MATEMÁTICA APLICADA A LOS SISTEMAS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.

DIÉSEL - GASOLINA

Luis A. Mena

ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Matemática aplicada a los Sistemas de los motores de combustión interna. Diésel – Gasolina
Luis A. Mena.

Primera edición electrónica. Octubre de 2018
ISBN: 978-9942-765-39-0
Revisión científica:

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Crnl. Ing. Ramiro Pazmiño O.
Rector

Publicación autorizada por:
Comisión Editorial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Cpnv. Hugo Pérez
Presidente

Edición y producción
David Andrade Aguirre
daa06@yahoo.es

Diseño
Pablo Zavala A.

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE
Av. General Rumiñahui s/n, Sangolquí, Ecuador.
htpp//www.espe.edu.ec

MATEMÁTICA APLICADA A LOS SISTEMAS DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. DIÉSEL – GASOLINA

Luis A. Mena

PRESENTACIÓN

El presente trabajo es una recopilación de ejercicios propuestos de la temática automotriz, los mismos que han sido analizados en el convivir diario de la docencia en las aulas de la carrera de Ingeniería Automotriz; de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Extensión Latacunga.

Los diferentes problemas expuestos están vinculados con los sistemas principales de los motores de combustión interna, donde se analiza el comportamiento de cada uno de ellos en su respectivo funcionamiento.

Pongo a vuestra disposición este material para ser utilizado por alumnos de: Colegios Técnicos, Tecnólogos, Ingenieros y Mecánicos dedicados al estudio de la Mecánica Automotriz.

El Autor

Dedicatoria

A mi esposa Mónica, a mis hijos: Micaela, Monserrath y Fausto.

INTRODUCCIÓN

La presente obra está enfocada a la resolución de ejercicios relacionados con los motores de combustión internos tato a diésel como a gasolina, que en el devenir de muchos años como docente de las cátedras de motores gasolina-diésel; junto con los estudiantes se ha venido desarrollando ejercicios sobre los sistemas de refrigeración, lubricación, distribución, encendido y alimentación de los motores. En el presente se ha propuesto ejercicios basados en formulas con el fin de que los estudiantes desarrollen sus habilidades cognitivas.

Este manual de la matemática aplicada a los motores de combustión interna, tiene aportes de diferentes obras de autores de la ex URSS; tales como Sokolov & Usov (1986) quienes explican los recursos de la resistencia de materiales que reflejan el desarrollo de diferentes ramas de los motores de combustión interna. Miklos, Cherniavskaya, & Cherviakov (1986) abarcan temas sobre motores a diésel marinos que fueron utilizados en los buques y barcos soviéticos. Así, Orlina & Kruglova (1983) explican acerca del diseño y construcción de los motores diésel-gasolina; Veshkielski (1981) indica preguntas y respuestas de los problemas existentes en los motores de barcos. Para ello, Romanenko & Chilenov (1984) relatan los problemas existentes en los automóviles a diésel de la antigua Rusia. Así, autores como Diaz (1987) abarca procesos termodinámicos que determinan el funcionamiento de los motores con el objetivo de mejorar las condiciones del motor. Finalmente, Dobrovolski & Zablonsky (1980) exploraron el tamaño la complejidad y estructura de los motores que constan de unidades de montaje que a su vez se convierten en conjuntos y elementos (piezas).

PARÁMETROS DEL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

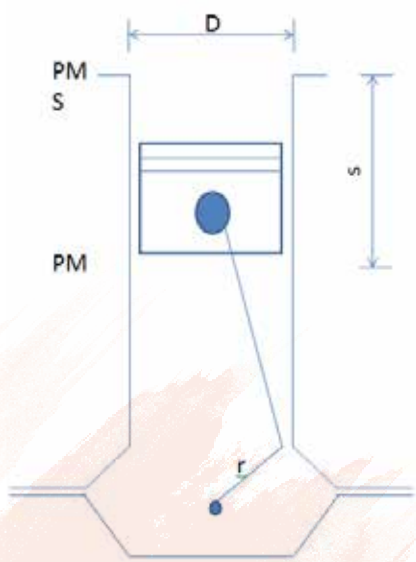

Figura 1. Parámetros principales del motor de combustión interna. (Jóvaj & Máslov, 1973)

Cilindrada unitaria:

$$\boxed{Vh = \frac{\pi D^2}{4} s}$$

$Vh = Volumen\ del\ cilindro\ (cilindrada\ unitaria)\ (cm^3)$

$D = Diámetro\ del\ cilindro (cm)$

$s = Carrera\ (cm)$

Cilindrada total:

$$\boxed{V_H = V_h . i}$$

$V_H = Cilindrada\ total\ \ (cm^3)$

$i = Número\ de\ cilindros$

Relación de compresión:

$$\boxed{\boldsymbol{\varepsilon = \frac{Vh + Vc}{Vc}}}$$

$\varepsilon = Relación\ de\ compresión$

$Vc = Volumen\ de\ la\ cámara\ de\ combustión\ (cm^3)$

Volumen total del cilindro:

$$\boxed{\boldsymbol{Va = Vh + Vc}}$$

$Va = Volumen\ total\ del\ cilindro\ (cm^3)$

Carrera del pistón:

$$\boxed{\boldsymbol{s = 2r}}$$

$r = Radio\ del\ Cigüeñal\ (cm)$

<u>CICLO OTTO (Volumen constante)</u>

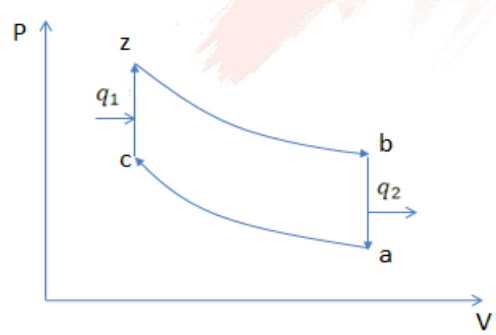

Figura 2. Ciclo teórico del motor a gasolina

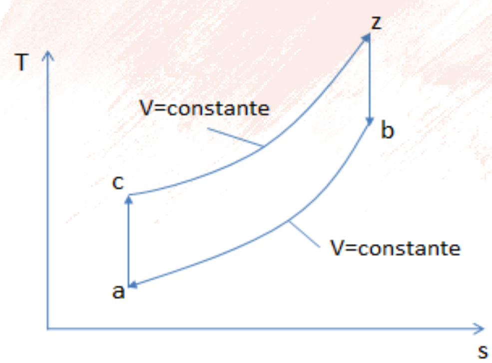

Figura 3. Entropía de un motor a V=constante

Fuente: (Jóvaj & Máslov, 1973)

Calor suministrado:

$$\boxed{\boldsymbol{q_1 = c_v(T_z - T_c)}}$$

$q_1 = Cantidad\ de\ calor\ suministrado\ \left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$c_v = Calor\ específico\ a\ volumen\ constante\ \left(0{,}718\ \frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$T_z = Temperatura\ de\ combustión\ (°K)$

$T_c = Temperatura\ de\ compresión\ (°K)$

Calor extraído:

$$\boxed{\boldsymbol{q_2 = c_v(T_b - T_a)}}$$

$q_2 = Cantidad\ de\ calor\ extraído\ \left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$T_a = Temperatura\ de\ admisión\ (°K)$

$T_b = Temperatura\ de\ expansión\ (°K)$

Trabajo del ciclo:

$$\boxed{\boldsymbol{q_c = q_1 - q_2}}$$

$q_c = Trabajo\ del\ ciclo\ \left(\frac{KJ}{kg}\right)$

Eficiencia térmica:

$$\boxed{\boldsymbol{\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c}}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}}$$

$\eta_t = Eficiencia\ térmica$

$k = Coeficiente\ adiabático$

Temperatura de compresión:

$$\boxed{\boldsymbol{T_c = T_a\left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1} = T_a\varepsilon^{k-1}}}$$

Temperatura de combustión:

$$\boxed{\boldsymbol{T_z = T_c\left(\frac{P_z}{P_c}\right) = \lambda T_c = \lambda\varepsilon^{k-1}T_a}}$$

Temperatura de expansión:

$$\boxed{\boldsymbol{T_b = T_z\left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{k-1} = T_z\left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1} = T_z\left(\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right) = \lambda T_a}}$$

Presión media del ciclo:

$$\boxed{\boldsymbol{P_{mc} = P_a\left(\frac{\varepsilon^k(\lambda - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)}\right)\eta_t}}$$

$P_{mc} = Presión\ media\ del\ ciclo\ (Pa)$

$P_a = Presión\ de\ admisión (Pa)$

$\lambda = Grado\ de\ elevación\ de\ la\ presión$

CICLO DIESEL (Presión constante)

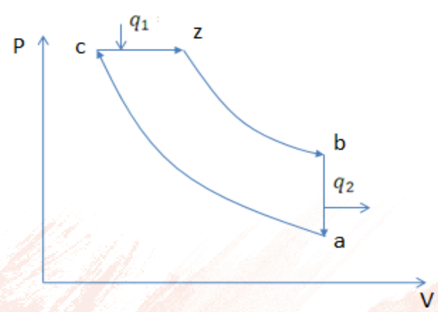

Figura 4. Ciclo teórico del motor a diésel

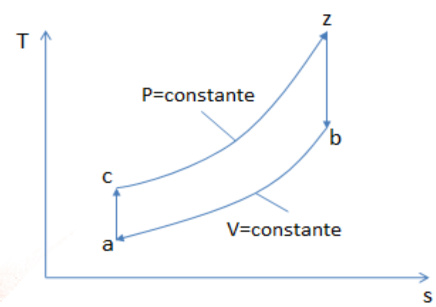

Figura 5. Entropía del motor a P=constante

Fuente: (Jóvaj & Máslov, 1973)

Calor suministrado:

$$\boxed{q_1 = C_p(T_z - T_c)}$$

Calor extraído:

$$\boxed{q_2 = C_v(T_b - T_a)}$$

Relación de compresión:

$$\boxed{\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}}$$

Grado de expansión previa:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{T_z}{T_c}$$

$\rho = Grado\ de\ expansión\ previa$

Eficiencia térmica:

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_p(T_z - T_c)}}$$

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}}$$

$C_p = Calor\ específico\ a\ presión\ constante\ \left(1{,}005\ \frac{KJ}{kg.°K}\right)$

Presión media del ciclo:

$$\boxed{P_{mc} = \frac{P_a \varepsilon^k k(\rho - 1)}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} \eta_t}$$

Relaciones:

$$\boxed{\frac{C_v}{C_p} = \frac{1}{k}}$$

<u>CICLO MIXTO (Presión y volumen constante)</u>

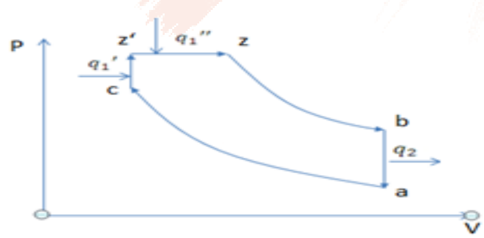

Figura 6. Ciclo teórico del motor a diésel rápido

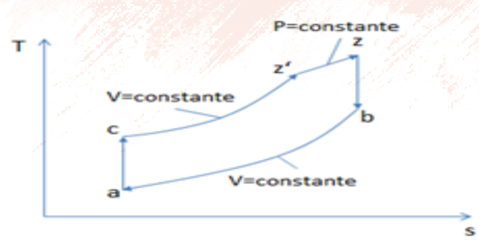

Figura 7. Entropía del motor diésel rápido

Fuente: (Jóvaj & Máslov, 1973)

Calor aportado:

$$\boldsymbol{q_1 = q_1' + q_1'' = C_v(T_{z'} - T_c) + C_p(T_z - T_{z'})}$$

$q_1' =$ *Calor aportado a volumen constante* $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$q_1'' =$ *Calor aportado a presión constante* $\left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$$\boldsymbol{q_1 = C_v T_c \left[\left(\frac{T_{z'}}{T_c} - 1\right) + \frac{C_p}{C_v}\frac{T_{z'}}{T_c}\left(\frac{T_z}{T_{z'}} - 1\right)\right]}$$

$$\boldsymbol{q_1 = C_v T_c[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}$$

Donde: $T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$

Grado de expansión previa:

$$\boldsymbol{\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{T_z}{T_{z'}}}$$

Calor extraído:

$$\boldsymbol{q_2 = C_v(T_b - T_a)}$$

Eficiencia térmica:

$$\boldsymbol{\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_v(T_b - T_a)}{C_v T_c[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}}$$

$$\boldsymbol{\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\frac{\lambda\rho^k - 1}{[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}}$$

Presión media del ciclo:

$$\boxed{\boldsymbol{P_{mc} = \frac{P_a \varepsilon^k [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}{(\varepsilon - 1)(k - 1)} . \eta_t}}$$

FORMACIÓN DE LA MEZCLA:

Coeficiente de exceso de aire:

$$\boxed{\boldsymbol{\alpha = \frac{l}{l_0}}}$$

$$\alpha = 0{,}8 - \ 0{,}9\ M.G.$$

$$\alpha = 1{,}2 - \ 1{,}5\ M.D.$$

$\alpha = Coeficiente\ de\ exceso\ de\ aire$

$l = masa\ real\ de\ aire\ en\ combustión\ de\ 1kg\ de\ combustible$

$l_0 = cantidad\ teórica\ necesaria\ (kg)$

Jóvaj & Máslov (1973, p. 79-92) en el capitulo cuarto “Ciclos teóricos de los motores de embolo de combustión interna”, explican las formulas teóricas utilizadas en los motores de combustión interna.

CÁLCULO DE TIEMPOS DEL MOTOR:

ADMISIÓN:

Cantidad máxima en masa de aire:

$$\boxed{\boldsymbol{G_0 = V_a \rho_0}}$$

$G_0 = Cantidad\ máxima\ en\ masa\ de\ aire\ (kg)$

$V_a = Volumen\ total\ del\ cilindro\ (cm^3)$

$\rho_0 = Densidad\ del\ aire\ a\ P\ y\ T\ ambiente\ \left(\frac{kg}{cm^3}\right)$

Pérdidas de presión:

$$\boxed{\boldsymbol{\Delta P_a = P_s - P_a = (1 + \xi_0) \frac{{W_{ad}}^2}{2} \rho_s}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{\Delta P_a = (1 + \xi_0) \frac{{W_{ad}}^2}{2g} \gamma_o \left(\frac{kgf}{cm^2}\right)}}$$

$\Delta P_a = Pérdidas\ de\ presión\ (Pa)$

$P_s = Presión\ de\ sobrealimentación\ \ (Pa)$

$P_a = Presión\ al\ final\ de\ admisión\ (Pa)$

$\xi_0 = Coeficiente\ de\ resistencia$

$\gamma_o =\ Densidad\ del\ aire\ en\ (kgf/cm^3)$

$W_{ad} = Velocidad\ media\ movimiento\ de\ la\ válvula\ (45 -\ 70) m/s$

Sin sobrealimentación: $\boldsymbol{P_s = P_o}$

$$\boldsymbol{\rho_s = \rho_o}$$

$$\boxed{P_a = P_s - \Delta P_a}$$

$$P_a = (0{,}8 - \ 0{,}9)P_o$$

Con sobrealimentación:

$$P_a = (0{,}9 - \ 0{,}96)P_s$$

$P_o = Presión\ atmosférica\ (Pa)$

Densidad del aire al final de admisión:

$$\boxed{\boldsymbol{\rho_a = \frac{P_a}{RT_o}}} \qquad \boxed{\boldsymbol{\rho_a = \frac{P_a}{P_o}\rho_o}}$$

$\rho_0 = Densidad\ del\ aire\ a\ P\ y\ T\ ambiente\ \left(\frac{kg}{cm^3}\right)$

$\rho_a = Densidad\ del\ aire\ al\ final\ de\ admisión\ \left(\frac{kg}{cm^3}\right)$

Masa de la carga en admisión:

$$\boxed{\boldsymbol{G = \ \rho_a V_a = \rho_o V_a \frac{P_a}{P_o}}}$$

$G = Masa\ de\ la\ carga\ a\ P_a, T_a\ y\ \rho_a\ (kg)$

Temperatura de la carga al finalizar el llenado:

$$\boxed{\boldsymbol{T'_o = T_o + \Delta T}}$$

$T'_o = Temperatura\ de\ la\ carga\ al\ finalizar\ el\ llenado\ (°K)$

$\Delta T = Diferencia\ de\ temperatura\ de\ la\ carga\ (°K)$

$T_o = Temperatura\ ambiente\ (°K)$

Disminución de la masa de carga debido a las resistencias hidráulicas:

$$\boxed{\boldsymbol{\Delta G = G_o - G = \rho_o V_o - \rho_o V_o \frac{P_a}{P_o}}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{\Delta G = \rho_o V_o \left(1 - \frac{P_a}{P_o}\right)}} \qquad \boxed{\boldsymbol{\Delta G = \rho_o V_a \left(1 - \frac{P_a}{P_o}\frac{T_o}{T'_o}\right)}}$$

$\Delta G = Disminución\ de\ masa\ por\ resistencias\ hidráulicas\ (kg)$

Densidad de la carga al terminar admisión:

$$\boxed{\boldsymbol{\rho = \frac{P_a}{RT'_o}}} \qquad \boxed{\boldsymbol{\rho = \rho_o \frac{P_a}{P_o}\frac{T_o}{T'_o}}}$$

$\rho = Densidad\ de\ la\ carga\ al\ terminar\ admisión\ \left(\frac{gr}{cm^3}\right)$

$R = constante\ universal\ de\ los\ gases\ \left(287 \frac{J}{kg.°K}\right)$

Cantidad de carga admitida:

$$\boxed{\boldsymbol{G' = \rho_o V_a \frac{P_a}{P_o}\frac{T_o}{T_o{}'}}}$$

$G' = Cantidad\ de\ carga\ admitida\ (gr)$

Coeficiente de gases residuales:

$$\boxed{\gamma_{res} = \frac{M_r}{M_1}}$$

$\gamma_{res} = Coeficiente\ de\ gases\ residuales$

$$\gamma_{res} = 0{,}06\ a\ 0{,}10\ M.G.$$

$$\gamma_{res} = 0{,}03\ a\ 0{,}06\ M.D.$$

$$\gamma_{res} = 0{,}4\ (2\ tiempos)$$

$M_r = Cantidad\ de\ gases\ residuales\ (kmol)$

$M_1 = Cantidad\ de\ carga\ fresca\ (kmol)$

Temperatura al final de la admisión: $\boxed{T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{res} T_r}{1 + \gamma_{res}}}$

