180}{6 \cdot 10^{-3} \cdot RPM} \qquad (6.2)$$

RPM correspondientes al punto critico

Luego se calcula la ganancia del inyector necesaria:

$$K_i[g/mseg] = \frac{m_a}{(t_i - t_0) \cdot \lambda \cdot 14.6} \qquad (6.3)$$

Nota: se sugiere utilizar $\lambda = 0.85$, ya que al ser el de máxima riqueza corresponde al mayor tiempo de inyección.

Es importante destacar que cuando se elige un inyector comercial a partir de la ecuación 6.3, de no coincidir este resultado con una ganancia estándar, se debe escoger el inyector de caudal superior mas próximo.

A continuación presentamos una tabla con ejemplos de inyectores comerciales donde se indican su fabricante, número de parte y ganancia respectiva.

Manufacturer	Part #	Flow @ 45 psi
Lucas	5208006	15.8 lbs/hr
Lucas	5207011	23.9 lbs/hr
Bosch (Stock GN)	0-280-150-218	29.8 lbs/hr
Bosch (Supercoupe)	0-280-150-756	32.0 lbs/hr
Bosch (Porsche)	0-280-150-213	33.0 lbs/hr
Bosch	0-280-150-911	33.0 lbs/hr
Lucas	5207009	33.2 lbs/hr
Lucas	5207008	40.1 lbs/hr
Bosch	0-280-150-803	40.0 lbs/hr
Lucas	5107010	52.0 lbs/hr
AC Rochester	MSD 2014	72.0 lbs/hr
Bendix (red)	GM25500139	82.0 lbs/hr
AC Rochester	MSD 2015	96.0 lbs/hr
Bendix (white)	GM (alcohol)	180.0 lbs/hr

6.2.2 Método de inyección de combustible

Teniendo en cuenta lo mencionado en párrafos anteriores adoptamos un sistema de inyección secuencial, cilindro a cilindro, con el comienzo de la inyección en el punto muerto superior de la carrera de admisión y la finalización, para la condición mas crítica, en el punto muerto inferior. La razón fundamental de finalizar el suministro de combustible anticipadamente - recordar que la permanencia de apertura de las válvulas de admisión supera los 180° de la carrera respectiva - es evitar el fenómeno de inversión de flujo descripto en la sección 2.6 **D.**

Esto justifica la elección de la ganancia del inyector de forma tal que pueda inyectar el máximo monto de combustible dentro de los 180° de admisión tal como se explico en la sección 6.2.1.

El movimiento de la mariposa - explicado en la sección 6.1- ocupa la primera mitad de la admisión de un cilindro y se lleva a cabo conjuntamente con la medición de la presión y la temperatura del múltiple, que se utilizan para la corrección de la masa de aire que ingresa a ese cilindro.

Es en el preciso tratamiento de este punto donde reside el buen funcionamiento del sistema de control. El hecho de que el tiempo requerido por la adquisición de datos mas el cálculo computacional no exceda los 90° de giro de cigüeñal es plenamente factible ya que como todas las acciones del sistema están basadas en ángulo podemos controlar que el muestreo de presión y temperatura se lleve a cabo durante los primeros 80°; por otro lado el tiempo de cálculo del pulso de inyección, con la distribución de las operaciones tal como puede observarse en la sección 6.5, no supera los 100 μseg., lo cual corresponde a 6° de cigüeñal a 10000 RPM.

Al ser el tiempo de inyección una variable que puede tomar valores de hasta 180° y como el cálculo del monto exacto del combustible requerido en cada admisión no se conoce hasta pasados los 90° de ese evento, debemos definir una estrategia de inyección que permita la dosificación precisa de la mezcla aire-combustible.

Como consta en la sección 6.5 los valores de α (ya sea el actual o el valor final luego de una aceleración) y de RPM se conocen al final del ciclo previo al cual inyectamos (ciclo *k*-1). Con ellos podemos conocer la cantidad de masa de aire que va a ingresar al cilindro a través de la tabla m_a (α, RPM) y con este valor afectado por el término de corrección que corresponda (ec. 4.1 y 4.2) podemos calcular un tiempo aproximado de inyección expresado en ángulo de cigüeñal, mediante la transformación:

$$t[°] = \left[t_0 + \frac{m_a \ corregida}{\lambda \cdot K_t \cdot 14.6} \right] \cdot RPM \cdot 6 \cdot 10^{-3} \qquad (6.4)$$

Con este resultado se toma la siguiente decisión:

Si t[°] > 95 → se comienza la inyección en 0° (tipo 1)

Si 50 < t[°] < 95 → se inyecta un 50% del total de combustible a partir de 0° y el resto luego del cálculo (tipo 2)

Si t[°] < 50 → se inyecta la totalidad del combustible luego del cálculo (tipo 3)

Esta estrategia de inyección nos permite un control preciso de la masa de combustible suministrada, ya que si es del tipo 3 se inyecta la masa calculada con el factor de corrección correspondiente al presente ciclo, si es del tipo 2 en el segundo disparo del inyector se incluye la corrección según la presión y temperatura actuales y si es del tipo 1, al momento de concluir los cálculos (90°), se afecta la cantidad de combustible que aún falta inyectar con las condiciones ambientales del múltiple en ese instante.

Mediante este algoritmo de inyección de combustible - que incluye la necesidad de un timer individual, para el manejo de cada inyector - obtenemos una buena compensación de los fenómenos de compresibilidad que ocurren en los regímenes transitorios, así como de los cambios de las condiciones ambientales y del envejecimiento propio del motor.

6.3 Control del ángulo del encendido.

El sistema de encendido que se adoptó para utilizar en la presente estructura de control es un sistema de descarga capacitiva, [17],[18], ya que debido a su rápida frecuencia de disparo (≈ 10 μseg.), su alta potencia de chispa y la corta duración de ésta, es especialmente apto para motores que alcanzan altas RPM (o utilizan mezclas pobres) disminuyendo la probabilidad de detonación, fig. 6.4.

A diferencia de los sistemas convencionales que utilizan bobinas, este dispositivo almacena la energía en un capacitor, por lo que posee una constante de tiempo de carga y descarga mucho menor, con la desventaja de tener que manejar altos voltajes (alrededor de 400 V).

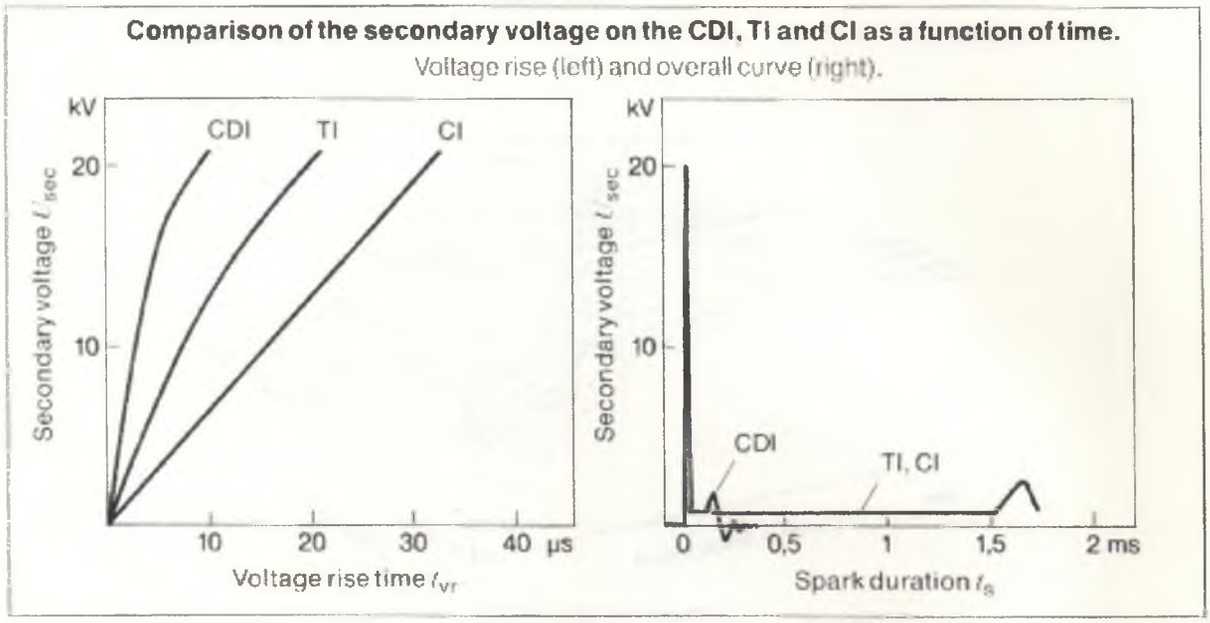


Figura 6.4 [18]

El encendido adoptado funciona sin la asistencia de un distribuidor ya que la misma unidad de procesamiento se encarga de enviar la señal de encendido al poseer la información de las RPM del motor, posición angular del cigüeñal, apertura de la mariposa y que cilindro se encuentra actualmente en compresión.

El cálculo de las RPM y el ángulo del cigüeñal se realiza, tanto sea para el control de la inyección como del encendido, a través de los pulsos enviados por dos sensores de proximidad instalados en dos ruedas dentadas: una adosada al volante del motor y la otra ubicada en el árbol de levas. Esta última posee cuatro marcas indicando el PMS de cada cilindro, las cuales se utilizan como referencia de posición absoluta.

Para la selección del ángulo de avance del encendido se realiza un mapa, fig. 6.5, en un ensayo del motor durante el cual se varía el ángulo de encendido para cada condición de carga (RPM y α), definiendo en cada caso el ángulo que corresponde al mayor torque (MBT), [6],[3], fig. 6.6

Ignition maps for operation with premium fuel (top) and regular fuel (bottom).
The ignition map for premium fuel gives virtually identical advance to that for regular fuel in the low-load range. At higher loads, however, the premium-fuel map gives greater ignition advance because of the reduced knocking tendency.

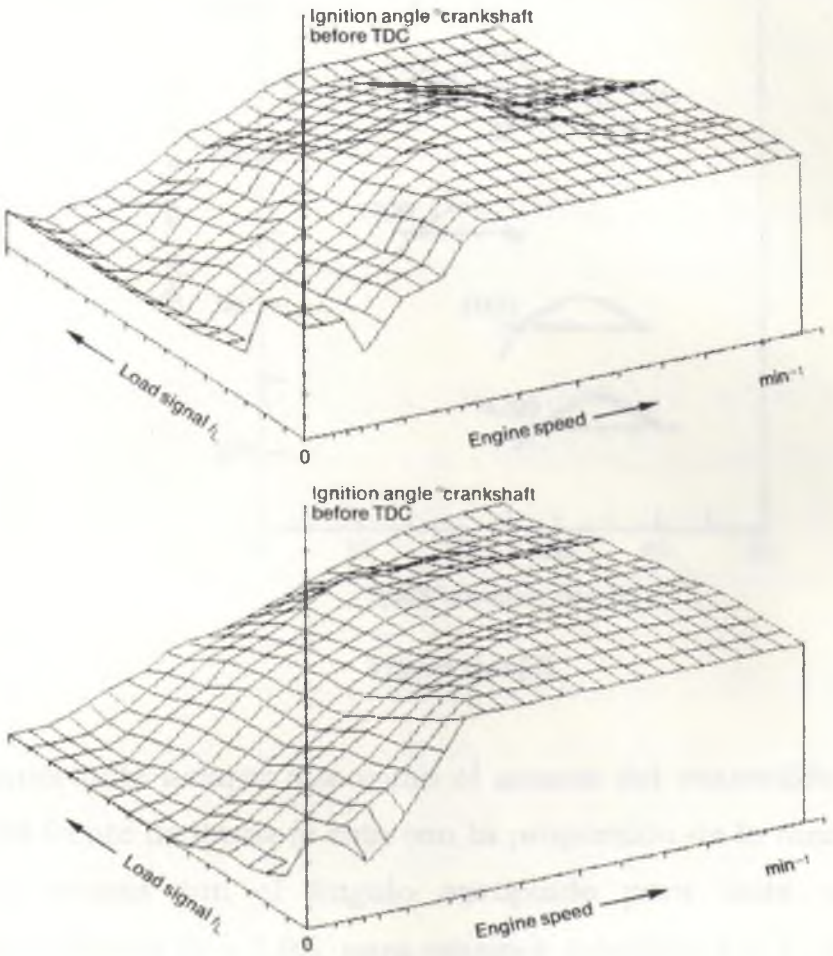


Figura 6.5 [18]

Además el ángulo de encendido se realimenta mediante un sensor de detonación. Cuando se advierta una señal de detonación, (fig. 6.7) se retrasará 5° el valor interpolado en el mapa durante el próximo encendido (en el cilindro involucrado). Si el fenómeno persiste se retrasarán otros 5° y así sucesivamente hasta que desaparezca.

