

## MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA – CURSO 2004

### 1.- El Motor de Combustión Interna

El motor de combustión interna es aquél en el cual el fluido que intercambia trabajo con las partes del motor, son los gases de combustión de la propia mezcla de aire-combustible que ingresa al mismo.

Interesa considerar la potencia entregada por un motor como producto de lo que ingresa al mismo en términos de energía y en eficiencia total.

La energía suministrada a un motor está contenida en la mezcla aire-combustible. Por tanto puede ser expresada por la energía de la mezcla por unidad de masa y la tasa a la cual es suministrada al motor.

Si tenemos una mezcla aire-combustible dada y una eficiencia total constante, la potencia entregada por el motor será proporcional a la masa de mezcla suministrada por unidad de tiempo.

Se puede escribir:  $P = V \cdot \rho \cdot E \cdot \eta$

Donde: P = potencia entregada  
 V = volumen de mezcla suministrada por unidad de tiempo  
 $\rho$  = densidad de la mezcla  
 E = energía de la mezcla por unidad de masa  
 $\eta$  = eficiencia total

La eficiencia total de un motor que quema combustible, está definida como el cociente entre la energía de salida en el eje sobre la energía de la mezcla de aire-combustible suministrada. El problema radica en la definición de la energía de la mezcla aire-combustible, desde que la cantidad de energía que se genera en una combustión depende de las condiciones en las cuales se realiza el proceso.

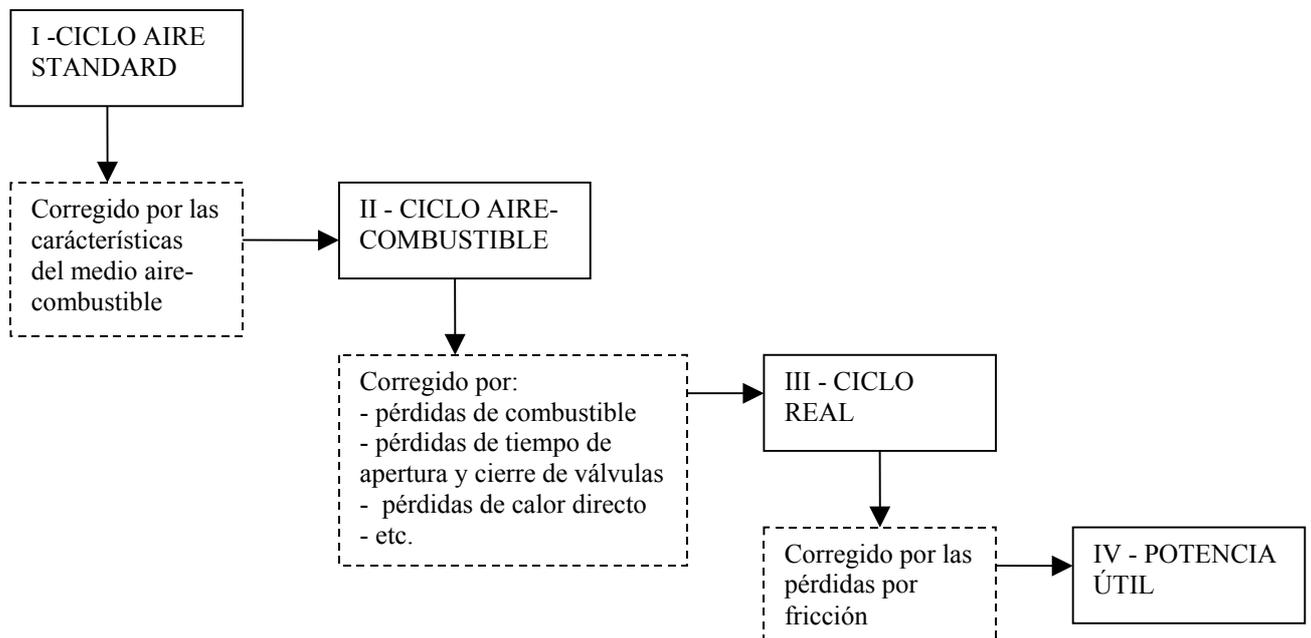
Por tanto, el término eficiencia total debe ser referido al método con el cual se determinó la energía de la mezcla aire-combustible.

### 2.- Método de estudio del problema

La mezcla de aire-combustible usada como medio que trabaja en un motor de combustión interna, está sujeta a cambios químicos, térmicos y mecánicos durante el pasaje de la misma a través del motor.

Para analizar cuantitativamente este fenómeno complejo, se han ideado una serie de aproximaciones, comenzando con una concepción muy simplificada del mismo y corrigiéndola paso a paso por los diversos puntos de diferencia con la realidad.