$T_a = Temperatura\ de\ la\ mezcla\ al\ final\ de\ la\ admisión\ (°K)$

$T_r = Temperatura\ gases\ quemados\ (°K)$

$$T_r = 900\ a\ 1000°K\ MG$$

$$T_r = 700\ a\ 900°K\ MD$$

$$P_r = 1{,}1\ a\ 1{,}25\ bar\ Presión\ al\ final\ de\ escape$$

Cantidad de calor que aporta la carga fresca tomando en cuenta el calentamiento de las paredes del cilindro:

$$\boxed{\mathbf{Q_{cf}} = \boldsymbol{c_p G_1 (T_o - \Delta T)}}$$

$Q_{cf} = Cantidad\ de\ calor\ por\ las\ paredes\ del\ cilindro (KJ)$

$G_1 = Cantidad\ real\ de\ carga\ fresca\ que\ entra\ al\ cilindro\ (gr)$

Cantidad de calor que conservan los gases residuales:

$$\boxed{\mathbf{Q_r} = \boldsymbol{c_p'' G_r T_r}}$$

$\mathrm{Q_r} = Cantidad\ de\ calor\ de\ los\ gases\ residuales\ (KJ)$

$c_p'' = Capacidad\ calorífica\ de\ combustión\ a\ P = cte. \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$G_r = Cantidad\ de\ gases\ residuales\ (gr)$

$R_m = Constante\ de\ los\ gases\ residuales\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$$\boxed{\boldsymbol{G_1 + G_r} = \frac{\boldsymbol{P_a V_a}}{\mathbf{R_m T_a}}}$$

Cantidad de calor al mezclarse carga fresca con gases residuales:

$$\boxed{\mathbf{Q_m} = \boldsymbol{c_{pm} (G_1 + G_r) T_a}}$$

$$\boxed{\mathbf{Q_m = Q_{cf} + Q_r}}$$

$\mathrm{c_{pm}} = Calor\ específico\ de\ la\ mezcla\ a\ presión\ constante$

$Q_m = Cantidad\ calor\ al\ mezclarse\ con\ gases\ residuales\ (KJ)$

Coeficiente de llenado:

$$\boxed{\eta_v = \frac{G_1}{G_o}}$$

$\eta_v = Coeficiente\ de\ llenado$

$G_o = Cantidad\ de\ carga\ fresca\ que\ entra\ al\ cilindro\ (gr)$

$$\boxed{\eta_v = \frac{P_a V_a}{R_m T_a} \frac{R_o T_o}{P_o V_h} \frac{1}{1 + \gamma_{res}}}$$

$$\boxed{\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_a(1 + \gamma_{res})}} \qquad \boxed{\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_o} \frac{T_o}{T_o + \Delta T + T_r \gamma_{res}}}$$

Cantidad de carga fresca que podría entrar al cilindro:

$$\boxed{G_o = \frac{P_o V_h}{R_o T_o}}$$

$R_o = Constante\ universal\ de\ los\ gases\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$R_m = Constante\ de\ los\ gases\ residuales\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

Con sobrealimentación: $T_o = T_s$

$$\rho_0 = \rho_s$$

Sin tomar en cuenta relleno y soplado: $\boldsymbol{\varphi_1 = \varphi_2 = 1}$

$$\boxed{\gamma_{res} = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\varepsilon P_a - P_r}}$$

$T_s = temperatura\ de\ sobrealimentación$

$\boldsymbol{\varphi_1}$**.-** Coeficiente de relleno, que tiene en cuenta la cantidad adicional de carga que entra en el cilindro mientras el émbolo se desplaza desde el P.M.I. hasta el instante en que se cierra la válvula de admisión.

$\boldsymbol{\varphi_2}$**.-** Coeficiente de soplado, que tiene en cuenta el barrido complementario de los cilindros en el período de traslapo de las válvulas mientras el émbolo se encuentra en las proximidades del P.M.S.

COMPRESIÓN:

Relación de compresión:

$$\boxed{\boldsymbol{\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}}}$$

$V_a = Volumen\ final\ de\ admisión\ o\ inicio\ de\ compresión\ (cm^3)$

$V_c = Volumen\ al\ final\ de\ compresión\ (cm^3)$

Presión al final de compresión:

$$\boxed{\mathbf{P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1}}}$$

$$\boxed{\mathbf{P_c = P_a \varepsilon^{n_1}}}$$

$P_c = Presión\ al\ final\ de\ compresión\ (Pa)$

$n_1 = constante\ politrópica\ \approx 1{,}34$

Temperatura al final de compresión:

$$\boxed{\mathbf{T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}}}$$

Presión máxima del ciclo:

$$\boxed{\boldsymbol{P_z = \beta P_c \frac{T_z}{T_c}}}$$

$$\boxed{\mathbf{\frac{P_z}{P_c}\frac{V_z}{V_c}} = \boldsymbol{\frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r}\frac{T_z}{T_c} = \beta\frac{T_z}{T_c}}}$$

$\beta = Coeficiente\ real\ de\ variación\ molecular$

$\beta = 1{,}06\ a\ 1{,}08\ M.G.$

$\beta = 1{,}03\ a\ 1{,}06\ M.D.$

$P_{z1} = Presión\ máxima\ del\ ciclo\ (Pa)$

Presión máxima real:

$$\boxed{\boldsymbol{P_{z1} = 0{,}85\, P_z}}$$

$P_{z1} = Presión\ máxima\ real\ (Pa)$

Grado de elevación de la presión:

$$\boxed{\boldsymbol{\lambda} = \mathbf{\frac{P_z}{P_c}}}$$

Grado de expansión previa:

$$\boxed{\boldsymbol{\rho} = \frac{\mathbf{V_z}}{\mathbf{V_c}}}$$

En el ciclo mixto:

$$\boxed{\boldsymbol{\rho\lambda} = \boldsymbol{\beta}\frac{\boldsymbol{T_z}}{\boldsymbol{T_c}}}$$

Tabla1. ***Parámetros del proceso de combustión de los motores de automóvil***

Tipo del motor	α	ξ	T_z en °K	$\lambda = \frac{P_z}{P_c}$	$\rho = \frac{V_z}{V_c}$	P_z en bar
Gasolina	0,8-0,9	0,85-0,95	2500-2700	3,0-4,0	1	25-50
Diésel	1,2-1,5	0,70-0,85	1900-2200	1,4-2,2	1,7-1,2	50-90
De gas	0,95-1,1	0,8-0,85	2200-2500	-	1	25-45

Funte: (Jóvaj & Máslov, 1973)

EXPANSIÓN:

Presión al final de expansión:

$$\boxed{\boldsymbol{P_b} = \boldsymbol{P_z}\left(\frac{\mathbf{V_z}}{\mathbf{V_b}}\right)^{\mathbf{n_2}}}$$

$P_b = Presión\ al\ final\ de\ expansión\ (Pa)$

$\mathrm{n_2}$ = Coeficiente politrópico

$$\mathrm{n_2} = 1{,}23 \text{ a } 1{,}30 \text{ M.G.}$$

$$\mathrm{n_2} = 1{,}18 \text{ a } 1{,}28 \text{ M.D.}$$

Grado de expansión:

$$\boxed{\boldsymbol{\delta} = \frac{\mathbf{V_b}}{\mathbf{V_z}}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{\delta} = \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{\mathbf{V_b}}{\mathbf{V_z}} = \frac{\boldsymbol{V_a}}{\boldsymbol{V_c}} = (\boldsymbol{MG})}$$

$\delta = Grado\ de\ expansión$

Presión al final de expansión:

$$\boxed{\boldsymbol{P_b} = \frac{\boldsymbol{P_z}}{\boldsymbol{\delta^{n_2}}}}$$

Temperatura al final de expansión en el Diésel:

$$\boxed{\boldsymbol{T_b} = \frac{\boldsymbol{T_z}}{\boldsymbol{\delta^{n_2-1}}}}$$

Temperatura al final de expansión en los motores de encendido por chispa:

$$\boxed{T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}}$$

Por ello, Jóvaj & Máslov (1973, p. 120-182) manifiestan las fórmulas para estudiar los ciclos reales de funcionamiento de los motores de automóvil.

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. Cuál será la relación de compresión de un motor con ciclo Otto sin sobrealimentación que se encuentra trabajando en una ciudad cuya temperatura ambiente es 20°C; sabiendo que la presión al final del escape es de 1,2 bares y la temperatura de los gases alcanzan los 637°C. Mediante el uso de un vacuómetro se determina que la presión en la admisión disminuye en un 15% de la presión atmosférica (1 bar) mientras que la temperatura de la mezcla está a 55°C. El coeficiente de gases residuales es de 0,06. (Para el ejercicio no tome en cuenta el relleno y soplado de los gases)

Datos:

$T_o = 20°C = 293°K$

$P_o = 1\ bar = 100kPa$

$T_r = 637°C = 910°K$

$P_r = 1{,}2\ bar$

$T_a = 55°C = 328°K$

$\gamma_{\text{res}} = 0{,}06$

$$1{,}2\text{bar}\ \frac{100\text{kPa}}{1\text{bar}} = 120\text{kPa}$$

$$\mathrm{P_a} = \mathrm{P_o} - (0{,}15)\mathrm{P_o}$$

$$\varepsilon = ?$$

Nota: Antes de empezar a resolver es conveniente pasar todas las unidades a un solo sistema de medida, y trabajar con las temperaturas en grados Kelvin.

Solución:

Primero encontramos el calentamiento de la carga en la admisión (ΔT):

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{\text{res}} T_r}{1 + \gamma_{\text{res}}}$$

$$\Delta T = T_a(1 + \gamma_{\text{res}}) - T_o - \gamma_{\text{res}} T_r$$

$$\Delta T = 328(1 + 0{,}06) - 293 - 0{,}06(910)$$

$$\Delta T = 0{,}08°K$$

Como no se toma en cuenta relleno y soplado: $\rho_1 = \rho_2 = 1$ por lo tanto:

$$\gamma_{\text{res}} = \frac{\mathrm{T_o} + \Delta T}{T_r} \frac{\mathrm{P_r}}{\varepsilon \mathrm{P_a} - \mathrm{P_r}}$$

$$\gamma_{\text{res}}(\varepsilon \mathrm{P_a} - \mathrm{P_r}) = \frac{\mathrm{P_r}(\mathrm{T_o} + \Delta T)}{T_r}$$

$$\varepsilon = \frac{\left[\frac{\mathrm{P_r}(\mathrm{T_o} + \Delta T)}{T_r \gamma_{\text{res}}} + \mathrm{P_r}\right]}{\mathrm{P_a}}$$

$$\varepsilon = \frac{\left[\frac{120(293+(0{,}08))}{910(0{,}06)}+120\right]}{\mathrm{P_a}}$$

Pero: como la presión en la admisión disminuye un 15%

$\mathrm{P_a} = (0{,}85)\mathrm{P_o}$

$$\varepsilon = \frac{\left[\frac{120(293+(0{,}08))}{910(0{,}06)}+120\right]}{0{,}85(100)}$$

$$\varepsilon = 8{,}99:1$$

$$\varepsilon \approx 9:1 \qquad \text{Relación de compresión}$$

2. Al estudiar un motor de encendido por chispa de cuatro cilindros y cuatro tiempos, con una relación de compresión de 10,3:1; se encuentra que la cantidad de calor suministrado en la combustión es de 2200 KJ/kg, cuando la temperatura y presión al final de admisión es 27°C y 1 bar, respectivamente. Si se asume que durante la admisión se llena todo el cilindro, calcule:

a. La temperatura máxima del ciclo.

b. El trabajo neto del ciclo.

c. La eficiencia térmica.

Asuma el coeficiente adiabático k = 1,4 y $c_v = 0{,}718\ \frac{KJ}{kg.°K}$

<u>Datos:</u>

$i = 4$

$\varepsilon = 10{,}3$

$q_1 = 2200\dfrac{KJ}{kg}$

$T_a = 27°C = 300°K$

$P_a = 1\ bar = 100KPa$

a. $\mathrm{T_z} = ?$

b. $\mathrm{q_c} = ?$

c. $\mathrm{\eta_t} = ?$

<u>**Solución:**</u>

a. La temperatura más elevada está al final de combustión:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1}$$

$$T_c = (300)10{,}3^{(1{,}4-1)}$$

$$T_c = 762{,}53\ °K$$

$$q_1 = c_v(T_z - T_c)$$

$$2200 = 0{,}718(T_z - 762{,}53)$$

$$T_z = 3826{,}6\ °K$$

c. Calculamos el rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{(10{,}3)^{(1{,}4-1)}}$$

$$\eta_t = 0{,}60 \qquad \rightarrow 60\%$$

b. A partir del rendimiento térmico y el calor aportado encontramos el trabajo del ciclo:

$$\eta_t = \frac{q_c}{q_1}$$

$$q_c = \eta_t . q_1$$

$$q_c = (0{,}60)(2200)$$

$$q_c = 1320\ \frac{\mathrm{KJ}}{\mathrm{kg}}$$

EJERCICIOS PROPUESTOS:

3. Un motor que funciona con gasolina tiene una relación de compresión ε = 7,5 trabaja partiendo de las condiciones de aspiración de 0,998 kg/cm^2 y 29,4°C. Encuentre la presión y la temperatura al final de la compresión:

a. Si la substancia de trabajo es aire frío (k = 1,4)

b. Si la substancia de trabajo es aire caliente (k = 1,32)

c. Determine el rendimiento térmico ideal basándose en las condiciones que se dan en los incisos a y b. Compare las respuestas.

Solución:

$$a.\ P_c = 16{,}7\frac{kg}{cm^2}\ y\ T_c = 404{,}03°C$$

$$b.\ P_c = 14{,}3\frac{kg}{cm^2}\ y\ T_c = 303{,}24°C$$

$$c.\ \eta_t = 55{,}3\%\ (a)\ y\ \eta_t = 47{,}5\%\ (b)$$

4. Para un motor Otto ideal que trabaja sobre el estándar de aire, la temperatura al final de la compresión isoentrópica es de 449°C y al final de la expansión 1390 °C. La relación de compresión es de ε =7,5:1. Determine el trabajo y el rendimiento térmico. El calor específico a volumen constante es de 0,1714 Kcal/kg°K.

Solución:

$$q_c = 284{,}6\ \frac{Kcal}{kg} \quad ; \quad \eta_t = 55{,}3\%$$

5. A un motor 1,6 lt de cuatro cilindros sin sobrealimentación se lo hace funcionar en un ambiente a 1 atm de presión y 17°C. Calcule la densidad del aire en la admisión y la masa de la carga, si los cilindros se llenan completamente y la presión de admisión disminuye en un 15% de la presión atmosférica. Asuma la constante universal de los gases como R = 287 J/kg°K

Solución:

$\rho_a = 1{,}03\,\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m}^3}$ y $\mathrm{G} = 0{,}41\mathrm{g}$

6. Cuál es el coeficiente de gases residuales en un motor de combustión interna cuya relación de compresión es 9,5:1 y donde la temperatura y presión en la admisión es 400°K y 0,90 kgf/cm^2, respectivamente; la diferencia de temperatura de la carga es 20°C, el coeficiente de llenado de los cilindros es 0,85; la temperatura de los gases quemados es 960°K y la presión atmosférica es 1 bar.

Solución:

$\gamma_{res} = 0{,}039$

7. Para un motor con ciclo Diésel la relación de compresión es de 15:1 y el trabajo aportado es 444 Kcal/kg. Al empezar el proceso de compresión la presión es de 1,08 kgf/cm^2 y la temperatura de 288,7 °K, así como también la temperatura al final de expansión es 800 °K. Calcular:

a. La temperatura y presión en cada punto del ciclo.

b. El rendimiento térmico del ciclo.

c. La presión media efectiva.

Para la resolución asuma los siguientes valores:

$$R = 29{,}26\,\frac{\mathrm{kgf.m}}{\mathrm{kg.°K}}\ ;\ c_p = 0{,}24\,\frac{Kcal}{kg.°K}\ ;k = 1{,}4$$

Solución:

$a.$ $P_b = 3\,\frac{kgf}{cm^2}$; $T_c = 852{,}57\,°K\ y\ P_z = P_c = 47{,}9\,\frac{kgf}{cm^2}$;

$T_z = 2702{,}57\,°K$

$b.$ $\eta_t = 55\%$

$c.$ $P_{mc} = 14{,}3\,\frac{kgf}{cm^2}$

8. Con una razón de compresión de 14,5 un motor Diésel ideal toma aire a 13 psi al comenzar compresión; se inyecta combustible a 764,33 °F en una cantidad de m=0,0333 lb, alcanzando una temperatura al final de combustión de 1020 °F. Considere los gases antes de la combustión como aire puro. Determine:

a. La eficiencia térmica.

b. La presión media efectiva.

Tome en cuenta que en los motores Diésel (ciclo ideal) la inyección se realiza al final de compresión.

Solución:

$a.\,n_t = 65{,}7\%$

$b. P_{mc} = 30{,}87\ psi$

9. Calcule la disminución de masa de la carga debido a las resistencias hidráulicas dentro de un motor Diésel de 6 cilindros, si se conoce que la presión en la admisión es 1,4 bares, el volumen total del cilindro es 996 cm^3. El motor está trabajando a temperatura y presión ambiente (20 °C y 1 bar). R = 287 (J/ kg. °K)

Solución:

$\Delta G = 3{,}38x10^{-4}\ kg$

10. En un motor a gasolina de 4 cilindros y 4 tiempos, con una cilindrada total de 2,2 lt y relación de compresión igual a 10, la mezcla al principio de compresión tiene una presión de 100 KPa y 60°C, llegando a un a presión máxima del ciclo de 8 MPa. Determine:

a. Las temperaturas en cada ciclo.

b. El trabajo neto del ciclo.

c. La presión media efectiva.

d. La eficiencia térmica.