Una vez que la detonación finalice se comienza a avanzar lentamente el encendido (2° por ciclo) en el cilindro afectado, hasta retornar al avance indicado por el mapa.

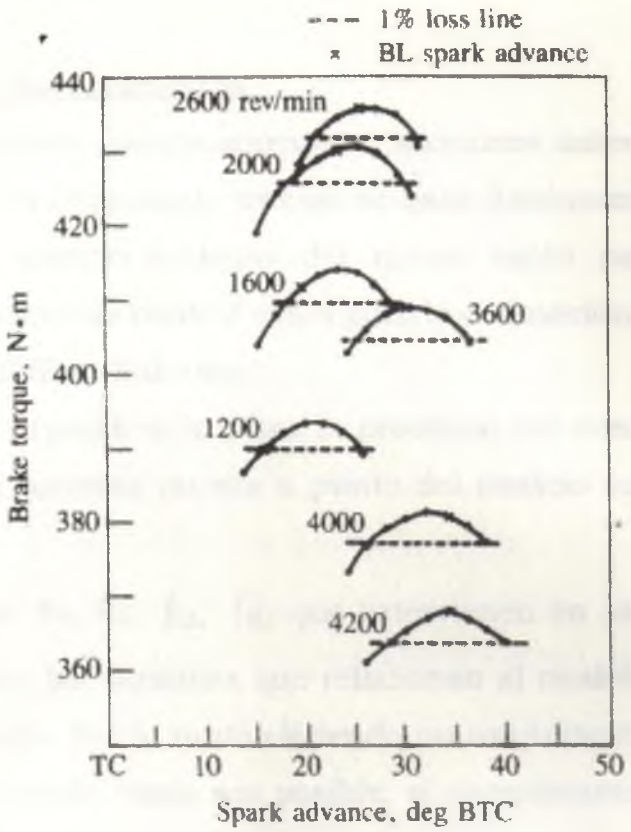


Figura 6.6 [3]

Es importante aclarar que como el avance del encendido varía con la velocidad del frente de llama (y ésta con la proporción de la mezcla), hay que relevar tres mapas con el ángulo apropiado para cada relación aire-combustible utilizada ($\lambda \approx 0.85$, para máxima potencia, $\lambda \approx 1$, para mínimas emisiones, $\lambda \approx 1.2$, para mínimo consumo).

Knock-sensor signals.
The sensor generates a signal (c) that represents the pressure (a) in the cylinder. The filter pressure signal is shown as (b).

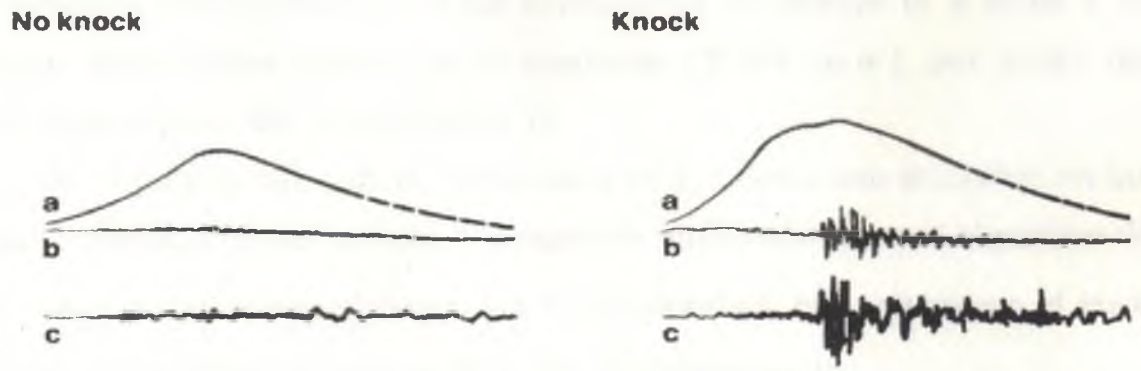


Figura 6.7 [18]

6.4 Identificación de los parámetros.

Como explicáramos oportunamente en secciones anteriores el sistema de control adoptado en el presente trabajo se basa fundamentalmente en un modelo preciso del comportamiento del motor tanto para simular las respuestas a las acciones de control como para la estimación de las variables de estado mediante el filtro Kalman.

Debido a esta dependencia entre la precisión del control y el modelo escogido es que una correcta puesta a punto del modelo cobra un carácter fundamental.

Los parámetros τ_e, t_d, f_α, f_β, que intervienen en las ecuaciones de estado del motor, son las variables que relacionan al modelo teórico con un motor real determinado. Por lo tanto eligiendo un conjunto acertado de estos valores, acercaremos tanto como sea posible, el comportamiento del sistema teórico con el del motor en particular.

La identificación de estos parámetros para un motor determinado, se puede realizar mediante varios métodos, aunque debido al comportamiento altamente no lineal del modelo utilizaremos un método de mínimos cuadrados no lineal, tal como el algoritmo de Marquardt o el de Gauss-Newton, [10].

Para lograr una identificación de este tipo es necesario realizar los siguientes ensayos:

A. Identificación de los parámetros del sensor UEGO. (τ_e, t_d)

Para no provocar cambios en f_α y f_β, se mantiene constante el tiempo de inyección correspondiente a las condiciones de ensayo (α y RPM) y se realizan movimientos rápidos de la mariposa ($\pm$ 5% de α), por medio del motor paso a paso, fig. 20 (Apéndice 1).

Se adquieren datos de ϕ_m de salida y se la calcula con el modelo en las mismas condiciones del ensayo. Se ingresan ambos datos en el algoritmo de mínimos cuadrados y se obtienen los τ_e y t_d óptimos, que minimizan el error entre la salida calculada y la medida, fig. 20 (Apéndice 1).

B. Identificación de los parámetros correspondientes a la dinámica del combustible. (f_α , f_β)

Del mismo modo que para identificar los parámetros del punto a, se estabiliza el motor a un régimen determinado y luego se procede a generar movimientos de mariposa de aproximadamente 10° y una duración de 20 a 30 ciclos. A diferencia del punto A., ahora el tiempo de inyección se adapta a las variaciones del ángulo de la mariposa, fig. 21 (Apéndice 1).

El valor óptimo de los parámetros se obtiene procediendo de la misma forma que en el punto anterior.

Estos procesos de identificación tienen la ventaja de ser programables, en una PC, por lo cual pueden automatizarse totalmente.

Como apuntara Jones, [12], la identificación recursiva converge luego de unos pocos segundos alcanzando un buen resultado en la reproducción de la respuesta real.

Los procedimientos anteriormente descripto debe realizarse para varias condiciones de RPM y α como se muestra en las tablas 5.1 y 5.2, (sección 5.3).

6.4.1 Relevamiento del mapa de masa de aire de admisión, m_a (RPM, α).

Para la elaboración del mapa de aire de admisión se debe realizar un ensayo del motor en un banco de pruebas equipado con un sistema de adquisición de datos que muestree las siguientes variables:

- Posición de mariposa
- RPM
- Presión del múltiple de admisión
- Presión atmosférica
- Temperatura del aire en el múltiple de admisión
- Masa de aire de admisión

Procedimiento del ensayo:

Colocar la mariposa en una posición determinada, estabilizar el motor en una velocidad fija cada 500 RPM (de ralentí a máximo régimen), durante 20 seg., adquiriendo los datos antes mencionados.

Una vez concluido este proceso se modifica la posición de la mariposa en 5° ó 10°, repitiéndose el procedimiento de variación de RPM, estabilización y medición de las variables. Esta secuencia se debe reiterar moviendo la mariposa desde su posición de cerrada hasta la máxima apertura.

Los datos obtenidos, luego de procesados, se ordenan en forma matricial para facilitar la interpolación bidimensional en tiempo real, [10].

RPM	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°
800	0.4	0.47	0.55	0.56	0.56	0.56	0.56
1000	0.35	0.42	0.52	0.55	0.56	0.56	0.56
1200	0.32	0.37	0.47	0.52	0.54	0.55	0.55
1400	0.28	0.34	0.42	0.46	0.47	0.48	0.48
1600	0.26	0.31	0.36	0.38	0.40	0.40	0.40

6.5 Algoritmo de control.

Considerando que la admisión se desarrolla en 180° y observando la fig. 6.8, podemos desarrollar la siguiente programación de eventos.

Ciclo de Control	**Ángulo medido por el Control**	**Acción del Control**
k = 1	100°	• Lectura de α, RPM, P_{atm}, θ_{pedal} y cálculo de α_f. • Interpolación de m_a, f_α, f_β, t_d, τ_e y $\beta_{encendido}$. • Decisión del movimiento de la mariposa y estrategia de inyección: Tipo 1, Tipo 2 o Tipo 3, (ecuación 6.4) • Cálculo de ϕ_m (k), (ecuación 4.7). • Cálculo de $\hat{m}_{ca}$ (k+4), (ecuación 5.8 b).

k = 2	0°	• Movimiento de la mariposa, (sección 6.1) • Comienzo del muestreo de T_m y P_m • Comienzo de la inyección Tipo 1 y primera parte de Tipo 2.
	80°	• Cálculo de P_m (ecuación 4.3) • Corrección de m_a (ecuaciones 4.1 y 4.2) • Cálculo de m_{ci} (ecuación 5.1 c) Cálculo del tiempo de inyección (sección 5.1)
	90°	• Comienzo de la inyección Tipo 3 y segunda parte Tipo 2.
	100°	• Lectura de α, RPM, P_{atm} , θ_{pedal} y cálculo de α_f. • Interpolación de m_a , f_α, f_β, t_d, τ_e y $\beta_{encendido}$. • Decisión del movimiento de la mariposa y estrategia de inyección: Tipo 1, Tipo 2 o Tipo 3, (ecuación 6.4) • Cálculo de ϕ_m (k), (ecuación 4.7). • Cálculo de $\hat{m}_{ca}$ (k+4), (ecuación 5.8 b).
k = 3	0°	• Movimiento de la mariposa, (sección 6.1) • Comienzo del muestreo de T_m y P_m • Comienzo de la inyección Tipo 1 y primera parte de Tipo 2.