El método de estudio se indica en la figura siguiente:



### 3.- Ciclo de aire

Ciclos usando “gas perfecto” como medio que evoluciona, son útiles en el estudio de los motores de combustión interna por 2 razones:

- Representan un límite en el cual el ciclo real puede ser aproximado.
- Permiten un tratamiento matemático simple del problema.

Un gas perfecto teórico cumple con las leyes de Boyle y Charles teniendo además calores específicos constantes. Desde que el medio en el ciclo real de los motores de combustión interna está formado básicamente por aire, se asumirá que el medio en el ciclo de aire posee las constantes del aire.

Por tanto:  $pV = mR_g T$        $R_g (\text{aire}) = 29.3 \text{ m}^\circ\text{K}$

$$U = c_v T \quad H = c_p T$$

Para aire a temperatura ambiente:  $c_p = 0.24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$ ,  $c_v = 0.171 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$

En un proceso adiabático reversible, se cumple que:

$$pv^k = cte \quad k = c_p/c_v = 1.41 \text{ para el aire}$$

$$Tv^{k-1} = cte$$

### 3.1.- Ciclo de aire de volumen constante (Otto)

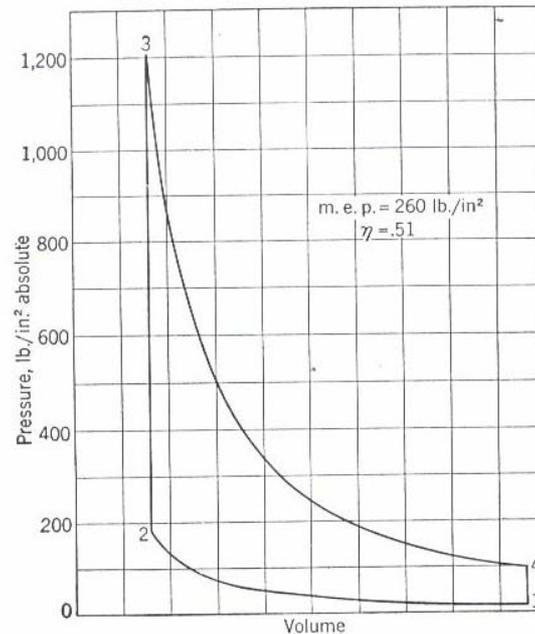


FIG. 2. Constant-Volume Air Cycle.

$$r = 6$$

$$p_1 = 14.7 \text{ lbs. per sq. in.}$$

$$T_1 = 540^\circ\text{R} (80^\circ\text{F.})$$

$$Q = 1280 \left( \frac{r-1}{r} \right) \text{ B.t.u. per lb. air}$$

Es el que más se aproxima al motor a nafta.

Si llamamos  $W$  al trabajo del ciclo, se puede escribir:

$$W = Q_{2-3} - Q_{4-1} = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2 - T_4 + T_1)$$

Sea  $\eta$  el rendimiento del ciclo, éste está dado por:

$$\eta = \frac{W}{Q_{2-3}} = \frac{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2 - T_4 + T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (1)$$

$$p_3 V_3 = mRT_3 \quad ; \quad p_4 V_4 = mRT_4 \quad \rightarrow \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{p_4 V_4}{p_3 V_3}$$

$$p_3 V_3^k = p_4 V_4^k \quad \rightarrow \quad \frac{p_4}{p_3} = \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = \frac{1}{\left( \frac{V_4}{V_3} \right)^k} \quad \rightarrow \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{\left( \frac{V_4}{V_3} \right)}{\left( \frac{V_4}{V_3} \right)^k} = \frac{1}{\left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1}}$$

$$\text{Si } r = \frac{V_4}{V_3} \quad \rightarrow \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

Por ser procesos adiabáticos reversibles, se cumple además:

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} ; \quad T_4 V_4^{k-1} = T_3 V_3^{k-1} ; \quad \text{con } V_2=V_3, V_4=V_1 \rightarrow \frac{T_1}{T_4} = \frac{T_2}{T_3} \rightarrow$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

Sustituyendo y operando en (1):

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

El rendimiento de un ciclo de este tipo depende únicamente de  $r$  y varía de 0.45 para  $r = 4$  a 0.70 para  $r = 20$ .