Para el ejercicio el coeficiente adiabático es de 1,3 y el calor específico a volumen constante es 711,5 (J/kg°K).

Solución:

$a.\quad T_a = 333\ °K\ ;\ T_c = 664{,}4\ °K\ ;\ T_z = 2663{,}8\ °K\ ;\ T_b = 1335\ °K$

$b.\quad q_c = 0{,}707\ \frac{MJ}{kg}$

$c.\quad P_{mc} = 1104{,}05\ KPa \qquad\qquad \eta_t = 49{,}8\%$

11. Un motor de ciclo mixto con una relación de compresión de 14:1. Al inicio del proceso de compresión la mezcla se encuentra a 100 KPa y 300 °K, alcanzando una temperatura al final de combustión de 2200 °K y al final de expansión 1236,3 °K. En la combustión se le transfiere calor a razón de 1520,4 KJ/kg. Calcule:

a. La temperatura al final del proceso de combustión a volumen constante.

b. La eficiencia térmica del ciclo.

Asuma los siguientes valores: k = 1,4; C_v = 718 J/kg;

C_p =1005 J/kg

Solución:

$a.\quad T_z' = 250\ °K$

$b.\quad \eta_t = 55{,}8\ \%$

12. El ciclo de un motor de combustión interna con adición isócora de calor se efectúa con una relación de compresión de 8. Determinar el calor suministrado durante el ciclo y el trabajo útil que se obtiene si se disipa 490 KJ/kg. (k=1,4)

Solución:

$$q_1 = 1125{,}7\frac{KJ}{kg}$$

$$q_c = 635{,}7\frac{KJ}{kg}$$

13. En el ciclo de un motor de combustión interna se tiene los siguientes parámetros del estado inicial de 1 kg de aire: 0,095 MPa y 65°C y la relación de compresión es 11 a 1. Compare los valores del rendimiento térmico para los casos en los que se suministra 800 KJ de calor en forma isobárica e isocora. De ser necesario asuma los siguientes valores para los índices: K=1,4; C_v = 718 J/kg; C_p = 1005 J/kg.

Solución:

$\eta_{t_{isócoro}} > \eta_{t_{isobárico}}$

$62\ \% > 55{,}7\ \%$

14. En el ciclo de un motor de combustión interna con adición mixta de calor $q_1 = 1034\ kJ/kg$, la relación de compresión $\varepsilon = 13$ y el grado de elevación de la presión durante la adición isocora del calor $\lambda = 1{,}5$. Determinar el rendimiento térmico y la temperatura en los puntos característicos del ciclo, si los parámetros del punto inicial son: 0,09 MPa y 70°C. El fluido operante es el aire.

Solución:

$\eta_t = 0{,}621;\ T_c = 957\ °K;\ T_z = 1435\ °K;\ T_b = 2125\ °K$

15. En el ciclo de un motor de combustión interna, con adición isobárica de calor, los parámetros al comienzo de la compresión son: 0,1 MPa y 80°C. La relación de compresión $\varepsilon = 16$ y el calor suministrado $q_1 = 850\ KJ/kg$. Determinar los parámetros en los puntos característicos del ciclo, el trabajo útil y el rendimiento térmico. El fluido operante es el aire.

Solución:

$P_c = 4{,}85\ MPa\ ;\ P_b = 0{,}227\ MPa\ ;\ T_c = 1070\ °K\ ;$

$T_z = 1920\ °K\ ;\ T_b = 797\ °K\ ;$

$q_c = 529\ \frac{KJ}{Kg}\ ;\ \eta_t = 0{,}623$

16. En el ciclo de un motor de combustión interna con suministro isócoro de calor, el grado de elevación de la presión en el proceso de compresión es igual a 18. Determinar la relación de compresión, el calor aportado y evacuado, el trabajo y el rendimiento. Si en el proceso durante el que se cede el calor la temperatura desciende desde 600°C hasta 100°C. El fluido activo es el aire.

Solución:

$\varepsilon = 7{,}87;\ \eta_t = 0{,}557;\ q_1 = 810\frac{KJ}{kg};\ q_2 = 357\frac{KJ}{kg};\ q_c = 453\frac{KJ}{kg}$

17. Determine el rendimiento térmico y la presión media de un ciclo con suministro de calor mixto si posee una relación de compresión de ε = 7, la temperatura y presión en la admisión es 288 °K y 1,02 bar y se le aporta 2094 KJ.

Adopte los siguientes índices: $k = 1{,}4;\ \lambda = 2\ y\ c_v = 0{,}713\frac{KJ}{Kg.°K}$

Solución:

$\eta_t = 0{,}474\quad ;\quad P_{mc} = 14\ bar$

18. Un motor de cuatro tiempos, cuatro cilindros posee una cilindrada total de 1,4 lt y el volumen de la cámara de combustión es 40,23 cm^3, la temperatura y presión ambiente es de 26°C y 0,85, existe una diferencia de temperatura de la carga de 17°C, la temperatura y coeficiente de los gases residuales es 697°C y 0,075, la presión en la admisión 0,96 bar. Determinar:

a. La temperatura al final de la admisión.

b. El coeficiente de llenado de los cilindros.

Solución:

$a. T_a = 615{,}58\ °K$

$b.\ \eta_v = 0{,}66$

PARÁMETROS QUE CARACTERIZAN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

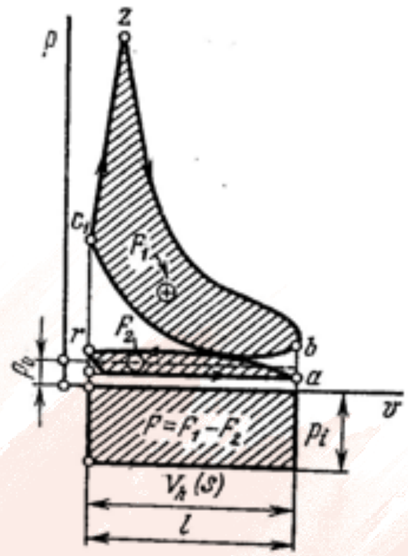

Figura 8: Diagrama P-V del motor de combustión interna

Fuente: (Pankrátov, 1987)

Relación de compresión. -

$$\boxed{\varepsilon = \frac{Va}{Vc}}$$

$$\boxed{\varepsilon = \frac{Vh + Vc}{Vc}}$$

$$\boxed{\varepsilon = \frac{Vh}{Vc} + 1}$$

$\varepsilon = Relación\ de\ compresión$

$Va = \ volumen\ total\ del\ cilindro\ (m^3)$

$Vc = \ volumen\ de\ la\ cámara\ (m^3)$

Presión media indicada.-

$$\boxed{pi = \frac{L_i}{Vh}}$$

$$\boxed{pi = \left(\frac{F}{l}\right) m}$$

$Li = Trabajo\ indicado\ realizado\ por\ los\ gases$

$F = Área\ útil\ del\ diagrama\ del\ indicador\ (m^2)$

$l = Longitud\ del\ diagrama\ del\ indicador\ (m)$

$m = Escala\ de\ presión\ diagrama\ de\ indicador\ (Pa/m)$

Volumen del cilindro.-

$$\boxed{Vh = \frac{\pi . D^2 . S}{4}}$$

$$\boxed{Vh = (\varepsilon - 1). Vc}$$

$Vh = \ Volumen\ del\ cilindro\ (m^3)$

$D = Diámetro\ del\ cilindro\ (m)$

$S = \ Carrera\ del\ émbolo\ (m)$

Cilindrada del motor.-

$$\boxed{Vol.motor = i.Vh}$$

$Vol.motor = Cilindrada\ del\ motor\ (m^3)$

Volumen total del cilindro.-

$$\boxed{Va = Vh + Vc}$$

$Va =\ volumen\ total\ del\ cilindro\ (m^3)$

Potencia indicada.-

$$\boxed{Ni = \frac{2.pi.Vh.n.i}{10^3.\tau}}$$

$Ni = Potencia\ indicada\ (kW)$

$pi =\ Presión\ media\ indicada\ (Pa)$

$n = Frecuencia\ de\ rotación\ del\ eje\ cigüeñal\ (r.p.s)$

$\tau = Número\ de\ tiempos\ del\ motor$

$i =\ Número\ de\ cilindros$

Potencia efectiva del motor.-

$$\boxed{Ne = \frac{2.pe.Vh.n.i}{10^3.\tau}}$$

$$\boxed{Ne = Ni - Nm}$$

$$\boxed{Ne = \eta_m.Ni}$$

$Ne = Potencia\ efectiva\ del\ motor\ (kW)$

$pe = \ Presión\ media\ efectiva\ (Pa)$

$Nm = Potencia\ de\ pérdidas\ mecánicas$

$\eta_m = rendimiento\ indicado$

Presión media efectiva.-

$$\boxed{pe = \eta_m.pi}$$

$$\boxed{pe = pi - pm}$$

$pm = \ Presión\ media\ (Pa)$

Frecuencia de rotación del eje cigüeñal.-

$$\boxed{n = \frac{\omega}{2\pi}}$$

$$\boxed{n = \frac{c_m}{2s}}$$

$\omega = Velocidad\ de\ rotación\ del\ eje\ cigüeñal\ \left(\frac{rad}{seg}\right)$

$c_m =\ Velocidad\ media\ del\ émbolo\ (m/s)$

Caballos por litro de cilindrada.-

$$\boxed{N_1 = \frac{Ne}{i.Vh}}$$

$N_1 = Caballos\ por\ litro\ de\ cilindrada\ \left(\frac{Kw}{m^3}\right)$

Rendimiento indicado.-

$$\boxed{\eta_i = \frac{Ni}{B.Q_{in}^{a}}}$$

$\eta_i = Rendimiento\ indicado$

$B =\ Consumo\ de\ combustible\ \left(\frac{kg}{s}\right)$

$Q_{in}^{a} = Poder\ calorífico\ inferior\ de\ combustible\ \left(\frac{KJ}{kg}\right)$

Rendimiento mecánico.-

$$\boxed{\eta_m = \frac{Ne}{Ni} = \frac{Ni - Nm}{Ni} = 1 - \frac{Nm}{Ni}}$$

Gasto específico indicado de combustible.-

$$\boxed{b_i = \frac{B.3600}{Ni}}$$

$$bi = \ Gasto\ específico\ indicado\ de\ combustible\ \left(\frac{Kg}{Kw.h}\right)$$

Rendimiento efectivo.-

$$\boxed{\eta_e = \frac{Ne}{B.Q_{in}^{a}}}$$

$$\boxed{\eta_e = \eta_i.\eta_m}$$

$$\eta_e = Rendimiento\ efectivo$$

Gasto específico efectivo de combustible.-

$$\boxed{b_e = \frac{B.3600}{Ne}}$$

$$be = \ gasto\ específico\ efectivo\ de\ combustible\ \left(\frac{kg}{Kw.h}\right)$$

Gasto del aire que pasa a través del motor.-

$$\boxed{M_a = \frac{2.Vh.\eta_v.n.i.\rho_a}{\tau}}$$

$Ma = Gasto\ del\ aire\ que\ pasa\ a\ través\ del\ motor\ \left(\frac{kg}{s}\right)$

$\eta_v = \ Coeficiente\ de\ llenado\ de\ cilindros\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$\rho_a = Densidad\ del\ aire\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)$

Balance térmico

Llámese balance térmico la distribución del calor que se obtiene al quemar el combustible introducido en el cilindro y se determina normalmente por vía experimental.

Cantidad de calor disponible aportado.-

$$\boxed{Q = B.Q_{in}^a}$$

$$\boxed{Q = \frac{Ne}{\eta_e}}$$

$$\boxed{Q = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i} + Q_{res}}$$

$Q\ = cantidad\ de\ calor\ disponible\ aportado\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

Calor transformado en trabajo útil.-

$$\boxed{Q_e = Ne}$$

$Q_e = \ calor\ transformado\ en\ trabajo\ útil\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

Calor convertido en trabajo útil.-

$$\boxed{q_e = \left(\frac{Q_e}{Q}\right).100}$$

$$\boxed{q_e = \left(\frac{Q_e}{B.Q_{in}^a}\right).100}$$

$q_e = Calor\ convertido\ en\ trabajo\ útil\ en\ porcentaje$

Calor evacuado por agua refrigerante.-

$$\boxed{Q_{ref} = G_a.c_a.(t_2 - t_1)}$$

$$\boxed{Q_{ref} = B.Q_{in}^a - (Q_e + Q_g)}$$

$$\boxed{Q_{ref} = \frac{q_{ref}.Q}{100}}$$

$Q_{ref} = Calor\ evacuado\ por\ agua\ refrigerante\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

$Q_e = Calor\ convertido\ en\ trabajo\ útil\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

$G_a = Gasto\ de\ agua\ que\ pasa\ por\ el\ sistema\ \left(\frac{kg}{s}\right)$

$C_a = Capacidad\ calorífica\ del\ agua\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$t_1\ y\ t_2 =\ Temperatura\ agua\ al\ entrar\ y\ salir\ sistema$ (°C)

Calor evacuado por el agua refrigerante en porcentaje.-

$$\boxed{q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right).100}$$

$$\boxed{q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{B.Q_{in}^{a}}\right).100}$$

$q_{ref} = calor\ evacuado\ por\ agua\ refrigerante\ (\%)$

Calor evacuado por los gases de escape.-

$$\boxed{Q_g = B(V_g.C'_{pg}.t_g - V_a.C'_{pa}.t_a)}$$

$$\boxed{Q_g = G_g.c_g.t_g - G_a.c_a.t_a}$$

$$\boxed{Q_g = \frac{q_g.Q}{100}}$$

$Q_g = Calor\ evacuado\ por\ los\ gases\ de\ escape\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

$C'_{pg}\ y\ C'_{pa} = capacidad\ calorífica\ media\ vol.gas\ y\ aire\ \left(\frac{KJ}{m^3.°K}\right)$

$G_g\ y\ G_a = \text{Gastos de gases y de aire}\ (kg/h)$

$c_g\ y\ c_a = Capacidad\ calorífica\ másica\ gas\ y\ aire\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$t_g\ y\ t_a = Temperaturas\ de\ los\ gases\ de\ escape\ y\ del\ aire\ ,°C$

Calor evacuado por los gases de escape.-

$$\boxed{q_g = \left(\frac{Q_g}{B.Q_{in}^{a}}\right).100}$$

$$q_g = \left(\frac{Q_g}{Q}\right).100$$

Miembro restante del balance (pérdidas).-

$$Q_{res} = \frac{q_{res}.Q}{100}$$

$$Q_{res} = Q - (Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i})$$

$Q_{res} = Miembro\ restante\ del\ balance\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

$q_{res} = Miembro\ restante\ del\ balance\ en\ porcentaje$

$Q_{c.i} = Calor\ perdido\ de\ la\ combustión\ incompleta\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

Miembro restante del balance en porcentaje.-

$$q_{res} = \left(\frac{Q_{res}}{B.Q_{in}^{a}}\right).100$$

Ecuación del balance térmico en %.-

$$q_{res} + q_e + q_{ref} + q_g + q_{c.i} = 100$$

Calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta.-

$$Q_{c.i} = \frac{q_{c.i}.Q}{100}$$

$Q_{c.i} = Calor\ perdido\ de\ la\ combustión\ incompleta\ \left(\frac{KJ}{s}\right)$

Calor perdido a consecuencia de la combustión incompleta en porcentaje.-

$$\boxed{q_{c.i} = \left(\frac{Q_{c.i}}{B.Q_{in}^{a}}\right).100}$$

$$\boxed{q_{c.i} = \left(\frac{Q_{c.i}}{Q}\right).100}$$

Capacidad calorífica del agua.-

$$\boxed{C_a = 4.19\frac{KJ}{kg.°K}}$$

$C_a = Capacidad\ calorífica\ del\ agua\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

Pankrátov (1987), explica en su libro Problemas de Termotecnia las formulas para resolver ejercicios aplicados a los motores de conbustion interna.

EJERCICIOS RESUELTOS*:*

1. El motor de 4 cilindros y 4 tiempos del Chevrolet Spark tiene una presión media efectiva $p_e = 520000Pa$ y su presión media indicada $p_i = 0{,}7406\ MPa$, el rendimiento efectivo $\eta_e = 0{,}2405$; determinar el poder calorífico inferior del combustible si la potencia efectiva del motor es $Ne = 46{,}55\ kW$ y además calcule el consumo de combustible si la velocidad media del

pistón $c_m = 13{,}2\ m/s$, la carrera es $s = 0{,}0669m$, la cilindrada del motor es $995\ cm^3$ y $b_i = 0{,}239\frac{kg}{Kw}.h$

Datos:

$i = 4$

$\tau = 4$

$p_e = 520600\ Pa$

$p_i = 0{,}7406\ MPa$

$\eta_e = 0{,}2405$

$Q_{in}^a = ?$

$Ne = 46{,}55\ kW$

$B = ?$

$c_m = 13{,}2\ m/s$

Solución:

$V_H = 995\ cm^3$

$Vol\ motor = i * Vh = 995cm^3.\frac{1m^3}{(100cm)^3} = 9.95x10^{-4}\ m^3$

$Vh = \frac{9{,}95x10^{-4}}{4}m^3 = 2{,}48x10^{-4}\ m^3$

$$p_e = \eta_m . pi$$

$$\eta_m = \frac{520600}{740600} = 0{,}7029$$

$$\eta_e = \eta_i . \eta_m$$

$$\eta_i = \frac{0{,}2405}{0{,}7029} = 0{,}3421$$

$$s = 0{,}0669m$$

$$b_i = 0{,}239 \frac{kg}{Kwh}$$

$$n = \frac{c_m}{2s}$$

$$n = \frac{13{,}2}{2(0{,}0669)} = 98{,}654\, r.p.s$$

$$Ni = \frac{2.pi.Vh.n.i}{10^3.\tau}$$

$$Ni = \frac{2(740600)(2{,}48x10^{-4})(98{,}654)(4)}{1000(4)}$$

$$Ni = 36{,}237\ Kw$$

$$B = \frac{b_i.Ni}{3600} = \frac{(0{,}239)(36{,}237)}{3600}$$

$$B = 2{,}4057x10^{-3}\ Kg/s$$

$$Q_{in}^{a} = \frac{Ni}{B.\eta_i}$$

$$Q_{in}^{a} = \frac{36{,}237}{(2{,}4057x10^{-3})(0{,}3421)}$$

$$Q_{in}^{a} = 44030{,}9\ KJ/kg$$

2. El motor del Grand Vitara SZ de 4 cilindros y cuatro tiempos tiene la potencia efectiva $Ne = 58\ kW$ y funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior es de $44000\ KJ/kg$, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e = 0{,}29$. Determinar las pérdidas en porcentaje y en KJ/s de calor evacuado por el agua refrigerante si el gasto de agua a través del motor constituye $G_a = 0{,}96\ kg/s$ y la diferencia de temperaturas del agua en la salida y en la entrada del motor $\Delta t = 12°C$.