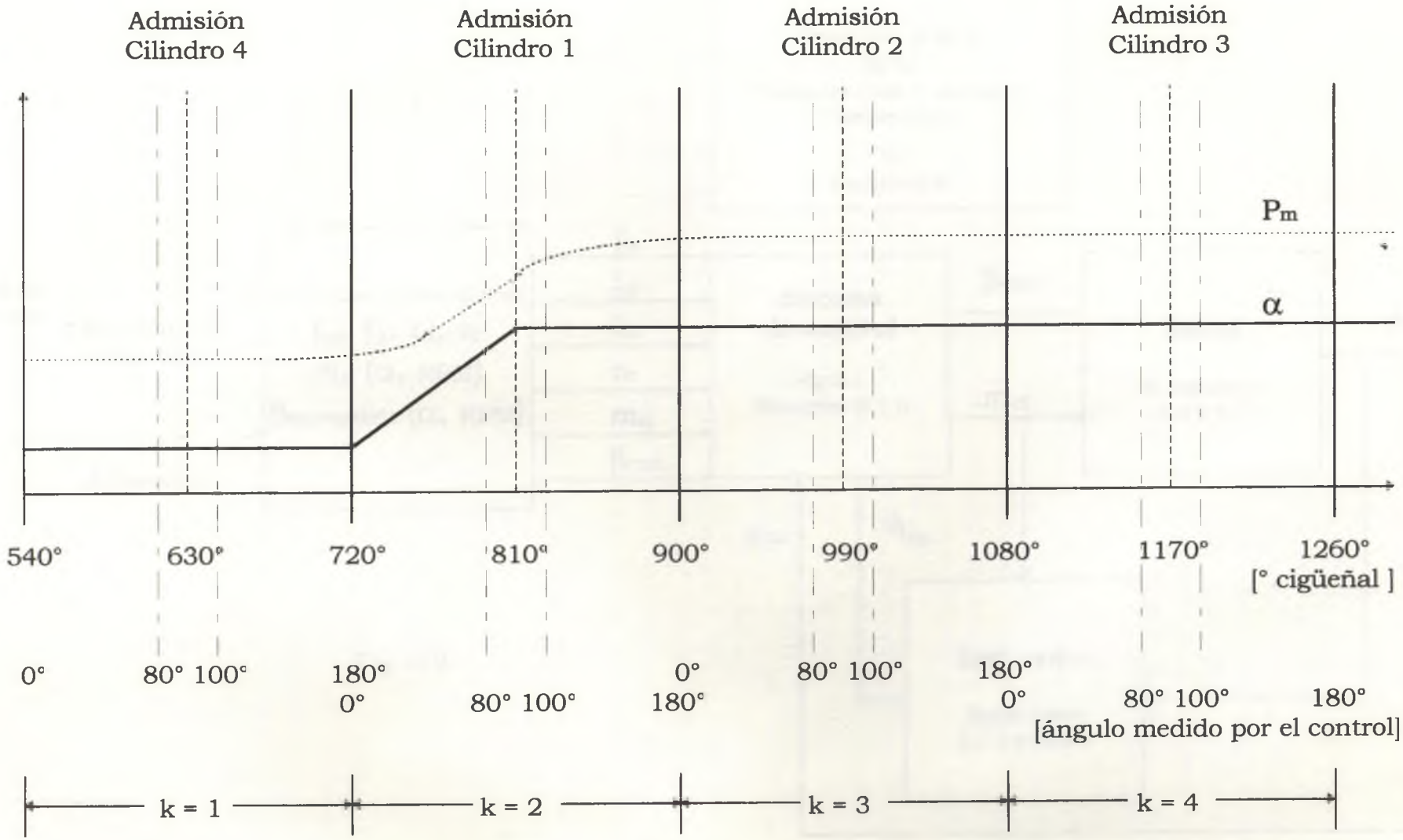

Admisión
Cilindro 4
Admisión
Cilindro 1
Admisión
Cilindro 2
Admisión
Cilindro 3
Pm
α
540°
630°
720°
810°
900°
990°
1080°
1170°
1260°
[° cigüeñal]
0°
80° 100°
180°
0°
80° 100°
0°
180°
80° 100°
180°
0°
80° 100°
180°
[ángulo medido por el control]
k = 1
k = 2
k = 3
k = 4

Fig 6.8

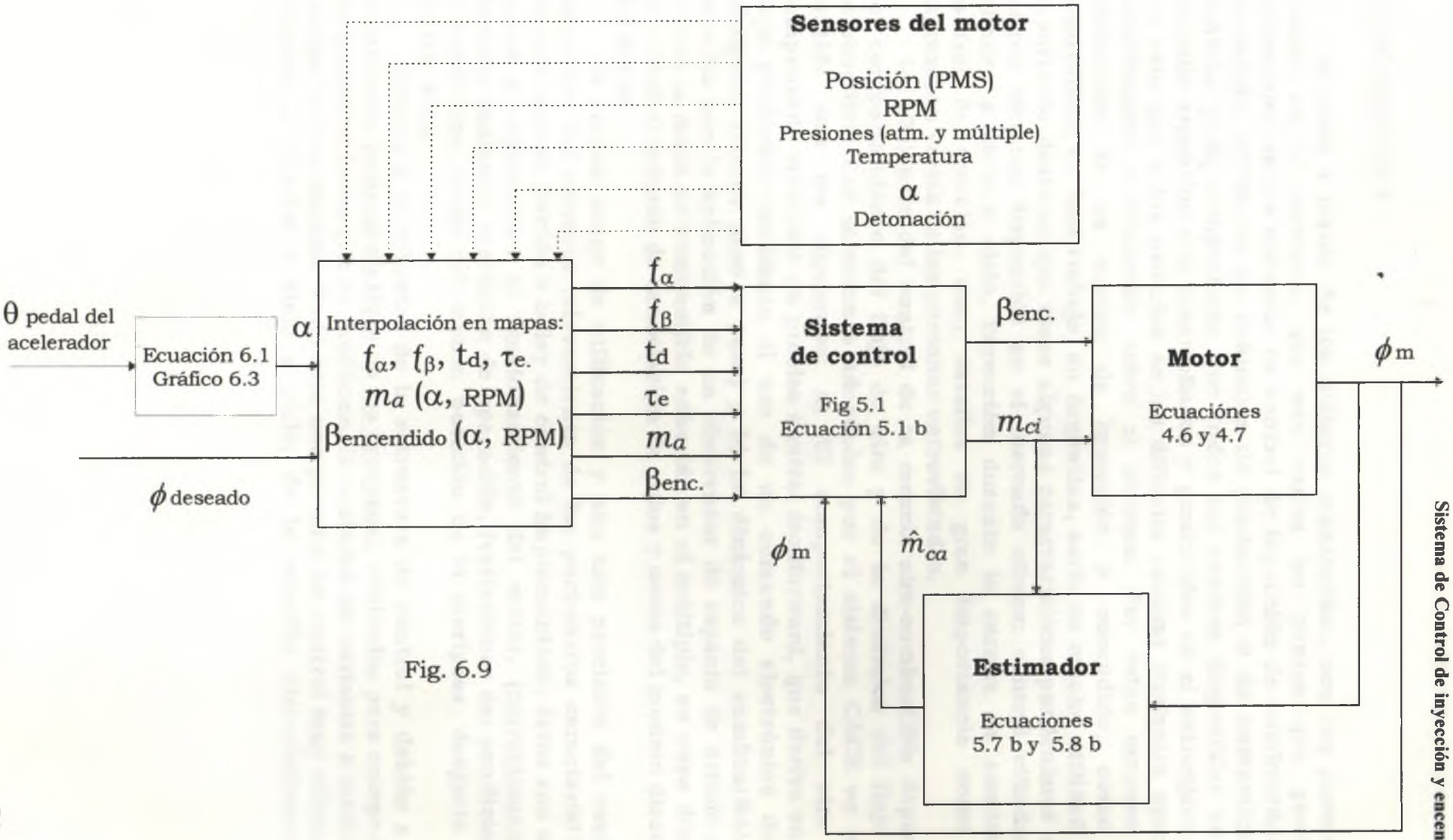

Sensores del motor
Posición (PMS)
RPM
Presiones (atm. y múltiple)
Temperatura
α
Detonación
θ pedal del acelerador
Ecuación 6.1
Gráfico 6.3
α
Interpolación en mapas:
f_α, f_β, t_d, τ_e.
m_a (α, RPM)
βencendido (α, RPM)
ϕ deseado
f_α
f_β
t_d
τ_e
m_a
βenc.
Sistema de control
Fig 5.1
Ecuación 5.1 b
βenc.
m_{ci}
Motor
Ecuaciónes
4.6 y 4.7
ϕ m
ϕ m
$\hat{m}_{ca}$
Estimador
Ecuaciones
5.7 b y 5.8 b

Fig. 6.9

Conclusiones

Se notó a través de los diálogos mantenidos, con las personas citadas en el resumen, que son varios los puntos que pueden optimizarse en los sistemas de control de inyección de combustible y encendido, utilizados en vehículos de producción o de competición. También pudo comprobarse que todos los equipos disponibles en el mercado argentino son desarrollados y producidos en el extranjero, es por esto que a los usuarios se les dificulta realizar cualquier aporte, modificación o evolución sobre el sistema. Por estas razones, la fabricación de un equipo de inyección y encendido, como el desarrollado en éste trabajo, en Argentina, seria de mucha utilidad. Es importante destacar que tiene algunas características particulares que ningún sistema disponible en el mercado ofrece: control cilindro a cilindro y ciclo a ciclo, inyección durante la carrera de admisión, control de tracción, etc., detalles de gran importancia como lo expresaron varias de las personas entrevistadas.

La eficiencia del control de la mezcla aire-combustible depende del comportamiento del flujo de aire y de la dinámica del flujo de combustible. Las soluciones adoptadas por el sistema CACE en este sentido son las siguientes: a) El comportamiento del aire es compensado mediante un preciso control feedforward, que deriva en un flujo predecible mediante el uso de un comando electrónico de la mariposa, (motor paso a paso) y b) La dinámica del combustible es resuelta con la aplicación de un observador de espacio de estado que estima la masa de combustible adherida en el múltiple, en cuyo diseño se utilizó el método de cancelación de polos y ceros del modelo discreto del motor.

El amplio rango de utilización y una alta precisión del control dependen del correcto relevamiento de los parámetros característicos de cada motor. Debido a la ley de control implementada, éstos son muy pocos y representan el funcionamiento del motor, (correctamente), durante cualquier condición de operación, (variaciones de: condiciones atmosféricas, carga del motor, posición de la mariposa, desgaste del motor, etc.).

Gracias a la robustez de la estructura de control y debido a las ecuaciones, (representativas de los procesos), utilizadas para compensar las perturbaciones que se producen, la cantidad de variables a medir en tiempo real es mínima. Todo esto nos permite un control muy eficiente, cilindro a cilindro y ciclo a ciclo, de la relación aire-combustible.

Bibliografía

[1] Hendricks, E., Jensen, M. y otros. "Transient A/F ratio errors in conventional SI engine controllers", SAE Paper 930856.

[2] Hendricks, E., Sorenson, S. "Mean value modelling of spark ignition engines", SAE Paper 900616.

[3] Heywood, J. "Internal combustion engine fundamentals", Mc Graw Hill, 1993.

[4] Bidan, P., Boverie, S. y Chaumerliac, V. "Nonlinear control of a spark-ignition engine", IEEE Tr. Control Systems Technology, marzo 1995.

[5] Aquino, C. "Transient A/F ratio control characteristics of the 5 liter central fuel injection engine", SAE Paper 810494.

[6] Chang, C., Fekete, N., Powell, J. "Engine A/F ratio control using an event based observer", SAE Paper 930766.

[7] Chin, Y. y Coats, F. "Engine Dynamics: time-based versus crank-angle based", SAE Paper 860412.

[8] Franklin, G., Powell, J. y Workman, M. "Digital control of dynamics systems", Addison-Wesley, 1990.

[9] Phillips, C. y Nagle, H. "Digital control system. Analysis and design", Prentice Hall, 1995.

[10] Press, W., Teukolsky, S. y otros. "Numerical recipes in C", Cambridge University Press, 1992.

[11] Chang, C., Fekete, N., Powell, J. y Amstutz, A. "A/F ratio control in spark-ignition engines using estimation theory", IEEE Tr. Control Systems Technology, marzo 1995.

[12] Jones, V., Franklin, G. y otros. "Identification and A/F ratio control of a spark-ignition engine", IEEE Tr. Control Systems Technology, marzo 1995.

[13] Athans, M. "The role of modern control theory for automotive engines control", SAE Paper 780582.

[14] Powers, W. y otros. "Application of optimal control and Kalman filtering to automotive systems", Int. J. Vehicle Design, 1983.

[15] Hendricks, E., Sorenson, S. "SI engine controls and mean value modelling", SAE Paper 910258.

[16] Brown, R. y Hwang, P. "Introduction to random signals and applied Kalman filtering", John Wiley & Sons, Inc., 1992.

[17] "Circuitos de potencia de estado sólido", Manual para proyectistas RCA, 1980.

[18] "Automotive electric/electronic systems", Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1988.

[19] Probst, Ch. "Bosch fuel injection & engine management", Robert Bentley Publishers, 1991.

[20] Manual del usuario, Sistema de inyección Electromotive.

[21] Hendricks, E., Vesterholm, T. y otros. "Nonlinear transient fuel film compensation (NTFC)", SAE Paper 930767.