Una variable de interés es la m.e.p. (presión media efectiva), que es la presión que trabajando contra un cambio de volumen  $V_1-V_2$  realiza el trabajo  $W$ .

$$m.e.p. = \frac{W}{V_1 - V_2}$$

Si se grafica m.e.p.,  $\eta$  y m.e.p./ $p_{\text{máx}}$  en función de  $r$ , realizando ciclos con quema estequiométrica de combustible, se logra:

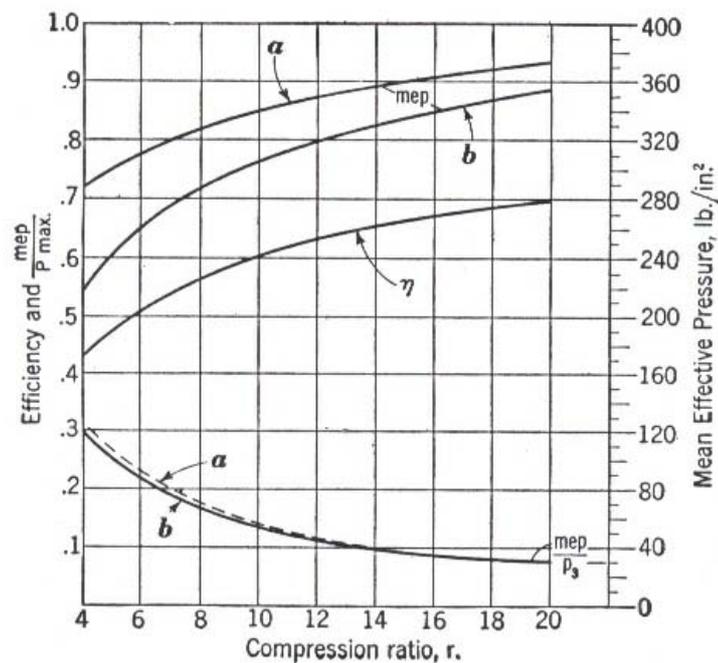


FIG. 3. Variation of Efficiency, Mean Effective Pressure, and Ratio of Mean to Maximum Pressure for the Constant-Volume Air Cycle.

- $p_1 = 14.7$  lbs. per sq. in.  
 $T_1 = 540^\circ\text{R}$   
 (a)  $Q = 1280$  B.t.u. per lb. air  
 (b)  $Q = 1280 \left( \frac{r-1}{r} \right)$  B.t.u. per lb. air

### 3.2.- Ciclo de presión limitada (Dual – Diesel)

Para evitar altas presiones máximas, algunos motores operan en un ciclo, el cual aproxima como límite al “ciclo de presión limitada” o “ciclo mezclado” como se indica en la figura.

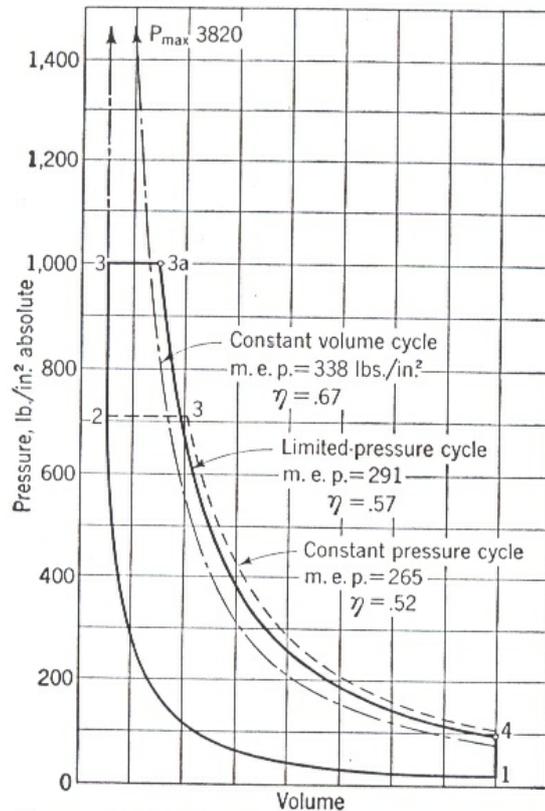


FIG. 4. Limited-Pressure Air Cycle Compared with a Constant-Volume Cycle.

$$\begin{aligned}
 p_{\max} \text{ for limited-pressure cycle} &= 1000 \text{ lb. per sq. in.} \\
 r &= 16 \\
 p_1 &= 14.7 \text{ lb./in.}^2 \\
 T_1 &= 540^\circ\text{R} \\
 Q &= 1280 \left( \frac{r-1}{r} \right) \text{ B.t.u. per lb. air}
 \end{aligned}$$

El ciclo es similar al de volumen constante, excepto que la adición de calor a volumen constante se hace hasta que se llega a una presión determinada. El resto de calor es suministrado a presión constante.

El ciclo de presión constante (ver figura), donde todo el calor es suministrado a presión constante, es un caso especial de éste y es el que mejor aproxima al motor de baja velocidad de encendido por compresión.