<u>Datos:</u>

$i = 4$

$\tau = 4$

$Ne = 58\ kW$

$Q_{in}^{a} = 44000\ KJ/kg$

$$G_a = 0{,}96\ \frac{KJ}{s}$$

$\Delta t = 12°C$

$$C_a = 4{,}19\ \frac{KJ}{kg.°K}$$

$\eta_e = 0{,}29$

q_{ref} =?

Q_{ref} =?

Solución:

$$Q_{ref} = G_a . C_a . \Delta t$$

$$Q_{ref} = (0{,}96)(4{,}19)(12)$$

$$Q_{ref} = 48{,}2688 \ \frac{KJ}{s}$$

$$B = \frac{Ne}{Q_{in}^{a} . \eta_e} = \frac{58}{(44000)(0{,}29)}$$

$$B = 4{,}54x10^{-3} \ \frac{kg}{s}$$

$$Q = B . Q_{in}^{a} = (4{,}54x10^{-3})(44000)$$

$$Q = 200 \ KJ/s$$

$$q_{ref} = \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right) . 100$$

$$q_{ref} = \left(\frac{48{,}27}{200}\right) . 100$$

$$q_{ref} = 24{,}13 \ \%$$

EJERCICIOS PROPUESTOS*:*

3. Calcule la potencia indicada de un motor de 4 cilindros de 2000 cm^3 que funciona bajo el ciclo Otto de 4 tiempos. Si se conoce que la potencia efectiva del motor es de 126 HP, el

rendimiento efectivo es del $25,8\ \%$, el gasto específico indicado de combustible $b_i = 239,38\ g/Kwh$. Se sabe también que el poder calorífico inferior del combustible es $44000\ KJ/kg$. Determine además la presión media indicada.

Solución:

$Ni = 124,67\ kW$; $pi = 1246700\ Pa$

4. Se tiene un motor de un ciclo de 4 tiempos que funciona con un combustible cuyo poder calorífico inferior es $44000\ KJ/kg$, el gasto específico indicado de combustible $b_i = 239,38\ g/Kwh$ y se conoce además que el gasto específico de combustible es $32,7\%$ mayor que el gasto indicado. Calcular el calor aportado y el rendimiento efectivo si el motor es $2\ lt$ y 4 cilindros, con una potencia efectiva $Ne = 93,96\ kW$.

Solución:

$Q = 364,8\ KJ/s$; $\eta_e = 0,258$

5. Determinar en porcentaje el calor convertido en el trabajo útil y la cantidad de calor disponible aportada en un motor corsa $1,6\ HPFI$ de 4 cilindros y 4 tiempos si la potencia en caballos por litro de cilindrada $N_1 = 42506,4\ kW/m^3$, el volumen de trabajo del cilindro $Vh = 3,97x10^{-4}m^3$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^a = 39300\ KJ/kg$, el gasto específico de combustible $0,241\ kg/Kwh$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0,70$.

Solución:

$q_e = 26,63\%$; $Q = 253,48\ KJ/s$

6. Determinar el gasto de aire en Kg/s del motor del Chevrolet Spark si la densidad del aire $\rho_a = 1{,}224\,kg/m^3$ el motor es de 4 cilindros, 4 tiempos, el coeficiente de llenado de los cilindros $\eta_v = 0{,}73$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal es de $619{,}83\,rad/s$, la relación de compresión es $9{,}3:1$ y el volumen de la cámara de $2{,}98x10^{-5}m^3$, además determinar el calor aportado por el motor si $pe = 520600\,Pa$ y $\eta_m = 0{,}7029$; nótese que el gasto específico indicado de combustible $b_i = 0{,}239\,kg/Kwh$, el rendimiento efectivo $\eta_e = 0{,}2405$; determinar la presión atmosférica P_o a la que el vehículo funciona en Ibarra que tiene una altura de $2228m$ sobre el nivel del mar y el coeficiente de exceso de aire α.

Solución:

$M_a = 0{,}0436\,kg/s\,; Q = 105{,}925\ KJ/s\,; Po = 0{,}077\,MPa\,;\ \alpha = 0{,}924$

7. Determinar la potencia indicada y la presión media indicada de un motor Diésel de cuatro cilindros, cuatro tiempos si la potencia efectiva $Ne = 120\,kW$, la velocidad media del émbolo $c_m = 12{,}28\,m/s$, el grado de compresión $\varepsilon = 19{,}3$; el volumen de la cámara de combustión $Vc = 2{,}5x10^{-4}m^3$ y el rendimiento mecánico $\eta_m = 0{,}86$.

Solución:

$Ni = 139{,}53\,kW\,; Pi = 243669{,}02\,Pa$

8. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor evacuado por los gases de escape en un motor de Diésel de cuatro cilindros y cuatro tiempos. Si la potencia efectiva $Ne = 120Kw$, la cilindrada del motor $V_H = 2{,}89x10^{-3}m^3$, la velocidad de rotación del eje cigüeñal $n = 63{,}33\,r.p.s$, el poder calorífico del cigüeñal $Q_{in}^{a} = 42\,MJ/kg$, el gasto específico de combustible $b_e = 0{,}137\,kg/Kwh$,y la cantidad de gases de escape $Q_g = 70\,KJ/s$.

Solución:

$q_g = 0{,}04\%$

9. Determinar la potencia efectiva Ne y el poder calorífico inferior del combustible de un motor diesel de cuatro cilindros y de cuatro tiempos si $pe = 0{,}448\ MPa$, un volumen $Vh = 2{,}035\ lt$, la frecuencia del rotación del eje cigüeñal $n = 2500\ rpm$ y un gasto de combustible de $18{,}46\ Kg/h$ con un rendimiento efectivo de $\eta_e = 0{,}352$.

Solución:

$Ne = 75{,}98\ kW$; $Q_{in}^{a} = 42076{,}47\ KJ/kg$

10. Determinar el gasto específico indicado de combustible b_i y el rendimiento mecánico η_m de un motor diesel de cuatro tiempos y cuatro cilindros si se tiene un gasto de combustible $B = 5{,}13x10^{-3}\ kg/s$, una $pe = 448000\ Pa$, un $pi = 567000\ Pa$, un $V_H = 8{,}14x10^{-3} m^3$, y una frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 41{,}67\ rps$.

Solución:

$b_i = 0{,}163\ \ kg/Kw.h$; $\eta_m = 0{,}671$

11. Determinar en KJ/s los componentes del balance térmico si en un motor diesel de 4 cilindros y 4 tiempos tiene una presión media efectiva $pe = 6{,}8x10^5\ Pa$ y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior $Q_{in}^{a} = 40000\ KJ/kg$, siendo $\eta_e = 0{,}30$ y las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $q_{ref} = 26\%$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $q_g = 30\%$ y las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $q_{ci} = 5\%$.

Solución:

$Q_{ref} = 30{,}142\ \frac{KJ}{s}\ ;\ Q_g = 34{,}7802\ \frac{KJ}{s}\ ;\ Q_{ci} = 5{,}696\ \frac{KJ}{s};\ Q_{res} = 4{,}4358\ \frac{KJ}{s}$

12. Encontrar las pérdidas de calor en KJ/s y en porcentaje del agua refrigerante en un motor diésel de 4 cilindros y de cuatro tiempos, si la potencia indicada $Ni = 90{,}50\ Kw$, $D = 0{,}112m$, $S = 0{,}140m$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 2500rpm$, el rendimiento mecánico $\eta_m = 0{,}80$, $Q_{in}^{a} = 45300KJ/Kg$, el gasto específico de combustible $b_e = 0{,}228\ Kg/Kwh$, $G_a = 0{,}92\ \mathrm{kg/seg}$ y la diferencia de temperatura del agua al salir del motor y al entrar en él $\Delta t = 15°\mathrm{C}$.

Solución:

$Q_{ref} = 57{,}822\ \frac{KJ}{s};\ q_{ref} = 27{,}83\%$

13. Determinar la cantidad de calor aportado a un motor de combustión interna de 8 cilindros en V y de 4 tiempos, si la presión media efectiva $pe = 7{,}25x105pa$, el diámetro del cilindro $D = 0{,}12m$, el recorrido del émbolo $s = 0{,}12m$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8m/s$, el poder calorífico del combustible $Q_{in}^{a} = 42300KJ/Kg$ y el gasto específico $b_e = 0{,}252\ Kg/Kwh$.

Solución:

$Q = 384{,}24\ KJ/s$

14. En un motor Diésel de 12 cilindros y de dos tiempos calcule el volumen de la cámara de combustión Vc en m^3, el diámetro del cilindro $D = 0{,}15m$ y el recorrido del émbolo $s = 0{,}18m$, la velocidad media del émbolo $c_m = 8{,}2\ m/s$, el rendimiento indicado $\eta_i = 0{,}44$ y el

rendimiento mecánico igual a 0,84 y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es $Q_{in}^{a} = 42500\, KJ/kg$, si $\varepsilon = 15:1$ y $pi = 5{,}4x10^{5}\, Pa$, determinar en KJ/s las perdidas descontadas % si las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 190\, KJ/s$, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape $Q_{g} = 284\, KJ/s$ y las pérdidas de calor debidas a la combustión incompleta $Q_{ci} = 42\, KJ/s$.

Solución:

$Q_{e} = 392{,}92\, \frac{KJ}{s}$; $q_{e} = 35\%$; $q_{g} = 25{,}3\%$; $q_{ref} = 16{,}9\%$; $q_{ci} = 3{,}7\%$; $q_{res} = 19{,}1\%$

15. Determinar en porcentajes los componentes del balance térmico de un motor de carburador de 4 cilindros y de 4 tiempos, si la presión media efectiva $pe = 6{,}45x10^{5}Pa$, el grado de compresión $\varepsilon = 7:1$, el volumen de la cámara de combustión $Vc = 1x10^{-4}m^{3}$, el recorrido del émbolo $s = 0{,}092m$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal $n = 4000\, rpm$, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^{a} = 43800\, KJ/Kg$, el gasto especifico efectivo de combustible $b_{e} = 0{,}34\, Kg/Kwh$, las perdidas de calor evacuado por el agua refrigerante $Q_{ref} = 46\, KJ/s$, las pérdidas de calor evacuado por los gases de escape $Q_{g} = 56\, KJ/s$, las perdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta $Q_{c.i} = 39{,}6\, KJ/s$ y las pérdidas descontadas $Q_{res} = 19{,}8\, KJ/s$.

Solución:

$qe = 24{,}2\%$; $qref = 21{,}6\%$; $qg = 26{,}3\%$; $qc.i = 18{,}6\%$; $qres = 9{,}3\%$

16. Determinar el grado de carga de un motor Diésel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, cuyo cilindro tiene un diámetro de $318mm$ y la carrera del émbolo es de $330mm$, si la frecuencia de

rotación del árbol es de $750\, r.p.m.$ y el motor funciona a la presión efectiva media igual a $0{,}76\, MPa$. L a potencia efectiva nominal del motor es de $882\, Kw$.

Solución:

85%

17. Determinar la potencia efectiva de un motor de 12 cilindros y de dos tiempos, que funciona con una frecuencia de rotación del eje igual a $750\, r.p.m.$, si por ciclo de trabajo se suministra $0{,}615\, g$ de combustible para motores diésel, cuyo poder calorífico inferior es de $42500\, KJ/Kg$. El rendimiento efectivo del motor es de 37,5%.

Solución:

$Ne = 1470\, Kw$

18. Determinar el ahorro el combustible en Kg/h que se logra al sustituir un motor de gasolina por un motor Diésel, si ambos desarrollan la potencia media de $100\, Kw$, el rendimiento del motor de gasolina es de 28% y el del motor diesel del 36%. El poder calorífico inferior de la gasolina adóptese igual a $43500\, KJ/Kg$, mientras que el del combustible para el motor Diésel es $42500\, KJ/Kg$.

Solución: $6\, kg/h$

19. Determinar la potencia indicada de un motor diésel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, que posee el diámetro del cilindro de $150 mm$, la carrera del pistón es de $180 mm$ y funciona a la frecuencia de rotación del árbol de $1500\, r.p.m.$ El diagrama indicado del motor tiene el area de

$2000mm^2$, siendo igual a $12\ mm/Pa$ la escala de presiones. La longitud del diagrama indicado es de $180mm$.

Solución: $221\ Kw$

20. Un motor de combustión interna de $300Kw$ de potencia funciona a base de un carburante cuyo poder calorífico inferior es de $42400\ KJ/Kg$, siendo igual al 38% el rendimiento efectivo. El consumo de aire es de $24Kg$ por $1\ Kg$ de carburante suministrado al motor. Determinar el porcentaje de las pérdidas del calor arrastrado por los gases de escape y el cedido al sistema de refrigeración, siendo completa la combustión del carburante. Se conoce que la temperatura de los gases de escape es de $450°C$ y la capacidad calorífica de los mismos $c_g = 1{,}15\ KJ/KgK$. La temperatura del aire es de $20°C$. Las demás pérdidas de calor se pueden despreciar.

Solución:

$arrastrado\ por\ gases\ de\ escape = 39{,}4\%;\ cedido\ sistema\ refrigeración\ 32{,}6\%$

21. Determinar las componentes del balance térmico de un motor de combustión interna a base de los resultados de sus pruebas. Con una potencia efectiva de $55\ Kw$ durante $45min$, el motor consume $10{,}6\ Kg$ de carburante, cuyo poder calorífico inferior es de $42350\ KJ/kg$. El gasto del líquido que pasa a través del motor constituye $1{,}5\ kg/s$, y la temperatura del agua refrigerante en el mismo se eleva en 8,2 °C.

Solución:

$$qe = 33\%\ ;\ qref = 31\%\ ;\ qg = 36\%$$

EJERCICIOS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

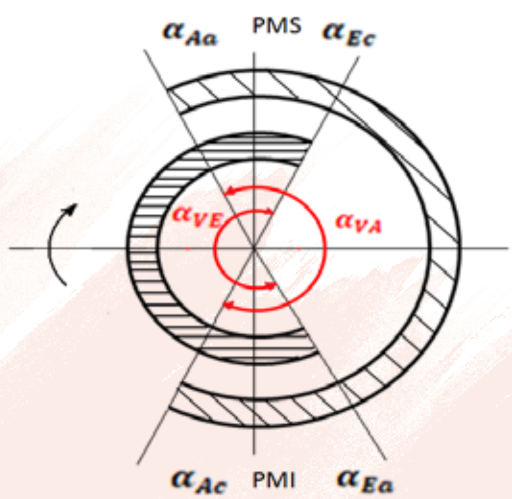

Figura 9: Diagrama de distribución

Fuente: (Kindler & Kynast, 1986)

FÓRMULAS

Tiempos de maniobras de válvulas:

$VA = Válvula\ de\ admisión$

$VE = Válvula\ de\ escape$

Magnitud de arco:

$$\boxed{l_A = \frac{\pi . d . \alpha(AC)}{360^\circ}}$$

$l_A = Longitud\ de\ arco\ (mm)$

$d = diámetro\ del\ volante\ de\ impulsión\ o\ de\ la\ polea\ (mm)$

$\alpha(AC) = Ángulo\ del\ cigueñal\ (grados)$

Ángulo de abertura de las válvulas:

$$\boldsymbol{\alpha_{VA} = \alpha_{Aa} + 180 + \alpha_{Ac}}$$

$$\boldsymbol{\alpha_{VE} = \alpha_{Ea} + 180 + \alpha_{Ec}}$$

$\alpha_{VA} = \textit{Ángulo de abertura válvula de admisión } (°)$

$\alpha_{Aa} = \textit{Abertura de la válvula de admisión antes del } PMS(°)$

$\alpha_{Ac} = \textit{Cierre de la válvula de admisión después del } PMI(°)$

$\alpha_{VE} = \textit{Ángulo de abertura de la válvula de escape}(°)$

$\alpha_{Ea} = \textit{Abertura de la válvula de escape antes del } PMI(°)$

$\alpha_{Ec} = \textit{Cierre de la válvula de escape después del } PMS(°)$

Tiempo de abertura de válvulas.-

$$\boldsymbol{t_{VA} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}}$$

$$\boldsymbol{t_{VE} = \frac{\alpha_{VE}}{6 \cdot n}}$$

$t_{VA} = \textit{tiempo de abertura de la válvula de admisión } (s)$

$t_{VE} = \textit{tiempo de abertura de la válvula de escape } (s)$

$n = \textit{Número de revoluciones } (r.p.m.)$

Consumo de combustible.-

$$\boldsymbol{K_{IV} = \frac{b \cdot N_e \cdot 2}{i \cdot n \cdot 60}\ (g)}$$

$$\boldsymbol{K_{IV} = \frac{b \cdot N_e \cdot 2 \cdot 1000}{i \cdot n \cdot 60 \cdot \rho}\ (mm^3)}$$

$K_{IV} = \textit{Cantidad inyectada motores cuatro tiempos } (g, mm^3)$

$b = Consumo\ específico\ \left(\frac{g}{Kw \cdot h}\right)$

$N_e = Potencia\ del\ motor\ (Kw)$

$i = Número\ de\ cilindros$

$\rho = Densidad\ del\ combustible\ (g/cm^3)$

Eficiencia térmica.-

$$\boxed{\boldsymbol{n_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}}$$

$n_t = Eficiencia\ térmica$

$\varepsilon = Relación\ de\ compresión$

$k = Coeficiente\ adiabático$

Trabajo del motor.-

$$\boldsymbol{N_e = \frac{2 \cdot P_e \cdot Vh \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}}$$

$$\boldsymbol{N_i = \frac{2 \cdot P_i \cdot Vh \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{P_i = \frac{F}{l} \cdot m}}$$

$$\boxed{\boldsymbol{Vh = (\varepsilon - 1)\ Vc}}$$

$N_e = Potencia\ efectiva\ (Kw)$

$P_e = Presión\ media\ efectiva\ (Pa)$

$N_i = Potencia\ indicada\ (Kw)$

$P_i = Presión\ media\ indicada\ (Pa)$

$\tau = Número\ de\ tiempos\ del\ motor$

$F = Área\ útil\ del\ diagrama\ de\ indicador\ (m^2)$

m = La escala de presión del diagrama indicador (Pa/m)

$l = longitud\ del\ diagrama\ del\ indicador\ (m)$

$Vh = Cilindrada\ unitaria\ del\ motor\ (m^3)$

$Vc = Volumen\ de\ la\ cámara\ de\ combustión\ (m^3)$

Revoluciones del motor.-

$$\boxed{\boldsymbol{n = \frac{w}{2 \cdot \pi}}}$$

$w = velocidad\ de\ rotacion\ del\ cigueñal\ \left(\frac{rad}{s}\right)$

Altura a la que se eleva la válvula.-

$$\boxed{\begin{gathered}\boldsymbol{h_{VA} = (0,22)d_2} \\ \boldsymbol{d_2 = (0,3)D}\end{gathered}}$$

$D = diámetro\ del\ émbolo\ del\ motor\ (mm)$

$h_{VA} = Altura\ a\ la\ que\ se\ eleva\ la\ válvula\ (mm)$

(Kindler & Kynast, 1986), Maniobra de Válvulas. Pg. 135-139. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil.*

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión, escape y el traslape de válvulas si la velocidad de rotación del cigüeñal es 150 rad/s, el ciclo se realiza en 768°, la compresión se realiza en 134°, el adelanto al encendido es 14°, la explosión se realiza en 153° y el adelanto a la admisión es 25°.