Apéndice 1
Gráficos complementarios

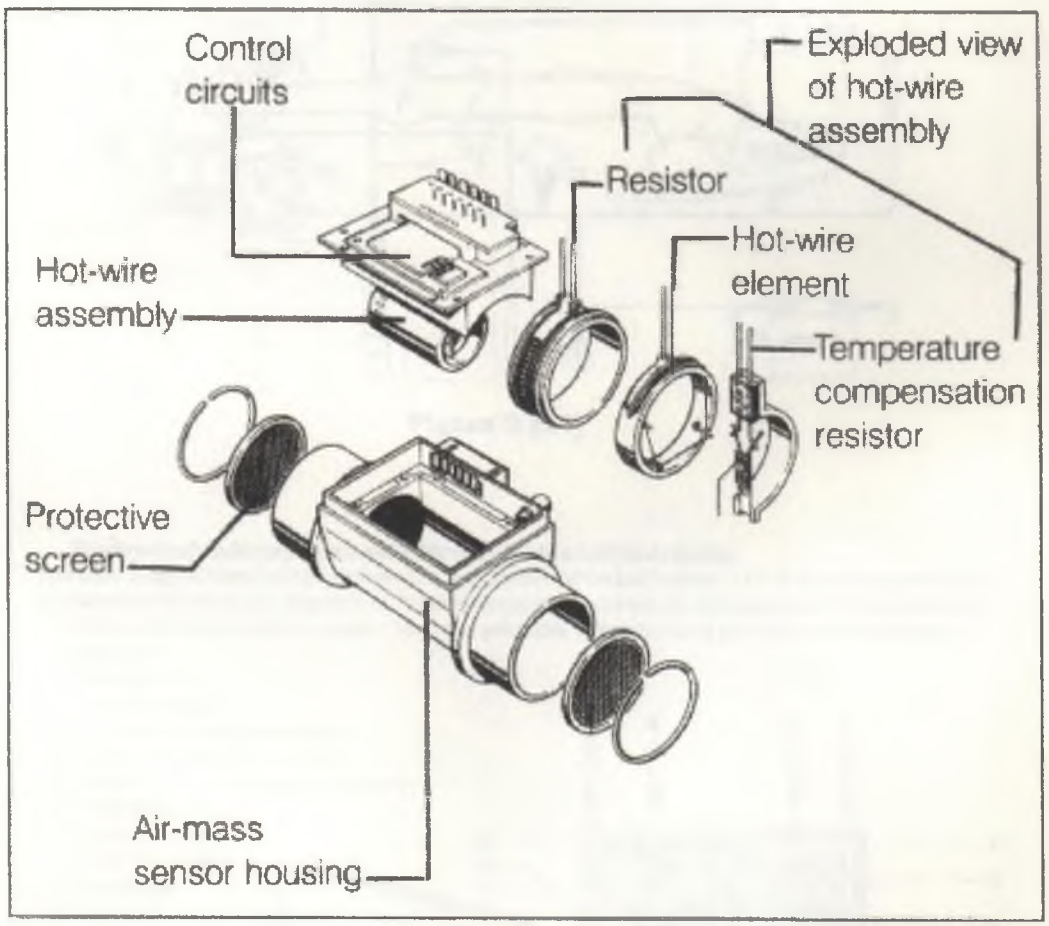


Figura 1 [19]

Schematic diagram of a KE-Jetronic system with lambda closed-loop control.
1 Fuel tank, 2 Electric fuel pump, 3 Fuel accumulator, 4 Fuel filter, 5 Primary-pressure regulator, 6 Fuel-injection valve, 7 Intake manifold, 8 Cold-start valve, 9 Fuel distributor, 10 Air-flow sensor, 11 Electrohydraulic pressure actuator, 12 Lambda sensor, 13 Thermo-time switch, 14 Engine-temperature sensor, 15 Ignition distributor, 16 Auxiliary-air device, 17 Throttle-valve switch, 18 Control unit, 19 Ignition and starting switch, 20 Battery.

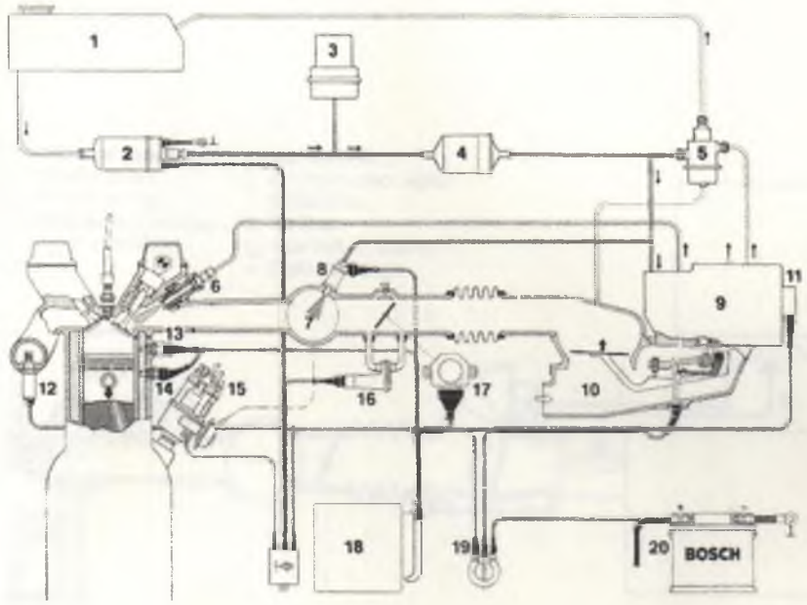


Figura 2 [18]

Electro-hydraulic pressure actuator fitted to the fuel distributor.
The control signal from the ECU influences the position of the baffle plate (11). This, in turn, varies the fuel pressure in the upper chamber of the differential-pressure valves and, as a result, the quantity of fuel delivered to the injection valves. Using this principle, adaptation and correction functions can be incorporated.

1 Sensor plate
2 Fuel distributor
3 Fuel inlet (primary pressure)
4 Fuel to the injection valves
5 Fuel return to the pressure regulator
6 Fixed restriction
7 Upper chamber
8 Lower chamber
9 Diaphragm
10 Pressure actuator
11 Baffle plate
12 Nozzle
13 Magnetic pole
14 Air gap

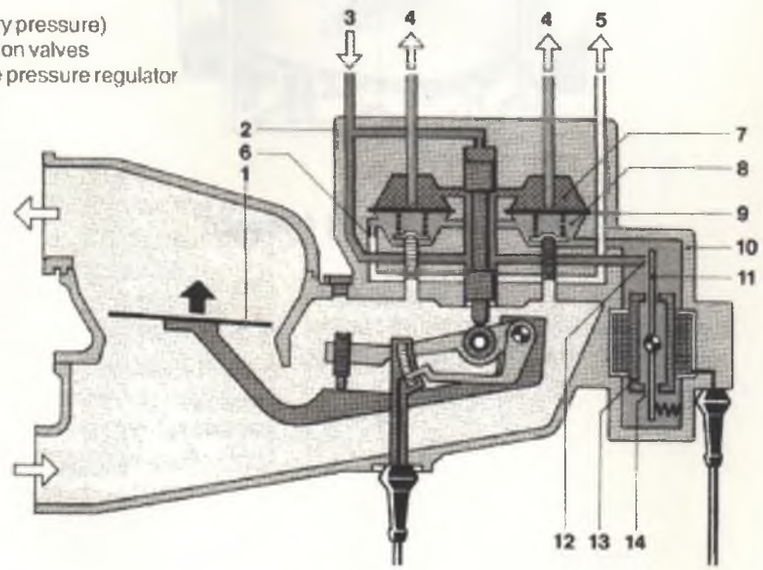
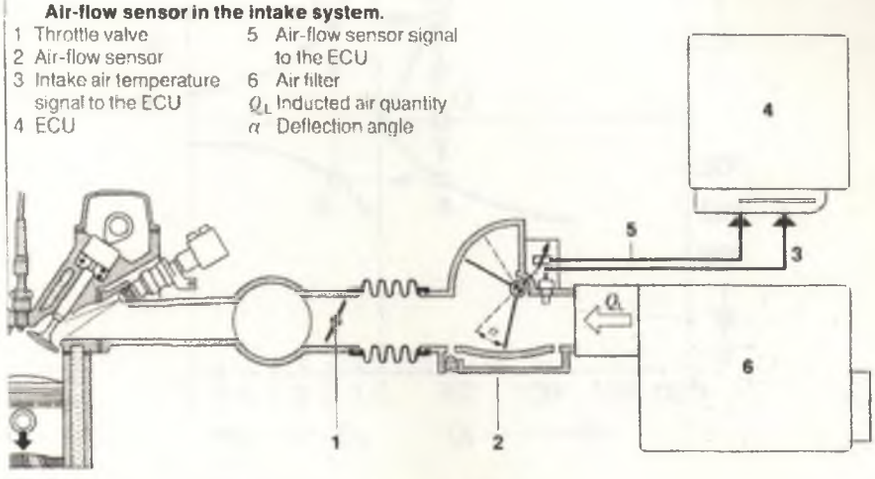


Figura 3 [18]

Air-flow sensor in the intake system.

1 Throttle valve
2 Air-flow sensor
3 Intake air temperature signal to the ECU
4 ECU
5 Air-flow sensor signal to the ECU
6 Air filter
Q_L Inducted air quantity
α Deflection angle



Air-flow sensor (air side).

1 Compensation flap
2 Damping volume
3 Bypass
4 Sensor flap
5 Idle-mixture adjusting screw (bypass)

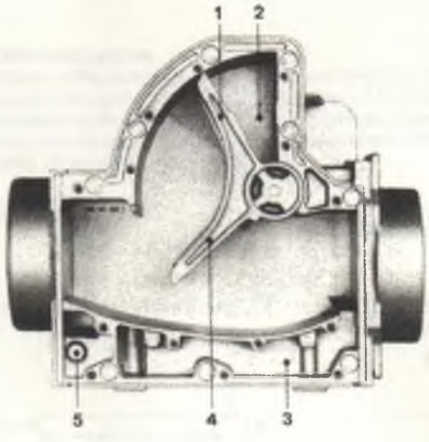


Figura 4 [18]

Interrelationships between intake-air quantity, sensor-flap angle, voltage at the potentiometer and injection quantity.

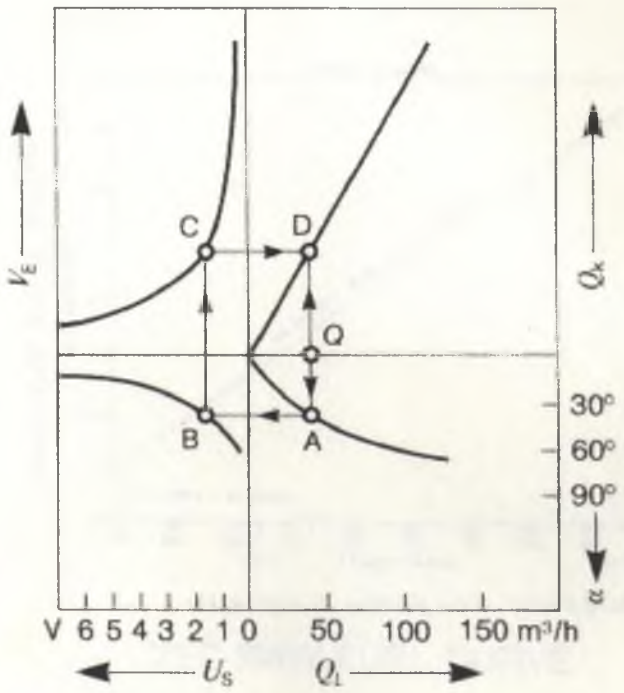


Figura 5 [18]

Schematic diagram of a typical Motronic system.
1 Fuel tank, 2 Electric fuel pump, 3 Fuel filter, 4 Pressure regulator, 5 Control unit, 6 Ignition coil, 7 High-tension distributor, 8 Spark plug, 9 Fuel-injection valves, 10 Throttle valve, 11 Throttle-valve switch, 12 Air-flow sensor, 13 Potentiometer and air-temperature sensor, 14 Lambda sensor, 15 Engine temperature sensor, 16 Rotary idle actuator, 17 Engine-speed and reference-mark sensor, 18 Battery, 19 Ignition and starting switch, 20 Air-conditioning switch.