Para el ciclo dual:

$$\begin{aligned}
 Q &= mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_{3a} - T_3) \\
 W &= mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_{3a} - T_3) - mc_v(T_4 - T_1)
 \end{aligned}$$

$$\eta = \frac{W}{Q} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_{3a} - T_3)} = 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left[ \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + k \left( \frac{T_{3a}}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right) \right]}$$

$$pV = mR_g T \rightarrow \text{como } V_1 = V_4 \rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} \text{ y como } V_2 = V_3 \rightarrow \boxed{\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \alpha}$$

$$p_4 V_4^k = p_{3a} V_{3a}^k = p_3 V_{3a}^k = p_3 \left( \frac{V_{3a}}{V_3} \right)^k V_3^k = p_3 V_3^k \beta^k, \text{ siendo } \boxed{\frac{V_{3a}}{V_3} = \beta}$$

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k$$

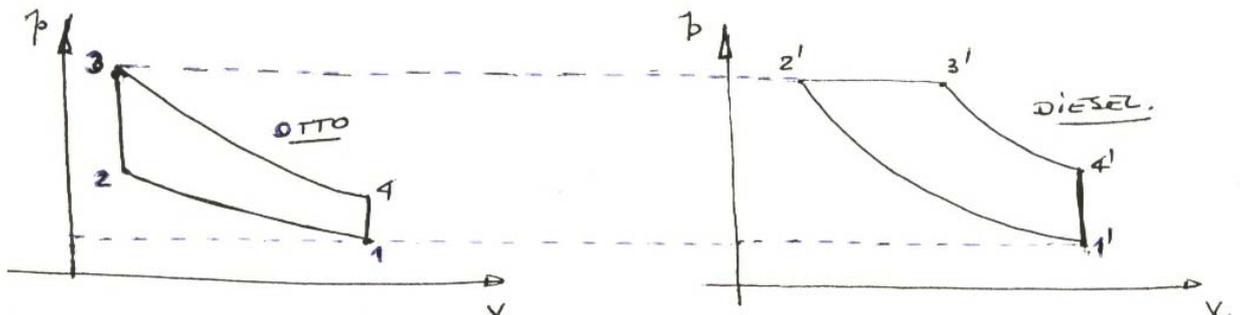
$$\rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{p_4}{p_1} = \left( \frac{p_3 V_3^k \beta^k}{V_4^k} \right) \left( \frac{V_1^k}{p_2 V_2^k} \right) = \alpha \beta^k$$

$$\frac{T_{3a}}{T_2} = \frac{T_{3a}}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_{3a}}{V_3} \cdot \frac{p_3}{p_2} = \alpha \beta$$

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \rightarrow \frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}} = \frac{1}{r^{k-1}}$$

$$\rightarrow \boxed{\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \cdot \frac{\alpha \beta^k - 1}{(\alpha - 1) + k\alpha(\beta - 1)}}$$

### 3.3.- Comparación de ambos ciclos

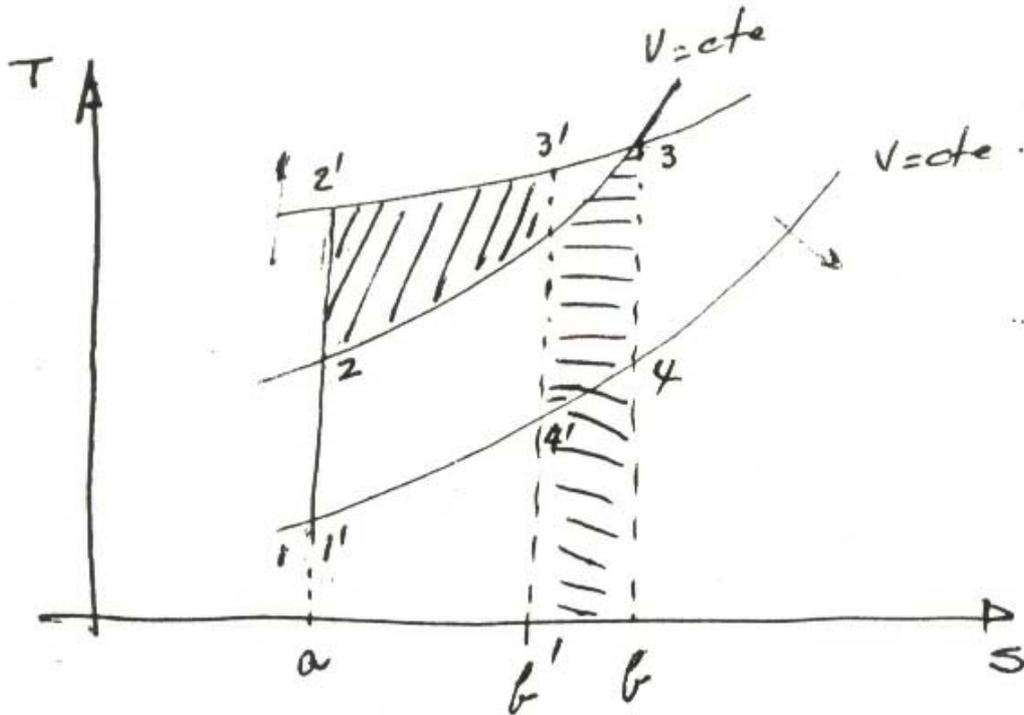


Suponemos 2 ciclos, uno Otto y uno Diesel, en los que suministramos el mismo calor, tomamos el mismo punto inicial y la misma presión máxima.