Datos:

w = 150 rad/s

t_{total} = 768°

Compresión = 134°

AE = 14°

Explosión = 153°

α_{Aa} = 25°

t_{VA} =?

t_{VE} =?

Traslape =?

Solución:

$$\alpha_{VA} + \alpha_{VE} = 768° - 134° - 153°$$

$$\alpha_{VA} + \alpha_{VE} = 481°$$

Calculamos el retardo al cierre de admisión:

$$\alpha_{Ac} = 180° - \text{AE} - \text{compresión}$$

$$\alpha_{Ac} = 180° - 14° - 134°$$

$$\alpha_{Ac} = 32°$$

Luego el adelanto a la apertura de la válvula de admisión:

$$\alpha_{Ea} = 180° + \text{AE} - \text{explosión}$$

$$\alpha_{Ea} = 180° + 14° - 153°$$

$$\alpha_{Ea} = 41°$$

Revisamos el ángulo que la válvula de admisión se mantiene abierta:

$$\alpha_{VA} = \alpha_{Aa} + 180 + \alpha_{Ac}$$

$$\alpha_{VA} = 25° + 180° + 32°$$

$$\alpha_{VA} = 237°$$

El tiempo que la válvula de escape se mantiene abierta:

$$\alpha_{VE} = 481° - \alpha_{VA}$$

$$\alpha_{VE} = 481° - 237°$$

$$\alpha_{VE} = 244°$$

Observamos el retraso al cierre de escape:

$$\alpha_{Ec} = \alpha_{VE} - 41° - 180°$$

$$\alpha_{Ec} = 244° – 41° – 180°$$

$$\alpha_{Ec}=23°$$

El traslape será:

$$\text{Traslape} = \alpha_{Aa} + \alpha_{Ec}$$

$$\text{Traslape} = 25° + 23°$$

$$\text{Traslape} = 48°$$

El número de revoluciones del motor:

$$n = \frac{w}{2 \cdot \pi}$$

$$n = \frac{150}{2 \cdot \pi}$$

$$n = 23{,}87\ r.p.s$$

$$n = 23{,}87 \frac{rev}{s}\left(\frac{60\ s}{1min}\right)$$

$$n = 1432{,}39 \quad rpm$$

El tiempo que se mantiene la válvula de admisión abierta:

$$t_{\text{VA}} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}$$

$$t_{\text{VA}} = \frac{237°}{6(1432{,}39)}$$

$$t_{\text{VA}} = 0{,}0275\ \text{s}$$

Finalmente el tiempo que se mantiene la válvula de escape abierta es:

$$t_{\mathrm{VE}} = \frac{\alpha_{VE}}{6 \cdot n}$$

$$t_{\mathrm{VE}} = \frac{244°}{6(1432{,}39)}$$

$$t_{\mathrm{VE}} = 0{,}0283 \text{ s}$$

2. Calcule el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión y la altura máxima a la que se eleva, conociendo que se trata de un motor ciclo Otto de cuatro tiempos y cuatro cilindros, donde el volumen de la cámara de combustión es $2{,}4 \times 10^{-4} m^3$, la carrera del pistón es 0,2m, la eficiencia térmica del 60%, desarrolla una potencia de 150 kW con una presión media efectiva de $6{,}3 \times 10^5$Pa. La válvula de admisión está abierta 225°. Asumir k =1,4.

Datos:

t_{VA}=?	s=0,2m
h_{VA}=?	n_t=0, 6
τ=4	N_e=150 kW
i=4	P_e=$6{,}3 \times 10^5$Pa
Vc=$2{,}4 \times 10^{-4} m^3$	α_{VA}=225°
k =1,4	

Calculamos la relación de compresión:

$$n_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

$$0{,}6 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{1{,}4-1}}$$

$$\frac{1}{\varepsilon^{0{,}4}} = 0{,}4$$

$$\sqrt[0,4]{\frac{1}{0,4}} = \varepsilon$$

$$\varepsilon = 9,88 : 1$$

$$\varepsilon \approx 10$$

Calculamos la cilindrada:

$$Vh = (\varepsilon - 1)\ Vc$$

$$Vh = (9,9 - 1)\ (2,4x10^{-4}\ m^3)$$

$$Vh = 2,10x10^{-3}\ m^3$$

Calculamos el número de revoluciones del motor:

$$N_e = \frac{2 \cdot P_e \cdot Vh \cdot n \cdot i}{10^3 \cdot \tau}$$

$$n = \frac{N_e \cdot 10^3 \cdot \tau}{2 \cdot P_e \cdot Vh \cdot i}$$

$$n = \frac{(150)(10^3)(4)}{2(6,3x10^5)(2,10x10^{-3})4}$$

$$n = 56,69\ \frac{rev}{s}\left(\frac{60\ s}{1\ \text{min}}\right)$$

$$n = 3401,36 \quad r.p.m$$

Tiempo que la válvula de admisión se mantiene abierta:

$$t_{VA} = \frac{\alpha_{VA}}{6 \cdot n}$$

$$t_{VA} = \frac{225°}{6\ (3401.36)}$$

$$t_{VA} = 0,011\ s$$

Diámetro del embolo:

$$Vh = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Vh}{\pi \cdot s}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4(2{,}10x10^{-3})}{\pi(0{,}2)}}$$

$$D = 0{,}116\, m$$

$$d_2 = (0{,}3)D$$

$$d_2 = (0{,}3)(0{,}116)$$

$$d_2 = 0{,}0348m$$

Cálculo de la altura a la que se desplaza la válvula:

$$h_{VA} = (0{,}22)d_2$$

$$h_{VA} = (0{,}22)(0{,}0348)$$

$$h_{VA} = 7{,}656x10^{-3}\ m$$

$$h_{VA} = 7{,}656\ mm$$

EJERCICIOS PROPUESTOS

3. Un motor de dos tiempos y de 4 cilindros tiene una potencia de 60 kW, un consumo de combustible de 0,28 kg/kW.h y una cantidad inyectada de combustible de 0.058 gramos. En el diagrama de distribución de este motor la válvula de admisión se abre 15° antes de PMS y se cierra 41° después del PMI y la de escape se abre 54° antes del PMI y se cierra 10° después del PMS. Calcule los tiempos de abertura de la VA y VE.

Solución:

$t_{VA} = 0{,}0326\, s;\ t_{VE} = 0{,}0337\, s$

4. El diagrama de distribución de un motor Otto de cuatro tiempos indica que el ángulo de abertura de la válvula de admisión es de 255°, el motor además cuenta con las siguientes

características: $N_i = 35Kw$; $p_i = 108,75\,psi$; $i = 4$; $D = 69mm$; $S = 65mm$. Calcular cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión.

Solución:

$t_{VA} = 0,0078\,s$

5. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión, escape y el traslape de válvulas si la velocidad de rotación del cigüeñal es 150 rad/s, el tiempo en que realiza un ciclo es de 768°, la compresión se realiza en 134°, el adelanto al encendido es 14°, la explosión se realiza en 153° y el adelanto a la admisión es 25°.

Solución:

$\alpha_{VA} = 237^o$ $\alpha_{VE} = 244^o$ Traslape = 48° $\tau_{VA} = 0.0275s$ $\tau_{VA} = 0.0283s$

6. Calcule el tiempo que permanece abierta la válvula de admisión y la altura máxima a la que se eleva, conociendo que se trata de un motor ciclo Otto de cuatro tiempos y cuatro cilindros, donde el volumen de la cámara de combustión es 2.4×10^{-4} m^3, la carrera del pistón es 0.2m, la eficiencia térmica del 60% desarrolla una potencia de 150kw con una presión media efectiva de 6.3×10^5 Pa. La válvula de admisión está abierta 225°. Asumir k=1.4.

Solución:

$t_{VA} = 0.0111s$ $h_{VA} = 7.68mm$

7. Calcular el tamaño del arco de apertura de las válvulas de admisión y escape, si el ciclo completo del motor es de 750° de giro del cigüeñal, la compresión se realiza en 130°, el adelanto al encendido es 16°antes del PMS, la explosión se efectúa en 155°, el adelanto a la admisión es de 23° antes del PMS, el diámetro del volante de 300 mm.

Solución:

l_{VA}= 662,35 mm; $\alpha_{VE} = 235^o$

8. Calcular el ángulo de cruce de válvulas para un motor de 6 cilindros que desarrolla una potencia de 150kW a 3500 rpm. La válvula de admisión permanece abierta por 0,0104s y se cierra 30° después del PMI. Por otra parte el diámetro del volante es de 240 mm, mientras que la válvula de escape permanece abierta 460 mm. Además ésta se abre 35° antes del PMI.

Solución:

$\alpha Ec = 4.5^{\circ}$

9. Calcular el tiempo de apertura de la válvula de admisión y de escape si el motor tiene las siguientes características. Una potencia de 100 kW un consumo específico de 250 g/kW.h, 4 cilindros la cantidad inyectada de combustible por ciclo es 0,07 gr, la válvula de admisión se abre 7° antes del PMS, se cierra 36° después del PMI, la válvula se abre 36° antes del PMI y se cierra 8° después del PMS además calcular el tiempo de traslape.

Solución:

$t_{VE} = 0.0125s \;\; t_{VA} = 0.01223$

10. En el diagrama de distribución de las válvulas, las de admisión se abren 12° antes del PMS, se cierran 48° después del PMI, las de escape se abren 50° antes del PMI, se sierran 8° después del PMS. Calcule los ángulos de abertura de las 2 válvulas y sus tiempos de apertura si la potencia efectiva del motor a gasolina es de Ne = 89,53kW, el rendimiento mecánico n_m = 0,8; la presión del émbolo s=0,095m, el motor es de 4 tiempos y 8 cilindros.

Solución:

$\alpha_{VE} = 236^{\circ} \; t_{VE} = 0.0131s \; t_{VA} = 0.0133s \; \alpha_{Va} = 240^{\circ}$

11. En un diagrama de distribución de válvulas se tiene que la válvula de admisión se abre 17,453 mm antes del PMS y se cierra 69,813 mm después del PMI y los de escape se abren 87,266 mm antes del PMI y se cierran 15,231 mm después del PMS. Calcule los tiempos de

abertura de las válvulas y sus ángulos durante un ciclo es de Li = 640 J, el diámetro del cilindro D = 0,1m el recorrido del émbolo S = 0,095mm y su potencia indicada Ni = 129,719 kW y el diámetro del volante de impresión es 250 mm.

Solución:

$\alpha_{Va} = 220^{o}$ $\alpha_{VE} = 227^{o}$ $t_{VA} = 0.012s$ $t_{VE} = 0.0124s$

12. En un motor la válvula de admisión permanece abierta 240° en el proceso de admisión, el adelanto al encendido es de 12°, durante el proceso de compresión las válvulas de admisión y escape permanecen cerradas 115°, durante la combustión siguen cerradas durante 137° y durante el escape la válvula permanece abierta 241°, encontrar la longitud del arco, y el tiempo durante el traslape; si el diagrama del motor tiene una área útil F = $1{,}5x10^{-3}$ m^2, la longitud l = 0,2m, siendo la escala de presiones m = $1x10^{8}$ Pa/m, el motor es de gasolina de 6 cilindros y de 4 tiempos, el diámetro del cilindro D = 0,082m, el recorrido del embolo S = 0,1m y su potencia indicad es N_i = 65kw el diámetro de impulsión es 250mm.

Solución:

$l_{traslape} = 28{,}36\ mm;\ t_{traslape} = 6{,}6x10^{-4}\ s$

13. ¿Cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión si el ángulo de abertura de la válvula de admisión es 240°, la cantidad de diésel inyectada es de 85 mm^3 con un consumo de combustible de 220 g/kW.h, el motor es de 6 cilindros en línea y de cuatro tiempos con una densidad de combustible de 0,83 g/cm^3 que entrega una potencia de 102 kW.

Solución:

$t_{VA} = 0{,}022s$

14. Un motor de cuatro tiempos, cuatro cilindros genera un número de revoluciones de 2200 rpm; realizar los cálculos de magnitud de arco de cada cota de reglaje con un diámetro de 300

mm y tiempos de abertura de válvulas tomando en cuenta las siguientes cotas: $\alpha_{Aa} = 8^o, \alpha_{Ac} = 32^o, \alpha_{Ea} = 42^o, \alpha_{Ec} = 5^o$.

Solución:

$l_{VAabre} = 20{,}99\, mm; l_{VAcierra} = 83{,}78\, mm;$

$l_{VEabre} = 109{,}96\, mm; l_{VEabre} = 109{,}96\, mm;$

$l_{VEcierra} = 13{,}09\, mm$; $t_{VA} = 0{,}0167\, s;$

$t_{VE} = 0{,}0172\, s$

15. En un motor de combustión interna, la válvula de admisión se abre 16mm antes del PMS y se cierra 70mm después del PMI, las de escape se abren 86mm antes del PMI y se cierran 16,5mm después del PMS. Calcular los tiempos de abertura de las válvulas y sus ángulos si el motor tiene 6 cilindros en V, cuatro tiempos, el trabajo indicado de los gases durante un ciclo Li = 550J, el diámetro del cilindro D = 0,2m, la carrera S = 0,01m y su potencia indicada N_i = 130,8kW, además el diámetro del volante de inercia es 250mm.

Solución:

$\alpha_{Aa} = 7{,}33°$; $\alpha_{Ac} = 32{,}08°$; $\alpha_{Ea} = 39{,}41°$; $\alpha_{Ec} = 7{,}56°$;

$t_{VA} = 7{,}69x10^{-3}\, s$; $t_{VE} = 7{,}95x10^{-3}\, s$

16. En un motor de combustión interna de 4 tiempos y 8 cilindros, tenemos la carrera o recorrido del embolo s=0,85m , el diagrama de distribución de válvulas muestra los siguientes datos: las válvulas de admisión se abren 13° antes del PMS y se cierran 50° después del PMI, las de escape se abren 52° antes del PMI y se cierran 7° después del PMS, calcular los ángulos de abertura de las válvulas y sus tiempos, si la potencia efectiva del motor diésel es N_e = 90,5 kW, el rendimiento mecánico $n_m = 0{,}85$, la presión media indicada $P_i = 8{,}5x10^5 Pa$ y el diámetro del embolo D = 0,2m.

Solución:

$\alpha_{VA} = 243°\,; \alpha_{VE} = 239°\,; t_{VA} = 0{,}57s\,; t_{VE} = 0{,}56s$

17. ¿Cuánto tiempo permanece abierta la válvula de admisión? Para un motor de 8 cilindros y cuatro tiempos si la presión media indicada es $p_i = 9{,}6x10^5\ Pa$, el diámetro del cilindro D = 0,1m, el recorrido del embolo S=0,09m y una potencia indicada de 181kw, el ángulo de abertura de válvula es de 240°.

Solución:

$t_{VA} = 0{,}01\ s$

18. En un motor a Diésel cuya velocidad angular de rotación del eje cigüeñal es de 300 rad/s, con el diámetro del volante de impulsión de 260mm, la medida del arco que forma el adelanto al escape es de 125mm, además tiene un retraso al cierre de escape de 10° y la válvula de admisión se mantiene abierta 235°. Calcular el tiempo en que se mantiene abierta la válvula de admisión y la válvula de escape.

Solución:

$t_{VA} = 0{,}0137\ st_{VE} = 0{,}014\ s$

19. Calcular el tiempo y el arco que se mantiene abierta la válvula de admisión y válvula de escape si el adelanto a la apertura de admisión es de 17°, el retraso de cierre de admisión de 47°, un adelanto a la apertura de escape de 45° y un retraso de cierre de escape de 25°, si el motor se encuentra en régimen de 1600rpm y si el diámetro de polea es de 250mm.