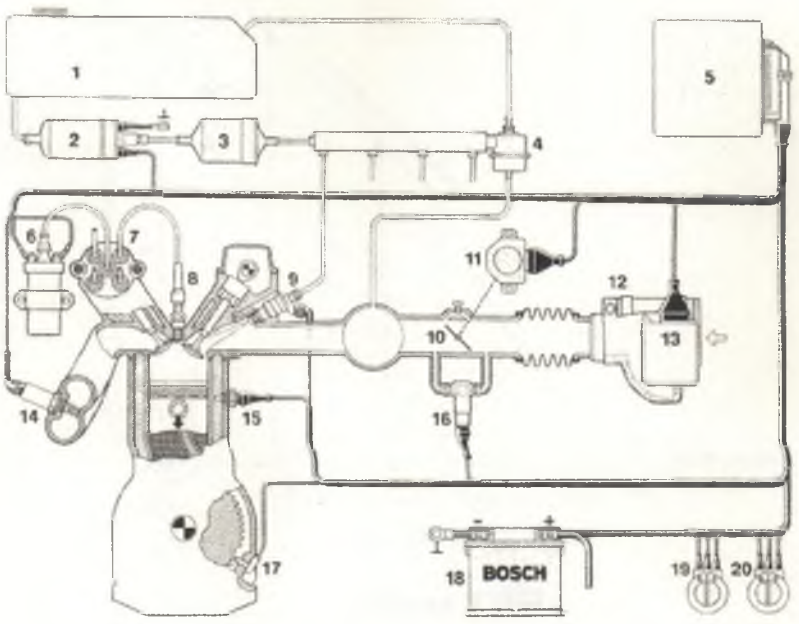


Figura 6 [8]

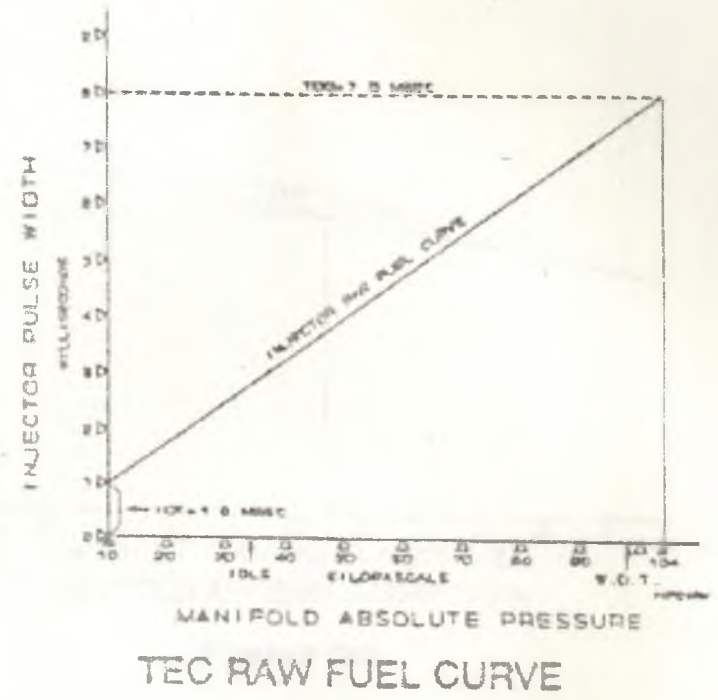


Figura 7 [20]

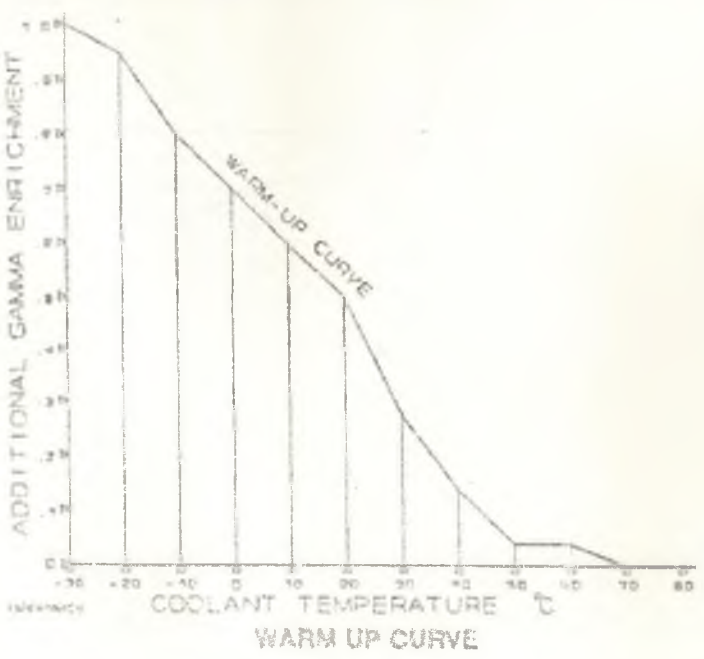


Figura 8 [20]

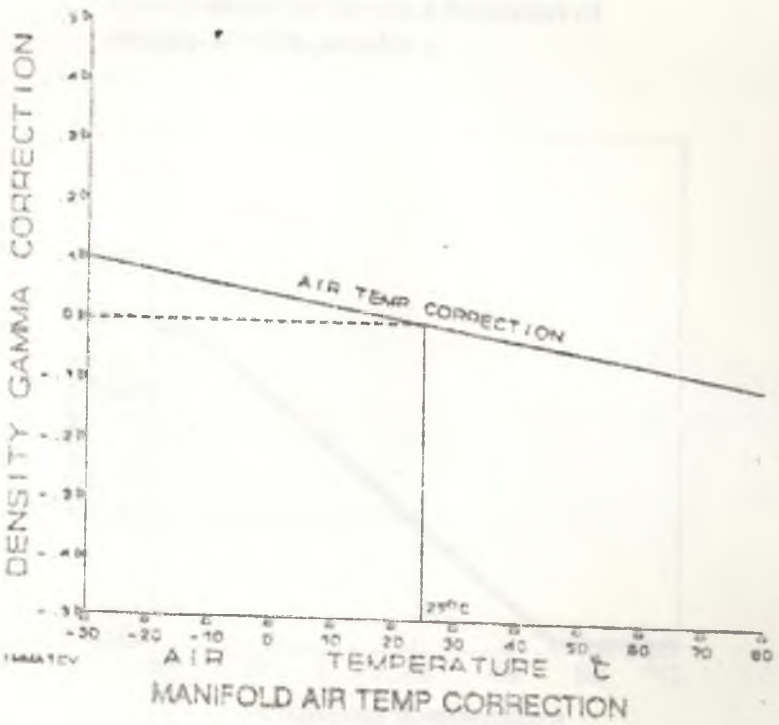


Figura 9 [20]

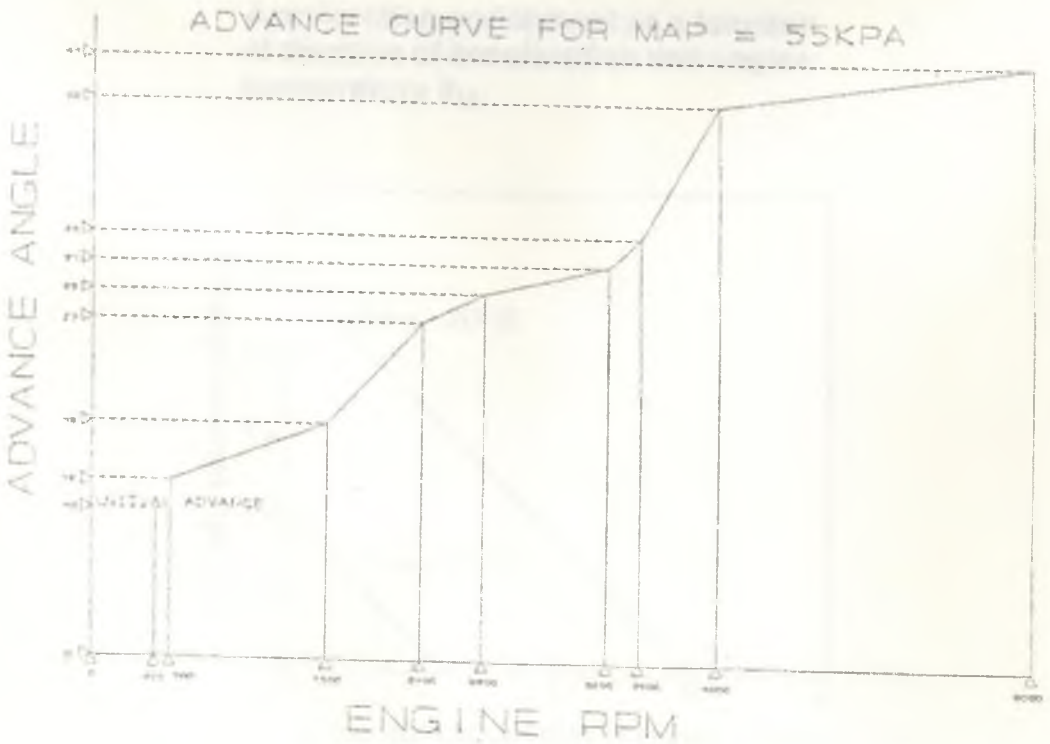


Figura 10 [20]

Enrichment factor as a function of intake-air temperature.

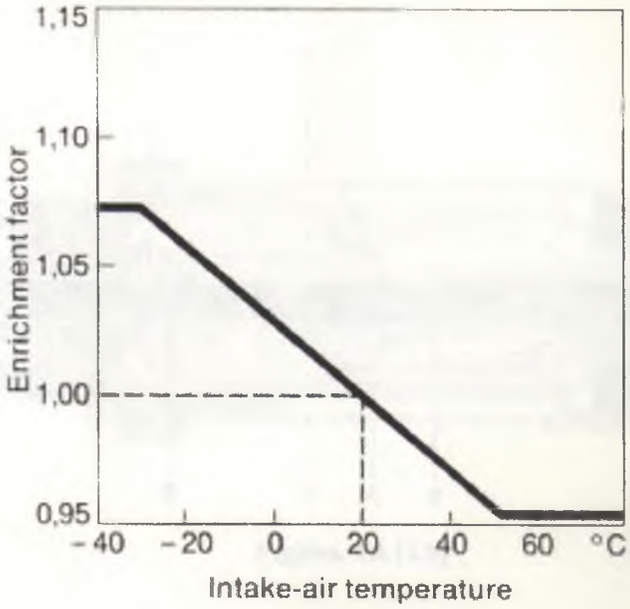


Figura 11 [18]

Acceleration enrichment as a function of duration of acceleration and engine temperature ϑ_M.

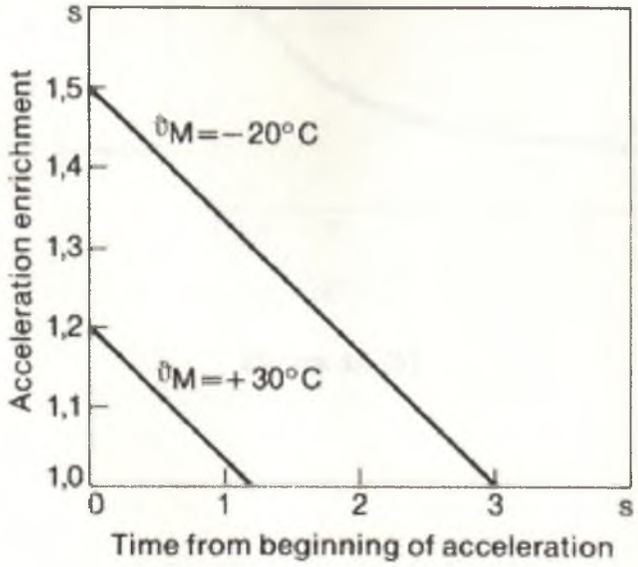


Figura 12 [18]

Heated lambda sensor.