Se trata de comparar los rendimientos  $\eta = 1 - Q_{out}/Q_{in}$

Los dos tienen el mismo  $Q_{in}$ , como consecuencia, interesa determinar  $Q_{out}$ .

Si se grafica los 2 ciclos en un diagrama T-s:



Se grafica primero el ciclo Otto.

Como tienen por hipótesis igual  $p_{\max}$ , el punto 2' debe estar sobre la isobara que pasa por 3.

El punto 3' debe estar también sobre esa isobara y además como los  $Q_{in}$  son iguales, esto significa áreas iguales bajo la curva de presión en el Diesel y bajo la curva de  $V_{\min}$  en el Otto. Por lo tanto, 3' debe estar a la izquierda de 3.

Otto:  $Q_{in} = \text{área } (a-2-3-b)$

$Q_{out} = \text{área } (a-1-4-b)$

Diesel:  $Q_{in} = \text{área } (a-2'-3'-b')$

$Q_{out} = \text{área } (a-1'-4'-b')$

Pero como por hipótesis  $Q_{in} = Q'_{in}$ , las áreas rayadas del diagrama T-s deben ser iguales.

Se ve claramente en el diagrama que  $Q'_{out} < Q_{out}$ .

→  $\eta_{DIESEL} > \eta_{OTTO}$  si: -  $Q_{in}$  son iguales  
 - punto inicial es el mismo  
 - presiones máximas son iguales