Solución:

$\alpha_{VA} = 244°\ \ \alpha_{VE} = 250°\ \ I_{VA} = 532.82mm\ \ I_{VE} = 545.41mm$

20. Para un motor de 4 cilindros que desarrolla una potencia de 100kW y que inyecta 0,0409gr de combustible, con un consumo específico de combustible de 275 gr/kW.h. Se sabe

que el retraso al cierre de escape es de 4° y que el solape es de 11°. Calcular el tiempo en segundos que la válvula de admisión se abre antes del PMS y la longitud de arco equivalente sobre el volante cuyo diámetro es de 225mm.

Solución:

$t_{VA} = 2{,}08x10^{-4}\ \ l_{VA} = 13{,}74mm$

21. Calcule el ángulo y la longitud de arco en que se realizan los tiempos de compresión y de trabajo de un motor, si el adelanto a la apertura de admisión es de 10°, el retraso al cierre de admisión es de 32°, el adelanto a la apertura de escape es de 29° y el retraso al cierre de escape es de 16°, el adelanto al encendido se realiza 12° antes del PMS, el diámetro del volante de inercia es de 186mm.

Solución:

$t_{VA} = 2{,}08x10^{-4}\ \ l_{VA} = 13{,}74mm$

22. Un motor mono cilíndrico tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 15°, el retraso al cierre de admisión es de 45°, adelanto a la apertura de escape es de 42° y retraso al cierre de escape es de 10°. En el instante señalado el cigüeñal lleva girando 70° contados desde el PMS y se encuentra en la carrera de trabajo. Calcular el ángulo comprendido entre los ejes de simetría de la leva de escape con el eje de simetría de su empujador.

23. Un motor de cuatro tiempos posee las siguientes cotas de reglaje son: el adelanto a la apertura de admisión es de 15°, el retraso al cierre de admisión es de 35°, el adelanto a la apertura de escape es de 40°, el retraso al cierre de escape es de 8°. El cigüeñal lleva girados 70° contados desde el PMI de su carrera de escape en el instante en que se considera. Calcular el

ángulo comprendido entre el eje de simetría de la leva de admisión con el eje de simetría de su empujador.

24. Un motor tiene las siguientes cotas de distribución: el adelanto a la apertura de admisión es de 12°, el retraso del cierre de admisión es de 40°, el adelanto a la apertura de escape es de 44°, el retraso al cierre de escape es de 8°. Calcular el ángulo de apertura de la válvula de admisión, el ángulo de apertura de la válvula de escape, y el ángulo de traslape.

Solución:

$\alpha_{VA} = 232°$ $\alpha_{VE} = 232°$ $\alpha_{cruce} = 20°$

25. Un motor mono cilíndrico tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 14°, retraso del cierre de admisión es de 40°, adelanto a la apertura de escape es de 42°, el retraso al cierre de escape es de 10°. En el instante considerado el cigüeñal lleva girados 60° contados desde el PMS y se encuentra en la carrera de trabajo. Hallar en ángulo del eje de simetría de la leva de admisión con el eje de simetría de su empujador.

Solución:

$\alpha = 158{,}65°$

26. El motor del Chevrolet Corsa Evolution 1,8lt tiene las siguientes cotas de reglaje: el adelanto a la apertura de admisión es de 14°, el retraso del cierre de admisión es de 47°, el adelanto a la apertura de escape es de 45°, el adelanto al encendido de 10°, y si un ciclo operativo del mismo se cumple en 728°. Calcular el tiempo en segundos de cada carrera del motor, el tiempo en segundos que dura un ciclo si el motor está trabajando a 5200 rpm.

Solución:

$t_{admisión} = 7{,}72x10^{-3}s$ $t_{compresión} = 3{,}94x10^{-3}s$

$t_{explosión} = 7{,}53x10^{-3}s$ $t_{escape} = 7{,}467x10^{-3}\ s$

27. La polea acoplada al cigüeñal del motor de cuatro tiempos mencionado en el ejercicio anterior tiene un diámetro de 148mm, calcule las longitudes de arco de los parámetros antes propuestos.

Solución:

$I_{admisión} = 311{,}26mm$ $I_{compresión} = 158{,}86mm$

$I_{explosión} = 187{,}27mm$ $I_{escape} = 300{,}93mm$

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

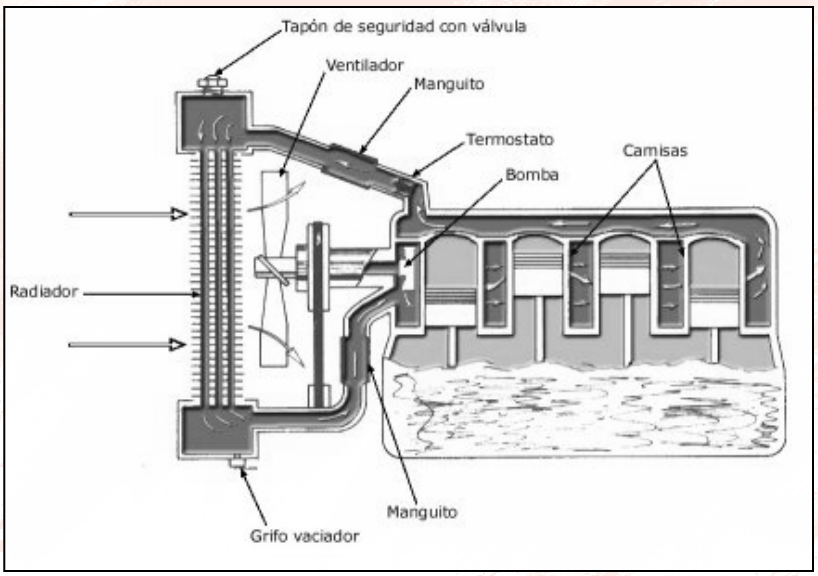

Figura 10: sistema de refrigeración

Fuente: (Mecánica del automovil, s.f.)

Superficie de enfriamiento del radiador (m²):

$$\boxed{F_R = \frac{Q}{K.\Delta t}}$$

$Q = Calor\ del\ motor\ al\ sistema\ de\ refrigeración\ (\ J\ )$

$K = Coeficiente\ de\ termotransferencia\ (150)$

$\Delta_t = Variación\ de\ temperatura\ \ (°C)$

Densidad del aire $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{\rho_{aire} = \frac{P_0 \cdot 10^6}{R_{aire} \cdot T_{maire}}}}$$

$P_0 = Presión\ atmosférica\ (MPa)$

$R_{aire} = Constante\ del\ aire\ \left(\frac{J}{kg.°C}\right)$

$T_{maire} = Temperatura\ del\ aire(\ °C)$

Volumen entrega del aire al motor por el radiador $\left(\frac{m^3}{s}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{V_{aire} = \frac{G_{aire}}{\rho_{aire}}}}$$

$G_{aire} = Magnitud\ que\ expresa\ la\ masa\ del\ gas\ (kg)$

Superficie frontal de la pared del radiador $(\boldsymbol{m^2})$:

$$\boxed{\boldsymbol{F_R = \frac{V_{aire}}{v_u}}}$$

$v_u = Velocidad\ del\ aire\ al\ frente\ del\ radiador\ \left(\frac{m}{s}\right)$

Cantidad total de calor consumido en 1seg $(\boldsymbol{KW})$**:**

$$\boldsymbol{Q_0 = \frac{Q_H \cdot Q_C}{3,6}}$$

$Q_H = Calor\ producido\ por\ el\ motor\ \left(\frac{KJ}{kg}\right)$

$Q_C = Coeficiente\ de\ consumo\ de\ calor$

Cantidad de calor que se pierde cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración (KW):

$$\boldsymbol{Q_1 = C.i.D^{(1+2_m)}.n^m.\left(\frac{1}{\alpha}\right)}$$

$C = Constante\ de\ refrigeración$ (0,43)

$i = Número\ de\ cilindros$

$D = Diámetro\ de\ la\ tubería\ de\ circulación\ del$ líquido (mm)

$m = Coeficiente\ del\ aire$ (0,65)

$n = Frecuencia\ de\ rotación\ de\ la\ bomba\ (rpm)$

$\alpha = Coeficiente\ de\ exceso\ de\ aire$

Cantidad de calor que se produce en la combustión (MJ):

$$\boldsymbol{Q_{m1} = \frac{V_c.E_C.\rho}{3}}$$

$V_c = Volumen\ de\ consumo\ de\ combustible\ (lt)$

$E_C = Poder\ calorífico\ del\ combustible\ \left(\frac{MJ}{kg}\right)$

Calor extraído por el agua de refrigeración (KJ) :

$$\boldsymbol{Q = m.C_p.(t_2 - t_1)}$$

$m = Masa\ del\ agua\ (kg)$

$C_p = Calor\ específico\ \left(\frac{KJ}{kg.°K}\right)$

$t_2 = Temperatura\ superior\ °K$

$t_1 = Temperatura\ inferior\ °K$

Cantidad de circuitos necesarios para evacuar el calor $\left(\frac{1}{h}\right)$:

$$\boxed{i = \frac{Q_{m1}}{V_a. 4,19. (t_{2-}t_1)}}$$

$Q_{m1} = Cantidad\ \ de\ calor\ producido\ en\ la\ combustión\ (MJ)$

$V_a = Volumen\ de\ líquido\ en\ sitema\ de\ refrigeración\ (litros)$

Volumen de agua para refrigerar el sistema (litros):

$$\boxed{V = \frac{3. Q}{44(0,76)}}$$

$Q = Calor\ absorbido\ por\ el\ refrigerante\ (MJ)$

Cantidad de calor cedido por hora$\left(\frac{KJ}{h}\right)$:

$$\boxed{Q = V_a. i. 4,19. (t_2 - t_1)}$$

$i = Número\ de\ veces\ que\ circula\ el\ refrigerante\ \left(\frac{1}{hora}\right)$

$t_2 = Temperatura\ superior\ \ (°C)$

$t_1 = Temperatura\ inferior\ \ (°C)$

Número de calorías absorbidas por el refrigerante $\left(\frac{\text{calorías}}{seg}\right)$:

$$\boxed{M = A. N. \{3. q - 0,1764[1 + (1 - n_m)]\}}$$

$A = Fracción\ de\ la\ energía\ no\ utilizable$

$N = Potencia\ (CV)$

$q = Consumo\ de\ combustible\ (kg)$

$n_m = Rendimiento\ mecánico$

Coeficiente de transmisión de calor:

$$\boxed{k = \frac{{v_a}^2}{4} + 8,5\sqrt{v_a}}$$

$v_a = Velocidad\ aire\ que\ circula\ por\ tubos\ del\ radiador\ \left(\frac{m}{seg}\right)$

Magnitud de superficie de enfriamiento (m^2):

$$\boxed{S = \frac{3600.M}{K.(t_2 - t_1)}}$$

Caudal de aire necesario para refrigerar el radiador$\left(\frac{m^3}{s}\right)$:

$$\boxed{Q = 0,064.M}$$

Diámetro del rotor o rueda de álabes del ventilador (cm):

$$\boxed{D = \frac{60.v_a}{\pi.n}}$$

Volumen del radiador (m^3):

$$\boxed{V_{rad} = F_t.I_{rad}}$$

$F_t = Área\ frontal\ del\ radiador\ (m^2)$

$I_{rad} = Profundidad\ del\ radiador\ (m)$

Jóvaj & Máslov, (1973, p. 524-533) explica las fórmulas para resolver ejercicios del sistema de refrigeración.

EJERCICIOS RESUELTOS*:*

1. Determinar la superficie frontal de la pared del radiador, si se sabe que el coeficiente de termo transferencia k=150 y el calor que se entrega del motor al sistema de refrigeración es 53,5 KJ; la variación de temperatura $\Delta t = 30°C$. Tomar en cuenta que la velocidad y la presión del aire al frente del radiador es de 16 $\frac{m}{s}$ y P_o = 0,15 MPa respectivamente.

Datos:

$V_v = 16\frac{m}{s}$

k = 150

P_o = 0,15 MPa

G_{aire} = 15,63

F_R = ?

Δt = 30°C

Q_1 = 53500 J

Solución:

a) Superficie de enfriamiento del radiador

$$F_R = \frac{Q}{K.\Delta t}$$

$$F_R = \frac{53500}{(150)(30)}$$

$$F_R = 11{,}889\ m^2$$

b) Densidad de aire

$$\rho_{aire} = \frac{p_o.10^6}{R_{aire}.T_{aire}}$$

$$\rho_{aire} = \frac{(0{,}1).10^6}{(287)(325{,}5)}$$

$$\rho_{aire} = 1{,}07\ \frac{kg}{m^3}$$

c) Volumen de entrega de aire promedio del radiador

$$V_{aire} = \frac{G_{aire}}{\rho_{aire}}$$

$$V_{aire} = \frac{15{,}63}{1{,}07}$$

$$V_{aire} = 14{,}67\ \frac{m^3}{s}$$

d) Superficie frontal de la pared del radiador

$$F_R = \frac{V_{aire}}{V_v}$$

$$F_R = \frac{14{,}61}{16}$$

$$F_R = 0{,}91\ m^2$$

2. Determinar la cantidad total de calor consumida por el agua en un segundo, cuando circula en un radiador de un motor Diésel de cuatro tiempos si se conoce los siguientes datos: Q_H=43930 $\frac{kJ}{Kg}$; Q_c = 0,00442; i = 4; D = 75 mm; n = 5250 rpm; α = 0,5; m = 0,65; C =0,43; ΔT = 10°C. Además hallar la cantidad de calor que se pierde cuando el motor está en funcionamiento.

Datos:

$Q_H = 43930 \ \frac{kJ}{kg}$ $C_p = 0{,}43$

$Q_1 = 0{,}00442$

$\Delta_T = 10°C$

i = 4 D = 75 mm

n =5250 rpm

α = 0,9

m = 0,65

Solución:

a) Cantidad total de calor consumida en 1 seg.

$$Q_o = \frac{Q_H \cdot Q_c}{3{,}6}$$

$$Q_o = \frac{(43930)(0{,}00442)}{3{,}6}$$

$$Q_o = 194{,}17 \ kW$$

b) Cantidad de calor que se pierde necesariamente cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración.

$$Q_1 = C\,.\,i\,.\,D^{(1+2_m)}\,.\,n^m.\left(\frac{1}{\alpha}\right)$$

$$Q_1 = (0{,}43)(4)(75^{(1+2(0{,}65))})(5250^{0{,}65})\left(\frac{1}{0{,}9}\right)$$

$$Q_1 = 10{,}280\ kW$$

EJERCICIOS PROPUESTOS*:*

1. Determinar la superficie que deberá darse a un radiador para enfriar el agua de refrigeración de un motor de 4 cilindros, de 24 CV de potencia, si se sabe que el rendimiento mecánico del motor $n_m = 0{,}88$; el consumo de combustible del motor, por caballo hora es de 0,22 kg. Admitiendo que las calorías eliminadas por el agua representen el 40% del total desprendido por el motor; además se sabe que la velocidad del aire que circula por el haz tubular del radiador, es igual a 11 m/seg; la diferencia de temperaturas en el aire que circula por el radiador es de 50°C.

Solución:

S = 5,457 m^2

2. El agua de refrigeración de un motor recircula 260 $\frac{l}{h}$ y ha de absorber 113 kJ, con lo cual se eleva 11°C la temperatura del agua. ¿Cuántos litros de agua de refrigeración se necesitan?

Solución:

V = 9,43 lt

3. Un vehículo lleva 10 litros de agua de refrigeración y consume 8.5 litros de combustible a los 100 km (poder calorífico del combustible, 44 $\frac{mJ}{Kg}$; densidad 0,76$\frac{Kg}{m^3}$. Hay que evacuar el 35% de la cantidad de calor que se produce, con la cual la temperatura desciende 9°C.

a) ¿Cuál es la cantidad de calor que se produce en la combustión?

b) ¿Cuánta energía debe extraer el agua de refrigeración?

c) ¿Cuántos circuitos por hora y por minuto se necesitan para evacuar esa cantidad de calor?

Solución:

Q_m = 0,284 MJ; Q = 377,1 kJ; $i = 24{,}7\ \frac{l}{\text{min}}$

4. Un vehículo de turismo lleva 12 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es 9°C. Calcular:

a) La cantidad de calor cedida por hora si el número de veces que pasa el agua por el radiador es $340\frac{l}{h}$,

b) La cantidad de calor que se necesita para elevar los 12 litros de agua del sistema de refrigeración de 21°C a 90°C. Si el calor específico del agua es C = 419 $\frac{kJ}{kg.°K}$.

Solución:

$Q = 12340\ \frac{kJ}{h}$; Q = 2967 kJ

5. El agua de refrigeración de un motor diésel de cuatro tiempos efectúa 280 circuitos por hora y ha de absorber 118 MJ, con lo cual se eleva la temperatura del agua 18°C. ¿Cuántos litros de agua de refrigeración se necesitan?

Solución:

V = 5,58 litros

6. Un vehículo lleva 10 litros de agua para la refrigeración y consume 7 litros de combustible a los 100 km, el poder calorífico del combustible es de 40 $\frac{MJ}{Kg}$, la densidad es de 0,73 $\frac{Kg}{m^3}$, la temperatura a la entrada del radiador es de 85°C y a la salida es de 75°C. Determinar: a) Calor que se produce en la combustión. b) Calor que extrae el agua de refrigeración. c) Cuántos circuitos por hora se necesita para evacuar el calor que extrae el líquido de refrigeración.

Solución:

Q = 97333,33 kJ ; Q_T= 292000 kJ ; i = 232,299 $\left(\frac{circuitos}{hora}\right)$

7. Determinar la variación de temperatura en el sistema de refrigeración de un motor de combustión interna. Si se sabe que la cantidad de calor cedida es de 100540 $\frac{kJ}{h}$, el sistema de refrigeración contiene 8 litros de agua refrigerante que realizan 200 circulaciones por hora, la temperatura de entrada del agua refrigerante es de 79°C. b) Determinar la masa; considerar C_p = 4,19 $\frac{kJ}{kg.°K}$

Solución:

Δt = 15°C; m = 5141,83 kg

8. Un bus lleva 15 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es de 13°C. Calcular la cantidad de calor cedida por hora si el número de veces que pasa el agua por el radiador es 240 $\frac{l}{h}$.