1 Sensor housing, 2 Protective ceramic tube, 3 Connection cable, 4 Protective tube with slots, 5 Active sensor ceramic, 6 Contact element, 7 Protective sleeve, 8 Heater, 9 Clamp terminals for heater.

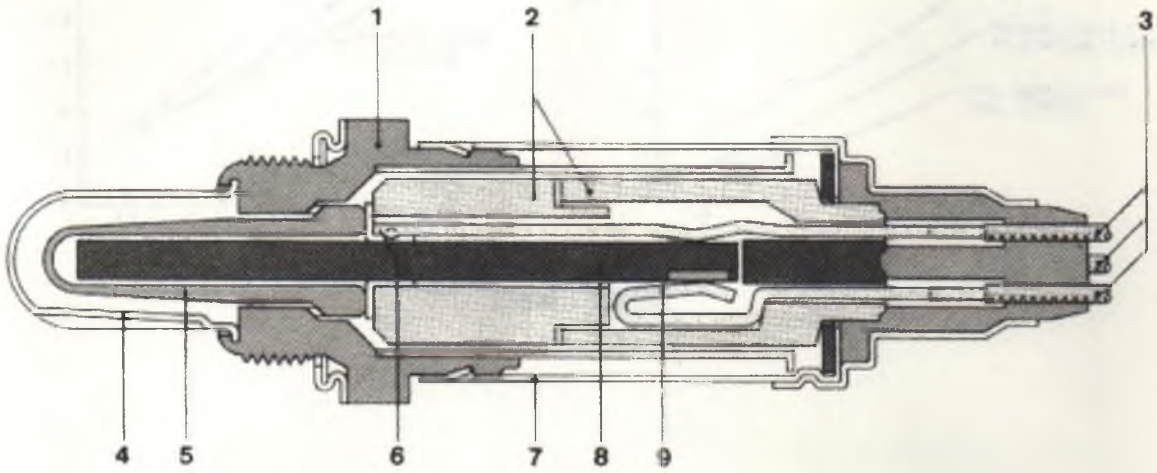


Figura 13 [18]

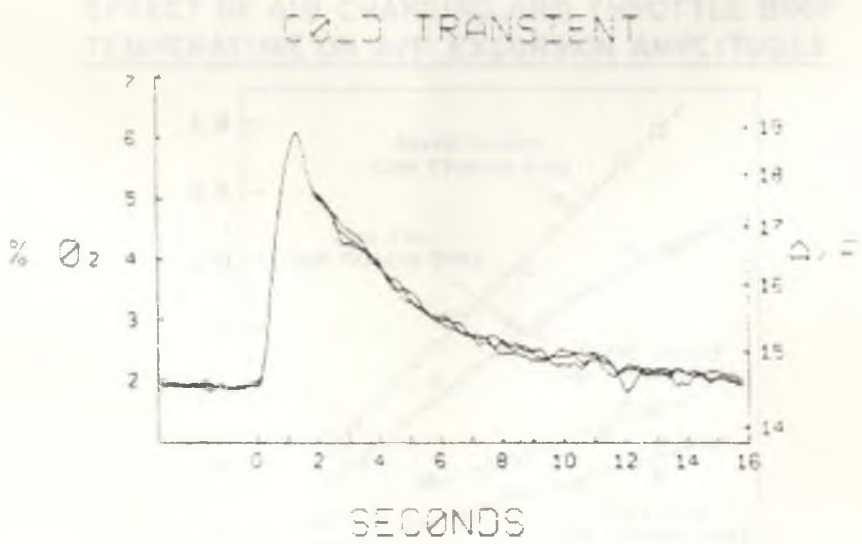


Figura 14 [5]

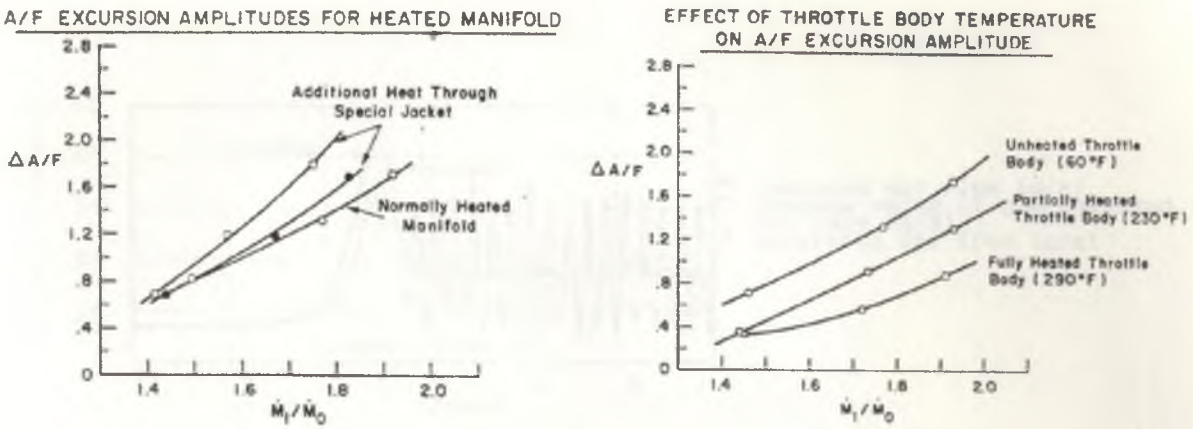


Figura 15 [5]

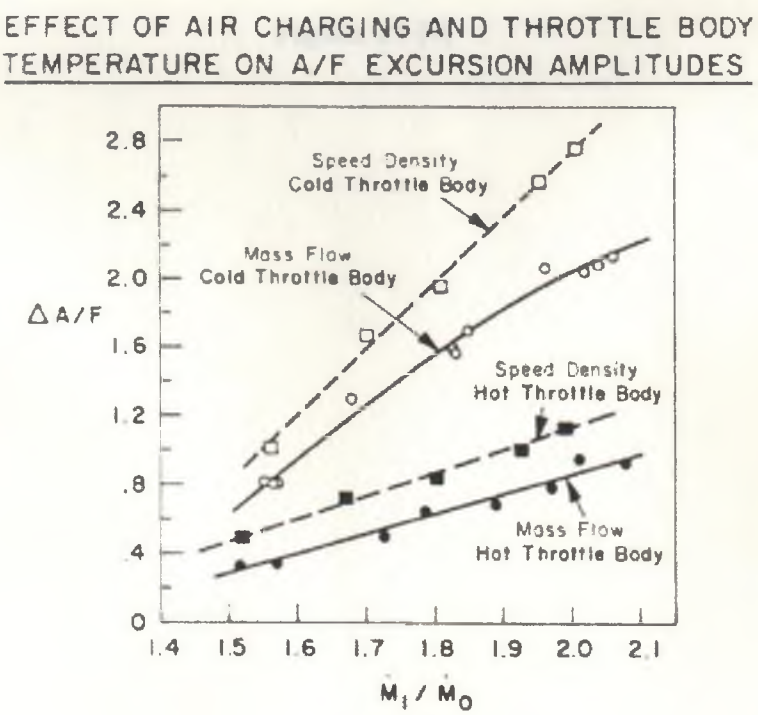
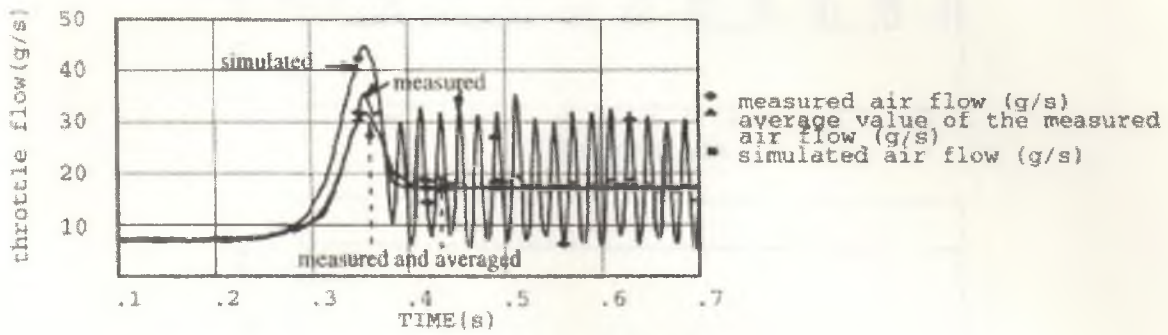
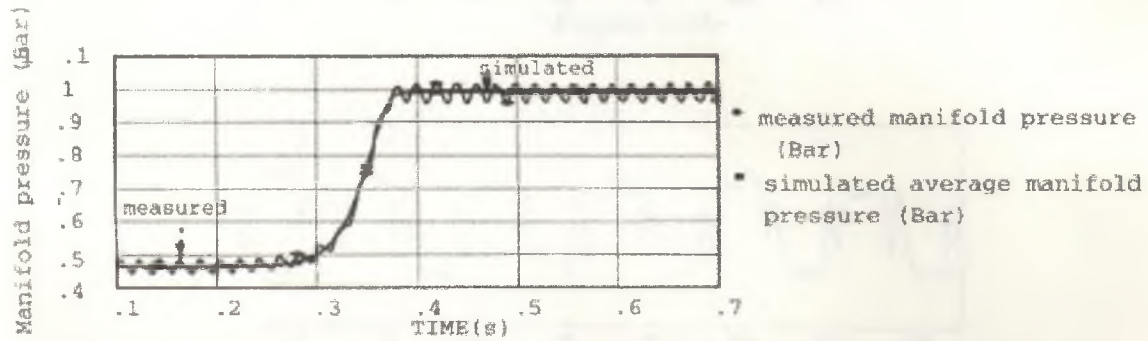


Figura 16 [5]



Mass air flow behavior (1500 rpm) (MI16 engine).



Manifold pressure behavior (1500 rpm) (MI16 engine).

Figura 17 [4]

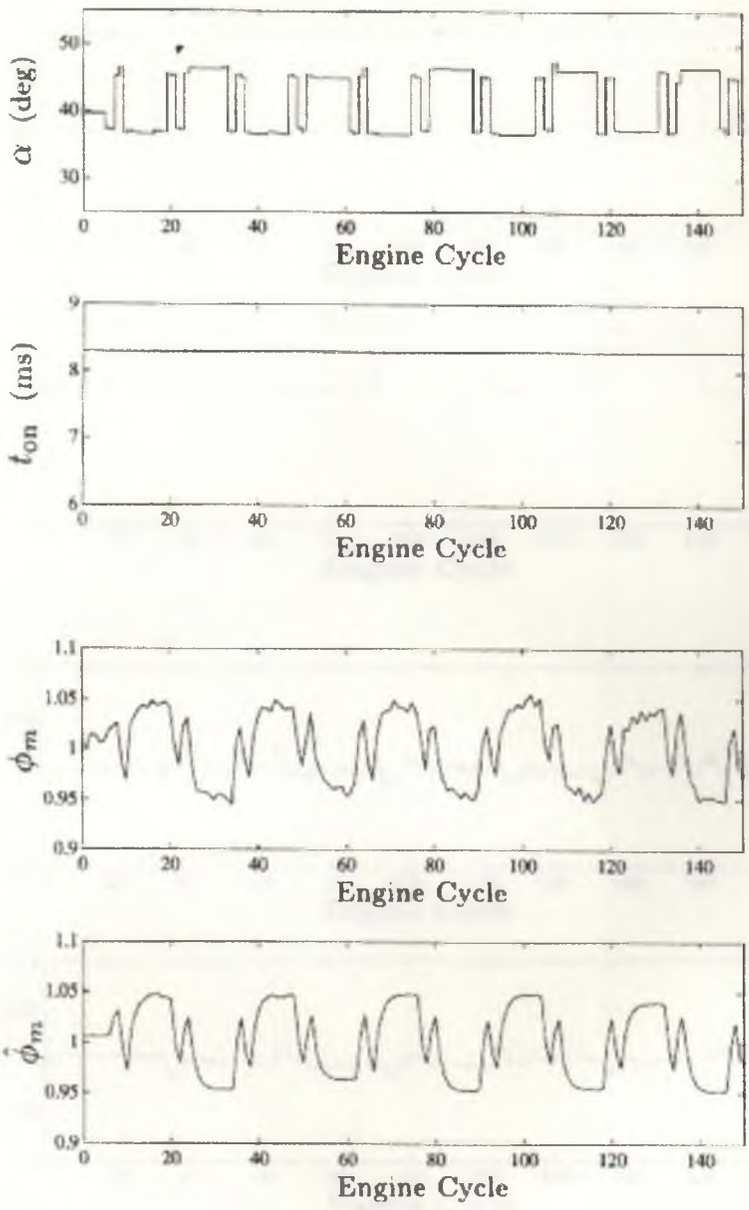

α (deg)
Engine Cycle
t_{on} (ms)
Engine Cycle
ϕ_m
Engine Cycle
$\hat{\phi}_m$
Engine Cycle