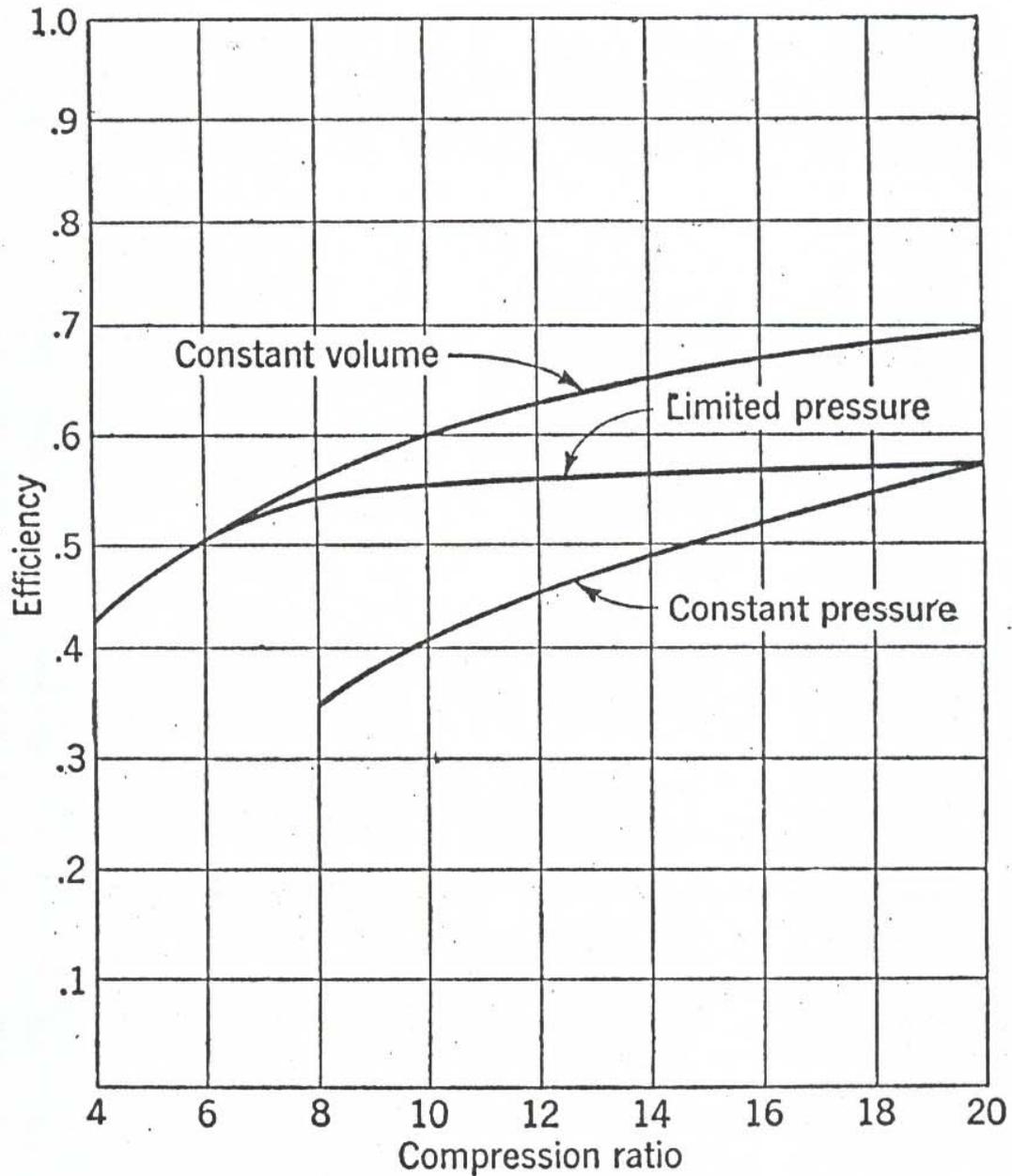


FIG. 5. Constant-Volume, Limited-Pressure, and Constant-Pressure Air Cycle Efficiencies.

$$p_1 = 14.7 \text{ lbs. per sq. in.}$$

$$T_1 = 540^\circ\text{R}$$

$$Q = 1280 \left( \frac{r-1}{r} \right) \text{ B.t.u. per lb. air}$$

$$p_{\text{max}} \text{ for limited-pressure cycle} = 1000 \text{ lbs. per sq. in.}$$

#### 4.- Termodinámica del medio aire-fuel

Antes de estudiar el ciclo del motor de combustión interna con el fluido real, es necesario considerar cómo difieren las propiedades termodinámicas de este fluido con aquellas de los gases perfectos, estudiados hasta ahora.

En realidad, los gases reales difieren en todas sus características termodinámicas de los gases perfectos. Sus calores específicos no son constantes, las variaciones de presión-volumen-temperatura no pueden ser representadas por la ecuación de estado de los gases perfectos. En el caso de los motores de combustión interna, los gases que evolucionan tienen características termodinámicas cambiantes y complicadas debido a reacciones químicas que ocurren durante el ciclo de trabajo.

A los efectos de simplificar el problema, es conveniente considerar las características del medio en 3 fases diferentes:

- antes de la combustión
- durante la combustión
- después de la combustión

##### 4.1.- El medio antes de la combustión

La composición del medio es la siguiente: aire, gases residuales del ciclo anterior, y en el caso del motor Otto, hay presencia de combustible en forma líquida o gaseosa.

Puede considerarse, a efectos de estudio de ingeniería, al aire compuesto por 21% de O<sub>2</sub> y 79% de N<sub>2</sub> (porcentajes en volumen), con un peso molecular de 28.8.

En cuanto a combustibles, la mayoría tienen origen en el petróleo, esto es, son mezclas de hidrocarburos. La composición promedio de la nafta puede considerarse como octano C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> y la del combustible Diesel como C<sub>16</sub>H<sub>34</sub>.

##### Definiciones:

F : relación de masa de combustible a aire seco (kg fuel/kg aire seco)

F<sub>q</sub> : relación estequiométrica

$F_a = \frac{F}{F_q}$  : riqueza (fracción de la relación estequiométrica)

f : fracción másica de gas residual (se define como la relación de masa de gases residuales a masa de aire + combustible + gases residuales)

h : relación en masa de vapor de agua respecto a la masa de aire seco (kg agua/kg aire seco)

M : masa total = aire + fuel + gases residuales + vapor de agua

$$F = F_a \cdot F_q$$

$$M = M_a + M_f + M_r + M_v$$

$$\frac{M_a}{M} = \frac{M_a}{M_a + M_f + M_r + M_v} = \frac{1}{1 + \frac{M_f}{M_a} + \frac{M_r}{M_a} + \frac{M_v}{M_a}} = \frac{1}{1 + F + h + \frac{M_r}{M_a}}$$

$$\frac{M_r}{M_a} = \frac{f(M_r + M_f + M_a)}{M_a} = f \frac{M_r}{M_a} + f(F + 1) \rightarrow \frac{M_r}{M_a} = \frac{f(F + 1)}{1 - f}$$

Sustituyendo:  $\frac{M_a}{M} = \frac{(1 - f)}{(1 + F + h)(1 - f) + f(F + 1)} \rightarrow \boxed{\frac{M_a}{M} = \frac{(1 - f)}{1 + F + h(1 - f)}}$

$$\frac{M_f}{M} = \frac{FM_a}{M} \rightarrow \boxed{\frac{M_f}{M} = \frac{F(1 - f)}{1 + F + h(1 - f)}}$$

$$\frac{M_r}{M} = \frac{M_r}{M_a} \cdot \frac{M_a}{M} = \frac{f(F + 1)}{1 - f} \cdot \frac{M_a}{M} \rightarrow \boxed{\frac{M_r}{M} = \frac{f(F + 1)}{1 + F + h(1 - f)}}$$

$$\frac{M_v}{M} = \frac{hM_a}{M} \rightarrow \boxed{\frac{M_v}{M} = \frac{h(1 - f)}{1 + F + h(1 - f)}}$$