Solución:

Q = 54,47 kW

9. Qué cantidad de calor se necesita para elevar la temperatura de 10 litros de agua del sistema de refrigeración de 25°C a 90°C, considerar C_p= 4,19 $\frac{kJ}{kg.°K}$ y cuál será el número de veces que circula el líquido si el v = 12 lit y Q = 110250 $\frac{kJ}{h}$.

Solución:

Q = 2753,5 kJ; i = 33,73 $\left(\frac{l}{h}\right)$

10. Un vehículo de turismo lleva 10,5 litros de agua en el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura en el radiador es de 12°C. Si el número de veces que pasa el agua por el radiador es 260 $\left(\frac{1}{hora}\right)$. Determinar la cantidad de calor cedido por hora.

Solución:

Q = 137264,4 $\left(\frac{kJ}{hora}\right)$

11. Hallar el número de calorías absorbidas o eliminadas por el medio refrigerante y el diámetro del rotor o rueda de álabes del ventilador de un motor de 25 caballos, el cual consume 5,6 litros de gasolina por hora, girando su eje a una velocidad de 3500 rpm; si sabemos que el aire que circula por el motor a una velocidad de Va = 32 $\frac{m}{seg}$ y el rendimiento mecánico del mismo $es\ de\ n_m = 0{,}9$; además la fracción de energía no utilizable es de 0,4 J, considerar el consumo de combustible q = 0,2 kg.

Solución:

M =4,059 calorías; D = 17,46 cm

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

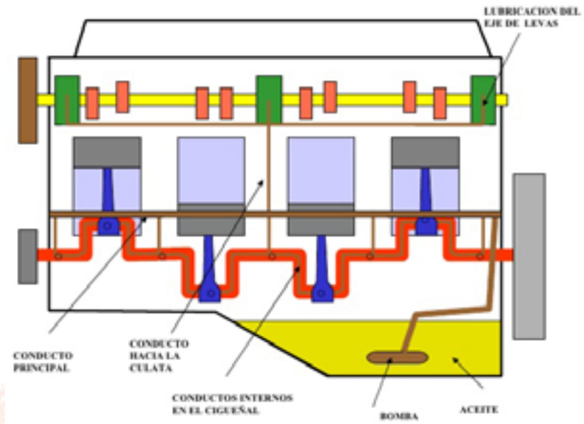

Figura 11: sistema de lubricación

Fuente: (Martín, 2002)

Cálculo del flujo $\left(\frac{m^3}{s}\right)$**:**

$$\boxed{Q_{ac} = (0,32)N_e}$$

$N_e = Potencia\ efectiva\ \ (KW)$

$0{,}32 =\ Circulación\ específica\ del\ combustible$

$$\boxed{Q = A.v}$$

$A = Área\ de\ la\ sección\ transversal\ de\ la\ tubería\ (m^2)$

$v = Velocidad\ con\ la\ que\ fluye\ el\ aceite\ \left(\frac{m}{s}\right)$

CÁLCULO DE LOS COJINETES

Luz mínima de aceite:

$$\boxed{\boldsymbol{h_{min} \geq h_{cri} + h_{trab}}}$$

$h_{min} = Holgura\ mínima\ de\ la\ película\ de\ aceite\ \ (\mu m)$

$h_{cri} = Holgura\ crítica\ de\ la\ película\ de\ aceite\ \ (\mu m)$

$h_{trab} = \ Holgura\ de\ trabajo\ (\ \mu m)$

Holgura mínima de la película de aceite ($\boldsymbol{\mu m}$):

$$\boxed{\boldsymbol{h_{min} = \delta(1 - x)}}$$

$\delta = Holgura\ radial\ (\mu m)$

$x = Excentricidad\ relativa$

Holgura máxima de la película de aceite ($\boldsymbol{\mu m}$):

$$\boxed{\boldsymbol{h_{min} = \delta(1 + x)}}$$

Holgura radial ($\boldsymbol{\mu m}$):

$$\boxed{\boldsymbol{\delta = 0,5\ (D_e - e)}}$$

$e\ = \ Excentricidad\ \ (\ mm)$

$D_e = \ \ Diámetro\ \ del\ eje\ (\ mm)$

Coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete:

$$\boldsymbol{H = \frac{h_{min}}{hcri} \;\square 1,5}$$

Coeficiente de carga:

$$\boldsymbol{\square = \frac{\Psi^2.(k_{máx})}{\mu.n}}$$

$\mathrm{K_{max}}$ = Presión máxima en el muñon de biela (Pa)

$\square = \;\; Holgura\ relativa\ (\ mm)$

$\square = \;\; Viscosidad\ dinámica\ del\ aceite\ (\ kPa.s)$

$n = \ Revoluciones\ del\ cigueñal\ \ (\ rps)$

Relación de presiones sobre el muñon de biela:

$$\boldsymbol{\frac{K_{max}}{K_m} = x}$$

$K_{max} = Presión\ máxima\ \ sobre\ el\ muñon\ de\ biela\ (MPa)$

$K_m = Presión\ \ media\ sobre\ el\ muñon\ de\ biela\ (MPa)$

Potencia indicada (KW)**:**

$$\boldsymbol{N_i = \frac{2.P_{mi}.V_h.n.i}{10^3.\tau}}$$

$P_{mi} = Presión\ media\ indicada\ (Pa)$

$n = Revoluciones\ del\ cigueñal\ (rps)$

$\tau = Número\ de\ tiempos\ del\ motor$

$i = Número\ de\ cilindros$

$V_h = Volumen\ del\ cilindro\ (m^3)$

Volumen del cilindro (m^3)

$$\boxed{V_h = \frac{\pi . D^2 . S}{4}}$$

$D = Diámetro\ del\ cilindro\ (m)$

$S = Carrera\ del\ cilindro\ (m)$

Potencia efectiva (KW):

$$\boxed{N_e = \frac{2. P_{me} . V_h . n . i}{10^3 . \tau}}$$

$P_{me} = Presión\ media\ efectiva$

Temperatura media del aceite (°C):

$$\boxed{t_{ma} = \frac{t_{a.e} + t_{a.s}}{2}}$$

$t_{ae} = Temperatura\ de\ entrada\ del\ aceite$ (°C)

$t_{as} = Temperatura\ de\ salida\ del\ aceite$ (°C)

CÁLCULO DE LA BOMBA DE ACEITE

Caudal del aceite que ingresa a los cojinetes $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{V_C = C.n.d.i_c}}$$

$n = \ Revoluciones\ del\ cigüeñal\ \ (rpm)$

$d = \ \ Diámetro\ del\ muñon\ del\ cigueñal\ (\ m)$

$C = Coeficiente\ de\ la\ bomba\ (0{,}008\ \ldots\ 0{,}012)$

$i_c = \ \ Número\ de\ cojinetes$

Velocidad media del pistón:

$$\boxed{\boldsymbol{C_m = n.2.S}}$$

$S = Carrera\ del\ cilindro$

Flujo volumétrico de la bomba de aceite $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{V_b\ = (1,7).V_c}}$$

Caudal teórico de suministro de la bomba de aceite $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{V_t\ = \frac{V_b}{n_{b1}}}}$$

$n_{b1} = Coeficiente\ volumétrico\ (0{,}85)$

Caudal que suministra la bomba de engranes $\left(\frac{m^3}{h}\right)$:

$$\boxed{\boldsymbol{V_b = (47)(n_{b2})\left({d_e}^2 - {d_i}^2\right).c.n}}$$

$n_{b2} = Coeficiente\ volumétrico\ de\ suministro$

$d_e = Diámetro\ externo\ \ (m)$

$d_i = Diámetro\ interno\ \ (m)$

$c = Longitud\ del\ diente\ (m)$

$n = Frecuencia\ de\ rotación\ del\ cigueñal\ \ (rpm)$

Diámetro externo:

$$\boxed{\boldsymbol{d_e = d + (2.a)}}$$

$d = Diámetro\ del\ circulo\ primitivo$

$a = Longitud\ del\ addendum$

Diámetro interno:

$$\boxed{\boldsymbol{d_i = d - (2.b)}}$$

$b = Longitud\ del\ dedendum$

Jóvaj & Máslov, (1973, p. 512-515) exponen los modelos matemáticos para resolver ejercicios aplicados al sistema de lubricación de los automóviles.

EJERCICIOS RESUELTOS*:*

1. Determinar el coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete de biela, si se sabe que la holgura mínima y el espesor crítico de la película de aceite entre el cojinete y el eje son 6μm y 3,1μm respectivamente. Además hallar el coeficiente adimensional de carga si es un motor de combustión interna de 8 cilindros y de 4 tiempos con N_i = 180,96 kW, P_{mi} = 9,6 x 10^5 Pa, el diámetro del cilindro D = 0,1 m; y el recorrido del émbolo S = 0,09m, la presión máxima en el muñón de biela k_{max} = 12 MPa, la holgura relativa ψ = 0,01 mm; la viscosidad del aceite μ = 0,18 kPa.s

<u>Datos:</u>

H=?

h_{min} = 6 μm

h_{cri} = 3,1 μm

Φ = ?	D = 0,1 m
i = 8	S = 0,09 m
τ = 4	k_{max} = 12 MPa
N_i = 180,96 kW	ψ = 0,01mm
P_{mi} = 9,6 x 10^5 Pa	μ = 0,18 kPa.s

<u>**Solución:**</u>

a) Coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete

$$H = \frac{h_{min}}{h_{cri}}$$

$$H = \frac{6\ \mu m}{3,1\ \mu m} = 1,93$$

b) Coeficiente adimensional de carga del cojinete, Φ = ?

$$V_h = \frac{\pi . D^2 . S}{4}$$

$$V_h = \frac{\pi . (0{,}1)^2 (0{,}09)}{4}$$

$$V_h = 70{,}69 \ x \ 10^{-5} \ m^3$$

$$N_i = \frac{2 . P_{mi} . V_h . n . i}{10^3 . \tau}$$

$$n = \frac{10^3 . \tau . N_i}{2 . P_{mi} . V_h . i}$$

$$n = \frac{(4000)(180{,}96 \ kW) . 10^3}{2(9{,}6 \ x \ 10^5 \ Pa)(70{,}96 \ x \ 10^{-5} \ m^3)(8)}$$

n = 66,6 rps

$$\Phi = \frac{\Psi^2 . (k_{máx})}{\mu . n}$$

$$\Phi = \frac{(12 \ x \ 10^6 \ Pa)(0{,}01)^2}{(180 \ Pa . s)(66{,}6 \ rps)}$$

$$\Phi = 0{,}1$$

2. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos en el momento de la combustión el pistón se desplaza con una velocidad media de 12 $\frac{m}{s}$, el recorrido del émbolo es S = 0,08 m, el diámetro del muñón del árbol del cigüeñal es 5,5 cm, el número de cojinetes en total es i_c = 14 (Tomar en cuenta la constante c = 0,012). Determinar:

a) El caudal de aceite que ingresa a los cojinetes en $\frac{m^3}{h}$.

b) El caudal de la bomba de aceite.

c) El caudal teórico de suministro de la bomba de aceite. Si η_{b1} = 0,85

<u>Datos:</u>

$\tau = 4$

$C_m = 12\ \frac{m}{s}$

$s = 0{,}008\ m$

$i_c = 14$

<u>Solución:</u>

a) Caudal del aceite que ingresa a los cojinetes.

$$C_m = 12\ \frac{m}{s}$$

$$n = 4500 \text{ rpm}$$

$$V_C = C.n.d.i_c$$

$$V_C = (0{,}012)\ (4500\ \frac{1}{\min})\ (0{,}055)^2\ (14).\ \frac{60 \min}{1h}$$

$$V_C = 137{,}219\ \frac{m^3}{h}$$

b) Caudal de la bomba de aceite

$$V_h = (1{,}7)V_c$$

$$V_h = (1{,}7)(1237{,}219)$$

$$V_h = 233{,}264\ \frac{m^3}{h}$$

c) Caudal teórico de suministro de la bomba de aceite

$$V_t = \frac{V_b}{n_{b1}} = \frac{233{,}264}{0{,}85}$$

$$V_t = 274{,}428\ \frac{m^3}{h}$$

EJERCICIOS PROPUESTOS*:*

3. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos, 6 cilindros para su lubricación posee una bomba de engranajes con un coeficiente volumétrico de suministro η_{b2} = 0,85 y la frecuencia de rotación del eje del cigüeñal ω = 230 $\frac{rad}{s}$. La longitud del diente es 10,2mm; el diámetro del círculo primitivo es 36 mm y los valores del addendum= 2,16mm y dedendum= 2,64 mm. Calcular el caudal que suministra la bomba de engranajes.

Solución:

$$Vd = 36{,}62\ \frac{m^3}{h}$$

4. La combustión producida en un motor de 6 cilindros y de cuatro tiempos, con una holgura radial de δ = 16,25 μm con una excentricidad relativa de x = 0,6. Determinar:

a) El espesor mínimo de la película de aceite entre cojinete y eje.

b) El estado térmico del cojinete si las temperaturas del aceite a la entrada y salida del mismo son t_{ae} = 85°C y t_{as} = 100°C respectivamente.

Solución:

h_{min} = 6,5 μm ; t_{ma} = 92,5 °C

5. En un motor de cuatro tiempos y 8 cilindros, la relación de presiones máximas y medias convencionales sobre el muñón de biela es $\frac{K_{max}}{K_{mc}}$ =1.77.

El motor entrega una potencia efectiva N_e = 150,49 kW, el diámetro del cilindro es D = 0,13 m; la relación $\frac{S}{D}$ = 1,08; el coeficiente adimensional de carga del cojinete es Φ = 2,8, la viscosidad del aceite entre el cojinete y el muñón μ= 0,17 kPa.s. Determinar las revoluciones del cigüeñal en y la holgura relativa si K_m = 8,5 MPa y P_e = 7,14 x 10^5 Pa

Solución:

n = 28,29 r p s ; ψ = 0,031

6. En los $\frac{3}{4}$ de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de 1,0 cm de diámetro con una velocidad de 5 $\frac{m}{s}$. Hallar el flujo de aceite Q.

Solución:

Q = $3{,}927\ x\ 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$

7. Se tiene un motor a gasolina en donde se desea saber cuál es la relación mínima y máxima de los espesores de la película de aceite y la holgura máxima, si se sabe que la excentricidad relativa es de 0,4 y una holgura radial δ = 3,4 mm además el espesor crítico es de 0,75mm.

Solución:

$h_{min} = 2{,}04\mu m$; $h_{max} = 4{,}76\mu m$ H = 2,72 ≥ 1,5

8. En un motor de combustión interna se desea saber cuál es el espesor mínimo de la película de aceite si se conoce que la presión máxima es de 33 Pa y la holgura relativa es de 30μm además el aceite posee una viscosidad relativa de μ =0,25 Pa.s y la velocidad del cigüeñal es de 170 r.p.s.

Solución:

ϕ = 698,82

9. En un motor a gasolina en el cual el aceite entra a los cojinetes a una temperatura de 89°C y sale de los mismos a 105 °C se quiere determinar el estado térmico de los cojinetes es decir la temperatura media a la que se encuentran trabajando.

Solución:

t_{ma} = 97°C

10. En los ¾ de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de 2,0 cm de diámetro con una velocidad de 7 $\frac{m}{s}$ .Calcular el flujo de aceite Q.

Solución:

Q = $2{,}199\ x\ 10^{-3}\ \frac{m^3}{s}$

11. Calcular la holgura mínima y máxima en la zona cargada del cojinete, si se sabe que la holgura radial es de δ= 2,2 mm y la excentricidad relativa de x = 0,45 mm

Solución:

h_{min} = 1,21 um ; h_{max} = 3,19 um

12. Calcular el coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete en un motor donde la holgura radial es δ =2,5 um y la excentricidad relativa es x: 0,5; tomando en cuenta que existe una holgura critica de 0,75 um

Solución:

h_{min} = 1,25 um ; H = 1,67 ≥ 1,5

13. Calcular el estado térmico del cojinete si se sabe que la temperatura de entrada del aceite es t_{ae}= 85°C y la temperatura de salida del aceite t_{as}=105°C. Además hallar la holgura mínima y máxima en la zona cargada del cojinete, si se tiene una holgura radial δ= 2,3 mm y una excentricidad relativa x: 0,65.

Solución:

h_{min} = 0,805 um ; h_{max} = 3,795 um ; t_{ma}=95°C

14. Calcular el caudal de aceite que ingresa a los cojinetes y el flujo volumétrico de la bomba de aceite de un motor que consta de 12 cojinetes con un diámetro de muñón de 120mm además se conoce que el cigüeñal rota a 3000 rpm y el coeficiente de la bomba es de 0,009.

Solución:

$V_c = 279{,}93 \frac{m^3}{h}$; $V_b = 475{,}84 \frac{m^3}{h}$.

15. En un motor de combustión interna de cuatro tiempos, 4 cilindros para su lubricación posee una bomba de engranajes con un coeficiente volumétrico de suministro η_{b2} = 0,80 y la frecuencia de rotación del eje del cigüeñal ω = 200 $\frac{rad}{s}$. La longitud del diente es 9mm, el diámetro del círculo primitivo es 30 mm y los valores del addendum =2mm y dedendum=2,50 mm. Calcular el caudal que suministra la bomba de engranajes.

Solución:

$V_d = 0{,}33\, m^3/min$

16. La combustión producida en un motor de 4 cilindros y de cuatro tiempos con ciclo Otto produce que el giro rotacional del muñón de bancada y el cojinete tenga una holgura radial de δ = 15 µm con una excentricidad relativa de x = 0,6. Determinar:

a) El espesor mínimo de la película de aceite entre el cojinete y el eje.

b) El estado térmico del cojinete si se sabe que las temperaturas del aceite a la entrada y salida del mismo son t_{ae} = 80°C y t_{as} = 100°C respectivamente.

Solución:

Q = $h_{min} = 6um$ $t_{ma} = 90$

17. En los $\frac{3}{4}$ de un motor fluye aceite por los propulsores y por medio de tuberías de 0,7 cm de diámetro con una velocidad de 6 $\frac{m}{s}$. Hallar el flujo de aceite Q.