Figura 18 [17]

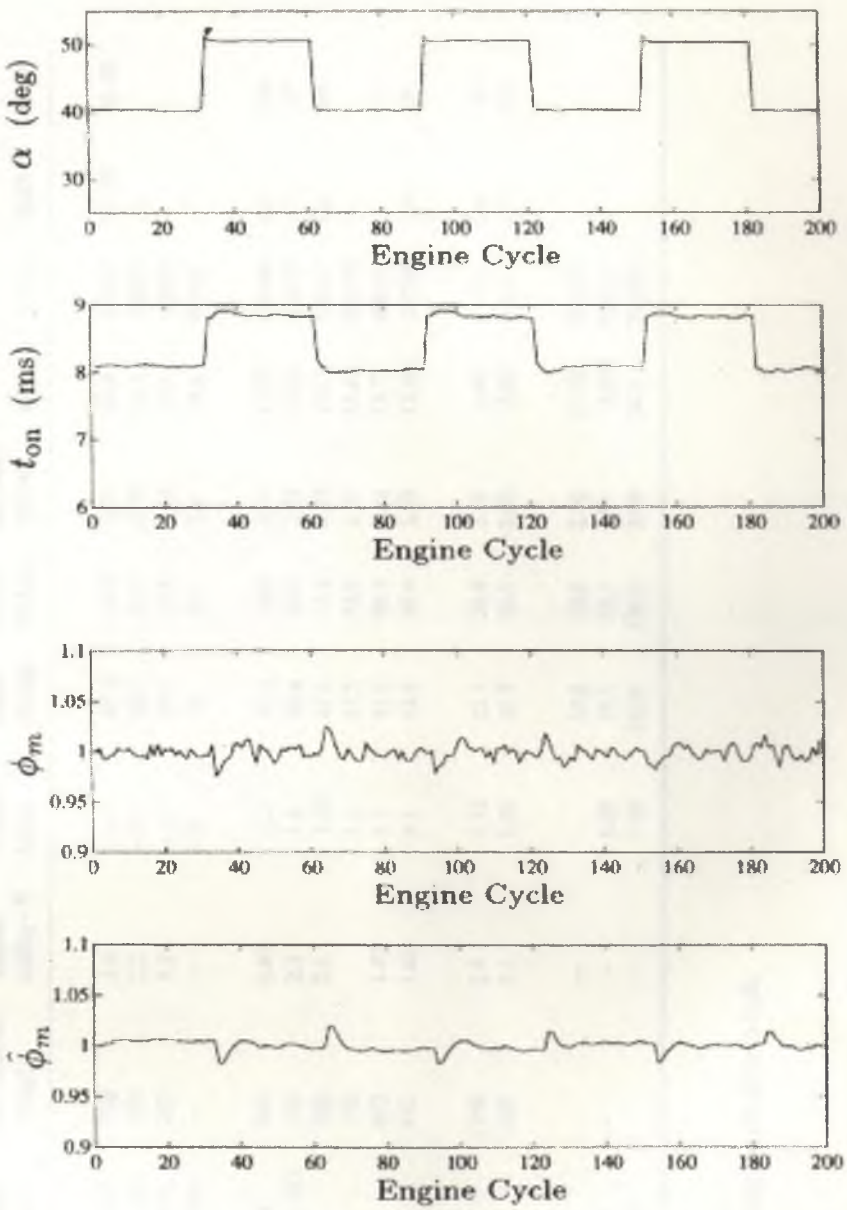

α (deg)
Engine Cycle
t_{on} (ms)
Engine Cycle
ϕ_m
Engine Cycle
$\hat{\phi}_m$
Engine Cycle

Figura 19 [17]

Data on fuel properties

Fuel	Formula (phase)	Molecular weight	Specific gravity: (density,† kg/dm³)	Heat of vaporization, kJ/kg‡	Specific heat		Higher heating value, MJ/kg	Lower heating value, MJ/kg	LHV of stoich. mixture, MJ/kg	$(A/F)_s$	$(F/A)_s$	Fuel octane rating	
					Liquid, kJ/kg · K	Vapor c_p, kJ/kg · K						RON	MON
Practical fuels§													
Gasoline	$C_nH_{1.87n}$(l)	~110	0.72–0.78	350	2.4	~1.7	47.3	44.0	2.83	14.6	0.0685	91–99	82–89
Light diesel	$C_nH_{1.8n}$(l)	~170	0.78–0.84	270	2.2	~1.7	46.1	43.2	2.79	14.5	0.0690	—	—
Heavy diesel	$C_nH_{1.7n}$(l)	~200	0.82–0.88	230	1.9	~1.7	45.5	42.8	2.85	14.4	0.0697	—	—
Natural gas	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$(g)	~18	(~0.79†)	—	—	~2	50	45	2.9	14.5	0.069	—	—
Pure hydrocarbons													
Methane	CH_4(g)	16.04	(0.72†)	509	0.63	2.2	55.5	50.0	2.72	17.23	0.0580	120	120
Propane	C_3H_8(g)	44.10	0.51 (2.0†)	426	2.5	1.6	50.4	46.4	2.75	15.67	0.0638	112	97
Isooctane	C_8H_{18}(l)	114.23	0.692	308	2.1	1.63	47.8	44.3	2.75	15.13	0.0661	100	100
Cetane	$C_{16}H_{34}$(l)	226.44	0.773	358		1.6	47.3	44.0	2.78	14.82	0.0675	—	—
Benzene	C_6H_6(l)	78.11	0.879	433	1.72	1.1	41.9	40.2	2.82	13.27	0.0753		115
Toluene	C_7H_8(l)	92.14	0.867	412	1.68	1.1	42.5	40.6	2.79	13.50	0.0741	120	109
Alcohols													
Methanol	CH_4O(l)	32.04	0.792	1103	2.6	1.72	22.7	20.0	2.68	6.47	0.155	106	92
Ethanol	C_2H_6O(l)	46.07	0.785	840	2.5	1.93	29.7	26.9	2.69	9.00	0.111	107	89
Other fuels													
Carbon	C(s)	12.01	~2§	—	—	—	33.8	33.8	2.70	11.51	0.0869		
Carbon monoxide	CO(g)	28.01	(1.25†)	—	—	1.05	10.1	10.1	2.91	2.467	0.405		
Hydrogen	H_2(g)	2.015	(0.090†)	—	—	1.44	142.0	120.0	3.40	34.3	0.0292		

(l) liquid phase; (g) gaseous phase; (s) solid phase.

† Density in kg/m³ at 0°C and 1 atm.

‡ At 1 atm and 25°C for liquid fuels: at 1 atm and boiling temperature for gaseous fuels.

§ Typical values.

RON, research octane number; MON, motor octane number.

Sources:

E. M. Goodger, *Hydrocarbon Fuels; Production, Properties and Performance of Liquids and Gases*, Macmillan, London, 1975.

E. F. Obert, *Internal Combustion Engines and Air Pollution*, Intext Educational Publishers, 1973 edition.

C. F. Taylor, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, vol. I, MIT Press, 1966.

J. W. Rose and J. R. Cooper (eds.), *Technical Data on Fuel*, 7th ed., British National Committee, World Energy Conference, London, 1977.

Tabla A.1

Apéndice 2

Traducción de los gráficos

Figura A

Air/Fuel ratio: Relación aire/combustible.

Lean: pobre.

Rich: rica.

Catalyst efficiency: Eficiencia catalítica.

80% efficiency air/fuel ratio window: ventana de relación aire/combustible para el 80% de eficiencia.

Stoichiometric air/fuel ratio: relación aire/combustible estequiométrica.

Figura B

Air/fuel ratio: relación aire/combustible.

Stoichiometric: estequiométrica.

rich: rica.

lean: pobre.

Maximum Power: máxima potencia.

Power: potencia.

Fuel consumption: consumo de combustible.

Best fuel economy: mejor economía de combustible.

Figura 2.1

AIR FLOW AND MANIFOLD PRESSURE FOR FAST THROTTLE RAMP: Flujo de aire y presión en el múltiple para una rampa rápida de mariposa.

Air flow: Flujo de aire.

Validyne manifold pressure sensor: Sensor de presión del múltiple marca Validyne.

Production manifold pressure sensor: Sensor de presión del múltiple de producción.

Single intake stroke: Carrera de admisión de un solo cilindro.

Throttle angle: ángulo de la mariposa.

Figura 2.2

Throttle (deg) : Mariposa (ángulo en grados).

Fuel flow: Flujo de combustible. (gramos/seg.)

Brake Torque: Torque al freno.

Figura 2.4

m_{at}: masa de aire a través de la mariposa.

P_{man}: presión del múltiple.

Figura 2.5: ídem figura 2.2

Figura 2.6

Diagrama esquemático del sistema K-Jetronic con control de lazo cerrado por lambda.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Acumulador de combustible, 4 Filtro de combustible, 5 Regulador de calentamiento, 6 Válvula de inyección, 7 Múltiple de admisión, 8 Válvula de arranque en frío, 9 Distribuidor de combustible, 10 Sensor de flujo de aire, 11 Válvula de temporización, 12 Sensor Lambda, 13 Switch térmico-temporizado, 14 Distribuidor de encendido, 15 Dispositivo de aire auxiliar, 16 Switch de apertura de la mariposa, 17 Unidad de control, 18 Llave de encendido, 19 Batería.

Figura 2.7

Diagrama esquemático del sistema KE-Jetronic con control de lazo cerrado por lambda.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Acumulador de combustible, 4 Filtro de combustible, 5 Regulador primario de presión, 6 Válvula de inyección, 7 Múltiple de admisión, 8 Válvula de arranque en frío, 9 Distribuidor de combustible, 10 Sensor de flujo de aire, 11 Actuador electrohidráulico de presión, 12 Sensor Lambda, 13 Switch térmico-temporizado, 14 Sensor de temperatura del motor, 15 Distribuidor de

encendido, 16 Dispositivo de aire auxiliar, 17 Switch de apertura de la mariposa, 18 Unidad de control, 19 Llave de encendido, 20 Batería.

Figura 2.8

Diagrama esquemático del sistema L-Jetronic con control de lazo cerrado por lambda.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Filtro de combustible, 4 Unidad de control ECU, 5 Válvula de inyección, 6 Riel de combustible y regulador de presión, 7 Múltiple de admisión, 8 Válvula de arranque en frío, 9 Switch de apertura de la mariposa, 10 Sensor de flujo de aire, 11 Sensor Lambda, 12 Switch térmico-temporizado, 13 Sensor de temperatura del motor, 14 Distribuidor de encendido, 15 Dispositivo de aire auxiliar, 16 Batería, 17 Llave de encendido.

Figura 2.9

Diagrama esquemático del sistema LH-Jetronic.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Filtro de combustible, 4 ECU, 5 Válvula de inyección, 6 Riel de combustible, 7 Regulador de presión de combustible, 8 Múltiple de admisión, 9 Switch de apertura de la mariposa, 10 Medidor de masa de aire de hilo caliente, 11 Sensor lambda, 13 Distribuidor de encendido, 14 Actuador rotativo de ralentí, 15 Batería, 16 Llave de encendido.