El número de moles es N:

$$N = N_a + N_f + N_r + N_v = \frac{M_a}{29} + \frac{M_f}{m_f} + \frac{M_r}{m_r} + \frac{M_v}{18}$$

Peso molecular de la mezcla:

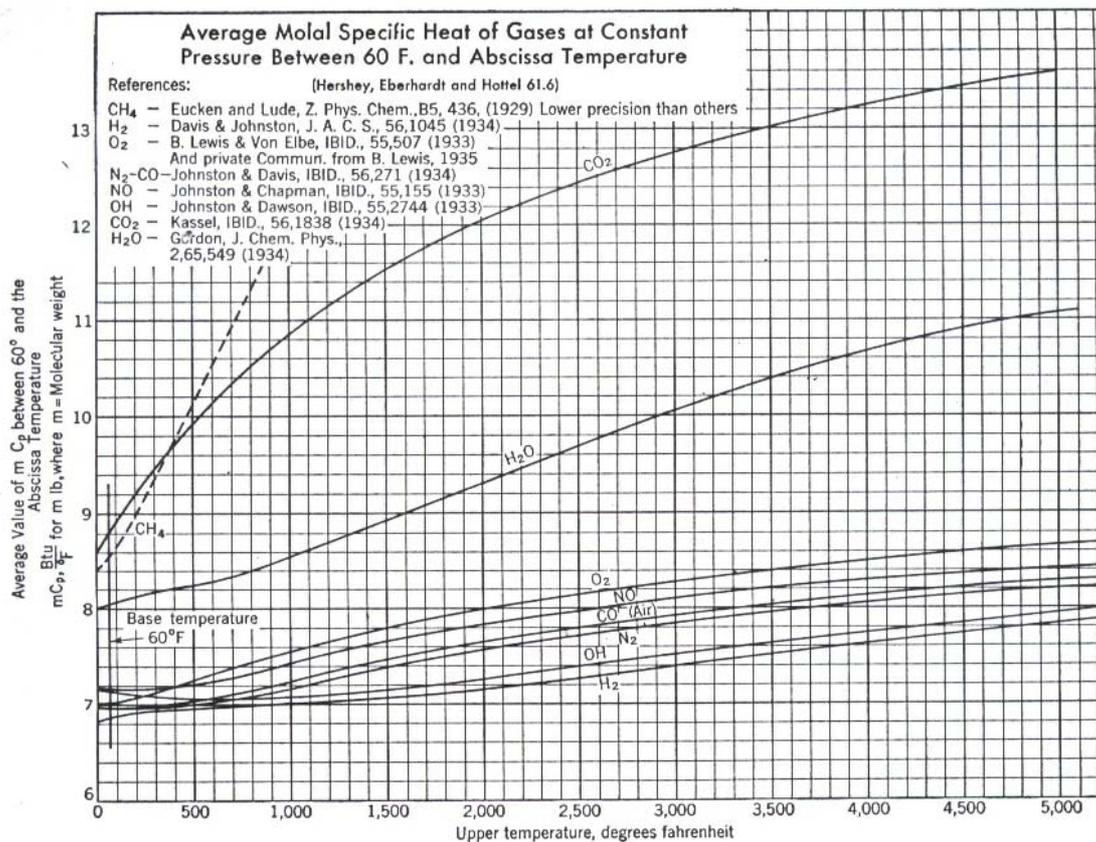
$$m = \frac{M}{N} = \frac{M_a[1 + F + h(1 - f)]}{(1 - f)N} = \frac{M_a[1 + F + h(1 - f)]}{(1 - f) \left[ \frac{M_a}{29} + \frac{M_f}{m_f} + \frac{M_r}{m_r} + \frac{M_v}{18} \right]}$$

$$= \frac{1 + F + h(1 - f)}{(1 - f) \left[ \frac{1}{29} + \frac{F}{m_f} + \frac{(F + 1)f}{(1 - f)m_r} + \frac{h}{18} \right]} \rightarrow \boxed{m = \frac{1 + F + h(1 - f)}{\left( \frac{1}{29} + \frac{F}{m_f} + \frac{h}{18} \right) (1 - f) + \frac{(F + 1)f}{m_r}}}$$

Cambios de composición.- Durante la compresión aparece alguna reacción entre el combustible y el O<sub>2</sub> y cracking a medida que aumenta la temperatura y la presión. Estos cambios son totalmente despreciables en esta carrera.