Figura 2.10

Esquema del sistema Mono-Jetronic.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Filtro de combustible, 4 Regulador de presión de combustible, 5 Válvula de inyección, 6 Sensor de temperatura del aire, 7 ECU, 8 Actuador de la mariposa, 9 Potenciómetro de apertura de la mariposa, 10 Válvula de purgado, 12 Sensor lambda, 13 Sensor de temperatura del motor, 14 Distribuidor de encendido, 15 Batería, 16 Llave de encendido, 17 Relay, 18 Conexión de diagnóstico, 19 Unidad Central de inyección.

Figura 2.11

Relative air/fuel ratio λ: Relación aire/combustible relativa λ.

Oxygen partial pressure, P_a : Presión parcial de oxígeno P_a.

Rich: rica.

Lean: pobre.

Sensor output voltage, mV: Salida de voltaje del sensor, mV.

Figura 2.12

Rich: rica.

Lean: pobre.

Reference level: Nivel de referencia.

Stoichiometric: estequiométrico.

Time:tiempo.

Figura 2.13

A/F excursions amplitude for various manifold temperatures: Desviaciones de la relación aire/combustible para varias temperaturas de múltiple.

Δ A/F : Variación de la relación aire/combustible.

M_i/M_0: Variación de la masa admitida. (Amplitud de la rampa de la mariposa)

Figura 2.14

Manifold temperatures for transient tests: Temperaturas del múltiple para los tests de transitorios.

Normally heated manifold: Múltiple normalmente calentado.

(Hot throttle body): Inyección monopunto caliente.

Skin: Cuerpo del múltiple.

Charge: Carga del múltiple.

Top rear: Atrás arriba.

Middle rear: Atrás en el medio.

Top front: Al frente arriba.

Middle front: Al frente en el medio.

Bottom front: Al frente abajo.

High plane: plano alto.

Low plane: Plano bajo.

T Body rear: Atrás del cuerpo de la mariposa.

Plenum: Cámara tranquilizadora de gases del múltiple.

Port: Asiento de la válvula.

Figura 3.2

Throttle opening: apertura de la mariposa.

Aeraulic resistance function of the throttle position: Resistencia aerodinámica en función de la posición de la mariposa.

Figura 3.3

Air flow: flujo de aire.

Manifold pressure: presión del múltiple.

Throttle angle: Ángulo de la mariposa.

Time: tiempo.

Figura 3.4

T_{man} (skin): temperatura del cuerpo del múltiple.

Figura 6.4

Comparison of the secondary voltage on the CDI, TI, CI as a function of time: comparación del voltaje secundario entre encendido de Bobina Convencional, de Bobina Transitorizado y de Descarga Capacitiva en función del tiempo.

Voltage rise (left) and overall curve (right) : Crecimiento del voltaje (izquierda) y curva total (derecha).

Secondary Voltage: Voltaje en el secundario.

Voltage rise: Crecimiento del voltaje.

Spark duration: Duración de la chispa.

Figura 6.5

Mapas de encendido para operación con combustible común y especial.

El mapa de encendido para nafta especial tiene virtualmente el mismo avance que el de nafta común en el rango de baja carga del motor. A mayores cargas, el mapa de nafta especial, posee mayor avance de encendido debido a su reducida tendencia a la detonación.

Ignition angle ° crankshaft before TDC: Ángulo de encendido en grados de cigüeñal antes del PMS.

Load signal: Señal de carga.

Engine Speed: Velocidad del motor.

Figura 6.6

Brake torque: torque al freno.

Spark advance: avance del encendido.

Figura 6.7

Señal del sensor de detonación.

El sensor genera una señal (c) que representa la presión (a) en el cilindro. La señal filtrada de presión se muestra en (b).

Apéndice 1

Figura 1

Control circuits: circuitos de control.

Exploted view of hot-wire assembly: Vista explotada del ensamblaje del hilo caliente.

Resistor: resistencia.

Hot wire element: Elemento de hilo caliente.

Temperatura compensation resistor: Resistencia de compensación de la temperatura.

Protective screen: pantalla de protección.

Air mass sensor housing: carcaza del sensor de masa.

Figura 2

Diagrama esquemático del sistema KE-Jetronic con control de lazo cerrado por lambda.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba de combustible eléctrica, 3 Acumulador de combustible, 4 Filtro de combustible, 5 Regulador primario de presión, 6 Válvula de inyección, 7 Múltiple de admisión, 8 Válvula de arranque en frío, 9 Distribuidor de combustible, 10 Sensor de flujo de aire, 11 Actuador electrohidráulico de presión, 12 Sensor Lambda, 13 Switch térmico-temporizado, 14 Sensor de temperatura del motor, 15 Distribuidor de encendido, 16 Dispositivo de aire auxiliar, 17 Switch de apertura de la mariposa, 18 Unidad de control, 19 Llave de encendido, 20 Batería.

Figura 3

Actuador electro-hidráulico unido al distribuidor de combustible.

La señal de la ECU influye sobre el plato de conexión (11). Este gira, modificando la presión de combustible en la cámara superior de las válvulas de presión diferencial y, como resultado, la cantidad de combustible liberado por los inyectores.

1 Plato sensor, 2 Distribuidor de combustible, 3 Entrada de combustible(presión primaria), 4 combustible a las válvulas de inyección, 5 Retorno de combustible al regulador de presión, 6 restricción fija, 7 cámara superior, 8 cámara inferior, 9 diafragma, 10 actuador de presión, 11 plato de conexión, 12 pulverizador, 13 polo magnético, 14 separación.

Figura 4

Sensor de flujo de aire en el sistema de admisión

1 mariposa, 2 sensor de flujo de aire, 3 señal de temperatura de aire a la ECU, 4 ECU, 5 señal del sensor de flujo de aire al la ECU, 6 filtro de aire, Q_L cantidad de aire ingresada, α ángulo de deflección.

Figura 4

Sensor de flujo de aire (lado del aire)

1 Flap de compensación, 2 volumen de amortiguamiento, 3 Bypass, 4 Sensor de paleta, 5 tornillo de ajuste de la mezcla de ralentí.

Figura 5

Interrelación entre la cantidad de aire de entrada, el ángulo del sensor de paleta, el voltaje del potenciómetro y la cantidad inyectada.

Figura 6

Diagrama esquemático de un típico sistema Motronic.

1 Tanque de combustible, 2 Bomba eléctrica de combustible, 3 filtro de combustible, 4 regulador de presión, 5 Unidad de control, 6 bobina de ignición, 7 distribuidor de alta tensión, 8 bujías, 9 inyectores, 10 mariposa, 11 switch de posición de mariposa, 12 sensor de flujo de aire, 13 Sensor potenciométrico de temperatura del aire, 14 sensor lambda, 15 sensor de temperatura del motor, 16 actuador rotativo de ralentí, 17 sensores de velocidad del motor y de marca de referencia, 18 batería, 19 llave de arranque, 20 llave del aire acondicionado.

Figura 7

Injector pulse width: ancho de pulso del inyector.

Manifold absolute pressure: presión absoluta del múltiple.

TEC raw fuel curve: curva básica de combustible TEC.

Figura 8

Coolant temperature: temperatura del refrigerante (temp. del motor)

Additional gamma enrichment: enriquecimiento adicional de GAMMA (λ^{-1})

Warm up curve: Curva de calentamiento.

Figura 9

Manifold air temperature correction: Corrección por temperatura de aire del múltiple.

Density Gamma Correction: Corrección de Gamma por densidad.

Air temperature: temperatura del aire.

Figura 10

Advance curve for MAP=55 KPA : Curva de avance para una presión absoluta del múltiple de 55 KPa.

Advance angle: ángulo de avance.

Engine RPM: RPM del motor.

Figura 11

Factor de enriquecimiento en función de la temperatura del aire de admisión.

Enrichment factor: factor de enriquecimiento.

Intake-air temperature: Temperatura del aire de admisión.

Figura 12

Enriquecimiento de aceleración en función de la duración de la aceleración y de la temperatura del motor V_m.

Acceleration enrichment: enriquecimiento por aceleración.

Time from beginning of acceleration: tiempo desde el comienzo de la aceleración.

Figura 13

Sensor Lambda caliente.

1 Carcaza del sensor, 2 Tubo cerámico de protección, 3 Cable de conección, 4 Tubo protector con ranuras, 5 Sensor activo de cerámica, 6 Elemento de contacto, 7 Lámina de protección, 8 Calentador, 9 Terminales tipo clamp para calentar.

Figura 14

Cold transient: Transitorios en frío.

Seconds: segundos.

Figura 15

A/F excursions amplitudes for heated manifold: Amplitud de las desviaciones aire/combustible para múltiples calentados.

Additional heat through special jacket: Calor adicional a través de envolturas especiales.

Normally heated manifold: múltiple normalmente calentado.

Effect of throttle body temperature on A/F excursions amplitude: Efecto de la temperatura del cuerpo de la mariposa en la amplitud de las desviaciones de la relación aire/combustible.

Unheated throttle body: cuerpo de mariposa sin calentar.

Partially heated throttle body: cuerpo de la mariposa parcialmente calentado.

Fully heated throttle body: cuerpo de la mariposa totalmente calentado.

Figura 16

Efecto de la temperatura del aire y de la temperatura del cuerpo de la mariposa en la amplitud de las desviaciones en la relación Aire/Combustible.

Speeed Density Cold Throttle Body: Cuerpo de mariposa frío con sistema speed-density.

Mass flow Cold throttle body: Cuerpo de mariposa frío con sistema MAF.

Speeed Density Hot Throttle Body: Cuerpo de mariposa caliente con sistema speed-density.

Mass flow Hot throttle body: Cuerpo de mariposa caliente con sistema MAF.

Figura 17

Factor de enriquecimiento en función de la temperatura del aire de admisión.

Enrichment factor: factor de enriquecimiento.

Intake-Air temperature: temperatura del aire de admisión.

Figura 18

Enriquecimiento de aceleracón en función de la duración de la aceleración y de la temperatura del motor V_m.

Acceleration enrichment: enriquecimiento por aceleración.

Time from beginning of acceleration: tiempo desde el comienzo de la aceleración.

Figura 19

Throttle flow: flujo a través de la mariposa.

Time: tiempo.

Simulated: simulado.

Measured: medido.

measured and averaged: medido y promedio.

Mass air flow behavior: comportamiento del flujo másico de aire.

measured air flow: flujo de aire medido.

average value of measured air flow: valor promedio del flujo de aire medido.

simulated air flow: flujo de aire simulado.

manifold pressure: presión del múltiple.

manifold pressure behavior: comportamiento de la presión del múltiple.

measured manifold pressure: presión del múltiple medida.

simulated average manifold pressure: promedio simulado de la presión en el múltiple de admisión.

Figura 20 y Figura 21

Engine cycle: ciclo del motor.

t_{on}: tiempo de inyección.

Apéndice 3

Evaluación del costo del sistema CACE.

Luego de consultar a gente especializada en el desarrollo de sistemas electrónicos (L.I.A.D.E., Laboratorio de Investigación Aplicada y Desarrollos Electrónicos de la Universidad Nacional de Córdoba) y evaluar los costos de implementación del trabajo realizado se pudo elaborar el siguiente presupuesto tentativo *:

Motor paso a paso	$ 80
Sensor de posición angular	$ 40
Sensor de RPM	$ 25
Sensor de temperatura de aire	$ 12
Sensor de temperatura de agua	$ 15
Sensor de presión absoluta (2)	$ 220
Sensor de detonación	$ 100
Sensor de posición (PMS)	$ 25
Microcontrolador AM 186 - 40MHz	$ 70
Conversor A/D	$ 40
Memoria (EPROM y FLASH)	$ 60
Electrónica asociada (comunicaciones, circuitos de potencia, etc.)	$ 120
Circuito impreso	$ 50
Caja y conectores	$ 65
Total parcial	**$ 922**

En caso de tener que suministrar los inyectores, bomba de nafta, filtro de nafta, regulador de presión y múltiple de admisión con mariposas, este costo se incrementaría en aproximadamente **$ 500**. (dependiendo de la calidad de los componentes).

*** Nota: Estos precios corresponden a una producción de evaluación (1 a 5 unidades). En el caso de 20 a 100 unidades el costo puede reducirse en un 50% y disminuir aún más para producciones mayores.**