Ecuación de estado.- Se sigue cumpliendo  $pV = NRT$ . La única porción de mezcla que no cumple esta ecuación es el combustible en o cerca de la fase líquida pero es despreciable.

Calor específico.- Aparece una diferencia entre la mezcla combustible-aire y la de un gas perfecto: el primero crece a medida que aumenta la temperatura. Existen tablas para determinar los calores específicos en función de la temperatura.



Recordar  $\frac{c_p}{c_v} = k$   $c_p - c_v = \frac{mR}{J}$  para gases perfectos

donde: R = constante universal de los gases

m = peso molecular

J = equivalente mecánico del calor (778 lb-ft/BTU)

#### 4.1.1.- Cartas termodinámicas de la mezcla aire-combustible

Estos diagramas muestran las propiedades termodinámicas de la mezcla aire-combustible (aire-octano) y un 10% en peso de mezcla residual, para  $F_r$ ,  $F_a$ . La base del diagrama es 1+F lb de gas.

En general, el porcentaje de gases residuales es diferente de 10% pero debido a la apreciación de las tablas no produce errores.

Variables de las cartas:

- p, V, T
- E<sub>s</sub> (energía interna sensible, sobre la contribución de energía química)
- H<sub>s</sub> (entalpía sensible)
- S<sub>s</sub> (entropía)

Estas cartas también se pueden utilizar con otras riquezas, y para ciclos Diesel, que tienen mezcla de aire y gases residuales.

## 4.2.- El medio durante la combustión

Es tan cambiante que es imposible hacer un ábaco o carta.

## 4.3.- El medio luego de la combustión

Los combustibles están compuestos por C, H, O y reaccionan con el aire. La manera que entran en combustión y los productos finales dependen no sólo de las proporciones antes de la combustión sino también de la temperatura y presión y el grado de equilibrio al que se llega.

### 4.3.1.- Equilibrio químico

En las reacciones no se llega a consumir nunca un reactivo sino que se llega a un equilibrio. La proporción de productos que aparecen en la reacción depende además de la proporción de los reactivos, de la presión y de la temperatura a la cual se lleva a cabo la reacción.

En general, las reacciones exotérmicas son más completas a bajas temperaturas que a altas temperaturas donde aparece el fenómeno de disociación.

Con mezclas de aire-combustible, pueden aparecer cantidades significativas de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{SO}_2$ , ...

De la cinética química sabemos que:  $wA + xB \leftrightarrow yC + zD$

Existe  $k = \frac{p_C^y \cdot p_D^z}{p_A^w \cdot p_B^x}$   $k =$  constante de disociación (depende de la temperatura T)

Esto se aplica a productos de combustión. Existen tablas que dan k. Con los coeficientes de equilibrio, es posible hallar (dada la temperatura de equilibrio) la composición y productos de combustión.

Cambio del número de moléculas.- El mayor cambio viene en la combustión y a medida que varía la temperatura varía la cantidad de moléculas por disociación. ( $T \uparrow \rightarrow N^\circ \text{ moléc} \uparrow$ )

### 4.3.2.- Carta termodinámica para productos de combustión

Además de los coeficientes de equilibrio y calores específicos es posible calcular las propiedades termodinámicas de los productos de combustión de una mezcla de aire-combustible en equilibrio químico. Este trabajo fue realizado por Hershey, Eberhardt y Hottel.

De la ecuación:  $C_8H_{18} + 12\frac{1}{2}O_2 + 47N_2 \rightarrow 8CO_2 + 9H_2O + 47N_2$

La relación estequiométrica es:  $\frac{8 \times 12 + 18 \times 1}{12.5 \times 32 + 47 \times 28} = 0.0665 = \frac{1}{15}$

Variables de la carta:

- Energía interna (sensible +química): Es el calor liberado debido a la conversión, a volumen constante, de la mezcla desde una condición (temperatura) y una composición hasta  $CO_2$ ,  $H_2O$  vapor,  $O_2$ ,  $N_2$  a la temperatura base de  $60^\circ F$ . Para calcularlas el mejor camino es enfriar la mezcla a volumen constante hasta la temperatura de  $60^\circ F$  y obtener la energía sensible. Luego dejar reaccionar la mezcla a temperatura y volumen constante para producir  $CO_2$ ,  $H_2O$  vapor,  $O_2$ ,  $N_2$ . El calor liberado en la 2ª etapa es el calor de combustión.

- Entalpía
- Entropía
- Energía interna sensible

(Ver Figuras 8, 9, 10, 12, 13, 14 Taylor&Taylor – Ábacos)

La diferencia que se da en E y  $E_s$  a bajas temperaturas es debido a la falta de aire para quemar el  $CO$  y  $H_2$  (es el calor de combustión de esos 2 productos). Sólo se da a bajas temperaturas.