Solución:

Q = $2{,}31\ x\ 10^{-4}\ \frac{m^3}{s}$

18. En un motor de combustión interna para saber cuál es el espesor mínimo de la película de aceite se necesita saber la excentricidad relativa para los cojinetes, para lo cual se tiene una presión máxima de 30 Pa. Una holgura relativa ▯ de $27\mu m$, el aceite posee una viscosidad relativa de μ =0,22 Pa.s; la velocidad del cigüeñal es de 200 r. p. s.

Solución:

ϕ = 497,04

SISTEMA DE ENCENDIDO

Fórmulas:

$$\frac{N_p}{N_s} = \frac{V_p}{V_s}$$

$$\alpha = \frac{N_s}{N_p}$$

$$n = \frac{\gamma}{i}$$

Donde:

N_p = Devanado Primario

V_p = Voltaje del bobinado primario [V]

N_s = Devanado Secundario

V_s = Voltaje del bobinado secundario [V]

α = Relación de vueltas entre bobinados primario y secundario

γ = Razón de entrega de alta tensión

n = Revoluciones del Motor [rpm]

l = largo del cable [cm]

i = cilindros del motor

$$\boxed{P = V.I}$$

$$\boxed{C = I.t}$$

$$\boxed{V = I.R}$$

$$\boxed{R = R_c.l}$$

Donde:

P = Potencia Eléctrica [W]

t = Tiempo [h]

I = Intensidad de corriente [A]

V = Voltaje [V]

R = Resistencia [Ω]

R_c= Resistencia del cable [Ω/cm]

C = Capacidad [A.h]

$$\boxed{S = \frac{\pi.D^2}{4}}$$

S = Superficie del núcleo [cm]

D= Diámetro del núcleo [cm]

$$\boxed{H = \frac{1,25\,.\,I\,.\,N}{l}}$$

H = Intensidad de campo creada por el primario [G]

I = Intensidad de corriente [A]

N= Número de espiras

l = Longitud del bobinado [cm]

$$\boxed{\emptyset = H\,.\,S\,.\,\mu}$$

Ø = Flujo magnético [Mx]

μ = Coeficiente de permeabilidad

$$\boxed{E = \frac{\emptyset\,.\,N}{t\,.\,10^{8}}}$$

E (f.e.m) = Tensión de corriente inducida [V]

t = Tiempo [s]

$$\boxed{\alpha_c = Dwell\,.\,90°}$$

α_c = Ángulo de cierre de la leva del ruptor [°]

Dwell = Ángulo Dwell

$$\boxed{\alpha = \frac{360°}{i}}$$

$$\boxed{\alpha_a = 90° - \alpha_c}$$

α_a = Ángulo de apertura de la leva del ruptor [°]

$$\boxed{V_b = R_b \, . I_b}$$

R_b = Resistencia del bobinado [Ω]

V_b = Voltaje del bobinado [V]

I_b = Intensidad del bobinado [A]

$$\boxed{t_v = \frac{2\,.\,60}{n}}$$

t_v = Tiempo invertido por la leva del ruptor [s]

$$\boxed{W = V\,.\,C}$$

W = Energía eléctrica acumulada [Wh]

$$\boxed{f = \frac{n.\,i}{120}}$$

f = Número de impulsos de encendido del motor [1/seg]

(Pérez & Martín, 2000).Sistema de Encendido: Pg. 310-314, *Tecnología de la Electricidad del automóvil*

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. En la bobina de encendido se cuentan 300 vueltas en el bobinado primario y se sabe que la relación con el bobinado secundario es 1:80. En los cables de bujía se mide una tensión de 20000V y se sabe que la bobina está entregando alta tensión a razón de 10000 veces por minuto.

Determine:

a) ¿A qué revoluciones está girando el motor?

b) El voltaje en el devanado primario

c) La corriente que circula por el cable bobina-distribuidor si este presenta una resistencia de 6 kΩ/m. (El cable mide 50cm). Calcule para un motor de 4 cilindros

Datos:

$i = 4$

$Np = 300$

$\alpha = 80$

$Vs = 20000$

$R = 6\ k\Omega/m$

$\gamma = 10000$

Solución:

$$\alpha = \frac{Ns}{Np}$$

$$80 = \frac{Ns}{300}$$

$$Ns = 24000\ vueltas$$

$$n = \frac{\gamma}{i}$$

$$n = \frac{10000}{4}$$

$$n = 2500\, rpm$$

$$\frac{Np}{Ns} = \frac{Vp}{Vs}$$

$$\frac{Vs}{20000} = \frac{300}{24000}$$

$$Vs = 250\, V$$

$$Vs = Is.R$$

$$R = 6\frac{k\Omega}{m}.(0{,}5m)$$

$$R = 3000\, \Omega$$

$$Vs = Is.R$$

$$20000\, V = Is.3000\Omega$$

$$Is = 6{,}67A$$

2. Calcular la tensión (f.e.m) que generara una bobina de encendido cuyo primario es de 4A, el secundario tienen 20000 espiras, el tiempo de apertura de los contactos del ruptor 0,0018 seg, el núcleo de la bobina tiene un diámetro de 25 mm y es de ferrita con un coeficiente de permeabilidad μ=80.

<u>Datos:</u>

$D = 25\, mm\ = 2{,}5\, cm$

$I = \ 4\ A$

$N = 800$

$\mu = 80$

$t = 0{,}0018\ s$

$l = 15\ cm$

Solución:

$Superficie\ del\ núcleo$:

$$S = \frac{\pi . D^2}{4}$$

$$S = \frac{(3{,}1416)(2{,}5)^2}{4}$$

$$S = 4{,}9\ cm^2$$

$Intensidad\ de\ campo\ creada\ por\ el\ primario$:

$$H = \frac{1{,}25. I. N}{l}$$

$$H = \frac{(1{,}25)(4)(800)}{15}$$

$$H = 266{,}66\ G$$

$Flujo\ magnético\ creado\ por\ el\ primario$:

$$\emptyset = H. S. \mu$$

$$\emptyset = (266{,}66)(4{,}9)(80)$$

$$\emptyset = 104533{,}34\ \ Mx$$

$Tensión\ de\ la\ corriente\ inducido\ en\ el\ secundario$:

$$E = \frac{\emptyset . Nt}{t . 10^8}$$

$$E = \frac{(104533{,}34\ )(20000)}{(0{,}0018)10^8}$$

$$E = 11610\ V$$

EJERCICIOS PROPUESTOS:

3. En un sistema de encendido convencional se utiliza una bobina cuyo devanado primario consta de 250 vueltas con alambre grueso y aislado entre sí. Se mide que el voltaje en el devanado primario es de 105 V y que en el voltaje enviado a las bujías es de 15000 V. Determinar:

a) Encuentre el número de vueltas del devanado secundario.

b) La relación de vueltas entre el bobinado primario y secundario.

Solución:

$Ns = \ 35714\, vueltas, \ \ \alpha = 1431$

4. Calcular la corriente necesaria para el arranque de un motor y la capacidad de las baterías si se usan 2 baterías de 12 V en serie. La potencia requerida para el arranque es de 15000 W, así como el tiempo necesario para el arranque es de 10 seg.

Solución:

$I = 625\, A; \quad C = 1{,}74\, Ah$

5. Hallar el número de vueltas dadas en el bobinado secundario de la bobina de encendido necesaria para elevar el voltaje de 300 V a 24000 V. Se sabe que el bobinado primario posee 175 vueltas. Hallar también la corriente que circula por los cables de alta tensión si la batería tiene una capacidad de 50 Ah.

Solución:

$Ns = 14000\, vueltas; \quad Is = 0{,}625\, Ah$

6. ¿Cuál es la capacidad de una batería y la corriente necesaria para el arranque de un motor, si se requiere una potencia de 8000 W, usando 12 V, en un tiempo de arranque de 7 seg.

Solución:

$C = 1{,}29\ Ah; \quad I = 666{,}67\ A$

7. Calcular el ángulo de cierre y el ángulo de apertura de la leva de ruptor del sistema de encendido de un motor de 12 cilindros en V, de 4 tiempos; si el Dwell es 65%. La potencia máxima del motor se obtiene a 5250 rpm. Además encuentre el tiempo invertido por la leva del ruptor en dar una vuelta.

Solución:

$\alpha_c = \ 58{,}5\,°; \quad a_a = 31{,}5°; \quad t_r = 0{,}02285$

8. Calcular la intensidad de campo y el flujo magnético que generara una bobina formada por 250 espira que tiene una longitud de 12 cm, cuyo núcleo de ferrita tiene un diámetro de 2,5 cm y un coeficiente de permeabilidad de $\mu = 80$, si por el hilo de la bobina circula una corriente de 5A. Además se requiere conocer la tensión que generara la bobina si el tiempo de apertura de los contactos del ruptor es 0,002 seg.

Solución:

$H = 130{,}208\ G; \quad Ø = 51041{,}67\ Mx; \quad E = 6380{,}21\ V$

9. En un vehículo de competencia se sabe que la resistencia del bobinado es de 16 Ω. Calcular:

   a) La tensión máxima en ese bobinado si la intensidad máxima admisible no pasa a 0,75 A.
   b) El ángulo de cierre y el ángulo de apertura de la leva del ruptor del sistema de encendido del motor que tiene 8 cilindros en V y 4 tiempos, el Dwell es 70%. El tiempo invertido por la leva del ruptor en dar una vuelta si la potencia máxima se obtiene a 5200 rpm.

Solución:

$V_b = 12\,V;\quad \alpha_c = 63°;\quad \alpha_a = 27°;\quad t_r = 0{,}02285\,min$

10. El fabricante de un vehículo afirma que la capacidad de la batería de dicho automotor es 55 Ah. Se desea saber:

a) ¿Cuántas horas puede estar conectada la radio (7V, 6A) hasta que se descargue la batería?

b) ¿Cuánta energía eléctrica hay acumulada en la batería cargada completamente?

c) ¿Qué tensión necesita el filamento de una bujía NGK con una resistencia de 30Ω para que la intensidad de la corriente del filamento es 0,5 A?

Solución:

$t = 9{,}16\,h;\quad W = 385\,Wh;\quad V_b = 15V$

11. La capacidad de la batería de un vehículo es de 60 Ah, la corriente que circula por el bobinado primario es de 6A, el voltaje de la batería es de 12V y el número de espiras del bobinado primario es 30, se sabe también que el número de espiras del bobinado secundario de 30000. Determinar:

a) El tiempo que se demora la batería en descargarse completamente si el vehículo se encuentra en contacto asumiendo que solo el bobinado primario consume corriente.

b) La energía eléctrica acumulada en la batería.

c) El voltaje de salida de la bobina.

Solución:

$t = 10h;\quad W = 720\,Wh;\quad V_s = 12000\,V$

12. En un motor de combustión interna, se desea saber el tiempo que se demora en descargarse una batería de 12V con 924 Wh de energía acumulada, se sabe que el bobinado primario utiliza 6A y el secundario 1,5 A de la bobina.

Solución:

$t = 38{,}47\ h$

13. El motor de un turismo tiene el volumen de trabajo de un cilindro de 2,22 x $10^{-3}\ m^3$, un diámetro del cilindro de 0,133 m y una velocidad media del émbolo de 9,6 $m/s.$ Sus bujías utilizan 12 V en el sistema de encendido y ofrecen una resistencia al salto de chispa de 0,05 Ω; el ángulo de cierre es de 54°. Determinar:

a. La corriente utilizada por la bujía
b. La potencia utilizada por la bujía
c. El tiempo que está cerrado el platino

Solución:

$I = 240\ A; \quad P = 2880\ W; \quad t_v = 0{,}01\ seg$

14. Un motor de combustión interna de un vehículo de cuatro tiempos y cuatro cilindros tiene una velocidad angular de rotación del eje del cigüeñal de 150 $rad/seg.$ Se sabe también que el tiempo de cierre es de 0,015 seg. Determinar:

a. Ángulo de cierre en grados
b. Número de impulsos de encendido del motor

Solución:

$\alpha_c = 64{,}4° \quad ; \quad f = 48\ [1/seg]$

15. La batería de un vehículo a gasolina tiene una capacidad de acumulación de energía eléctrica de 324 Wh cargada al 100% y 12 V, se sabe también que el vehículo posee un motor de 6 cilindros, el número de impulsos de encendido del motor es de 120 $[1/seg]$ y el ángulo de cierre del ruptor en grados es 55°. Determinar:

a. Tiempo de cierre
b. Capacidad de la batería

Solución:

$t_v = 7{,}63\ x\ 10^{-3}\ seg \quad ; \quad C = 27\ Ah$

16. Calcular el flujo magnético que genera una bobina formada por 250 espiras que tienen una longitud de 10 cm, cuyo núcleo de ferrita tiene diámetro de 3 cm. Considérese un $\mu = 60$ y que por cada hilo circula una corriente de 7 A.

Solución:

$\emptyset = 92775\ Mx$

18. Una bobina elevadora de 12 a 19000 V y 60 Hz, tiene un núcleo de hierro que mide 75 mm x 25 mm. Se va a usar una densidad máxima de flujo de 3200 líneas / pulg^2 $(0{,}0496\ \ Wh/m^2)$. Calcule lo siguiente si existe una pérdida de área de 9% debido al factor de ampliamiento de los laminados. Determinar:

a. Vueltas del primario requeridas
b. Vueltas por voltaje
c. Vueltas del secundario requeridas

d. Factor de transformación

Solución:

$N_p = 842335\ vueltas; \quad Vueltas\ por\ volt = 44{,}3\frac{e}{V}$

$N_s = 532\ vueltas; \quad \alpha = 6{,}3\ x\ 10^{-4}$

SISTEMA DE INYECCIÓN ELECTRÓNICA

DIÉSEL – GASOLINA

Presión de inyección y pulverización

$$\boxed{\boldsymbol{P_{iny} = P'p - P}}$$

$P_{iny} = presión\ de\ inyección\ o\ pulverización\ (bar)$

$P'p = presión\ en\ el\ pulverizador\ (bar)$

$P\ = presión\ del\ gas\ en\ el\ cilindro (bar)$

Variación del caudal volumétrico o másico del combustible

$$\boxed{\boldsymbol{Qp = \frac{d \cdot V_{iny}}{d\tau} = f(\tau)}}$$

$Qp = Variación\ caudal\ volumétrico\ o\ másico\ combustible$

$d \cdot V_{iny} = Volumen\ de\ combustible\ al\ inicio\ de\ inyección$

$\frac{d \cdot V_{iny}}{d\tau} = Velocidad\ volumétrica\ de\ combustible$

Cantidad de combustible que sale del inyector por tiempo

$$\boxed{\mathbf{Q}_p = \mathbf{f}_{\mathrm{s.e}}\sqrt{\frac{2}{\rho_c}\left(\mathbf{p}_p - \mathbf{p}_{\mathrm{cil}}\right)}}$$

$f_{s.e} = Sección\ de\ estrangulación\ en\ el\ inyector.$

ρ_c = Densidad del combustible

Sección de estrangulación en el inyector

$$\boxed{\mathbf{f}_{s.e} = \frac{\mathbf{b} \cdot \boldsymbol{i} \cdot \boldsymbol{n}}{\boldsymbol{a} \cdot \boldsymbol{\gamma} \cdot \boldsymbol{\alpha} \cdot \sqrt{5200\boldsymbol{P}_{iny}}}}$$

$b = Caudal\ por\ émbolada\ a\ plena\ carga \left(\frac{mm^3}{emb}\right)$

$i = Número\ de\ cilindros$

$n = Revoluciones\ del\ motor\ (rpm)$

$a = Constante\ cuatro\ tiempos = 2;\ \ dos\ tiempos = 1$

$\gamma = inyección\ en\ grados\ del\ cigueñal\ (15° - 18°)$

$\alpha = Coeficiente\ para\ inyectores\ de\ orificios\ (0{,}65)$

P_{iny} = presión de inyección

Cantidad másica de combustible suministrada por cada inyector

$$\boxed{\mathbf{G}_{cc} = \boldsymbol{\rho}_c \cdot \mathbf{V}_{SC}}$$

$V_{SC} = Suministro\ cíclico\ de\ combustible.$

Tiempo en que las perturbaciones del combustible se propagan por los conductos

$$\boxed{\Delta\tau_r = \frac{L}{a}}$$

$L = Distancia\ entre\ el\ racor\ y\ el\ cuerpo\ del\ inyector$ (m)

$a = Velocidad\ de\ perturbación\ para\ M.C.I\ (1200 - 1400)\frac{m}{seg}$

Cantidad de aire destinada a tomar parte en la combustión

$$\boxed{Q_a = Vh \cdot \alpha_1}$$

$\alpha_1 = Coeficiente\ de\ exceso\ de\ aire\ en\ el\ motor.$

Inyección por minutos

$$\boxed{\frac{l}{m} = n \cdot 2}$$

$\frac{l}{m} = Inyección\ por\ minuto$

Peso de aire

$$\boxed{\omega_a = Q_a \cdot 1,29}$$

$\omega_a = peso\ del\ aire\ dentro\ del\ cilindro(g)$

$1\ lt\ de\ aire = 1{,}29g$

Peso de combustible

$$\boxed{\boldsymbol{\omega_c = \frac{\omega_a}{\varepsilon}}}$$

$\omega_c = Peso\ de\ combustible(g)$

Revoluciones por minuto del cigüeñal

$$\boxed{\boldsymbol{n = \frac{c_m}{2.s}}}$$

$c_m = Velocidad\ media\ del\ pistón$

$s = Carrera\ del\ pistón$

El libro Tecnología de la Electricidad del automóvil presenta los modelos matemáticos para trabajar con ejercicios aplicados a la inyección electrónica de motores de combustión interna. (Pérez & Martín, 2000, p. 420-424).

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. Un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos con un diámetro del cilindro $D = 0{,}11\ m$, el recorrido del émbolo $s = 0{,}14\ m$, el sistema de inyección electrónica cuenta con inyectores de orificios, con una presión de pulverización $P´p = 250\ bar$, la presión de gas en el cilindro $P = 180\ bar$, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 15°$, el caudal a plena carga $b = 30{,}08\ mm^3$, la velocidad media del émbolo $C_m = 8{,}4\ m/s$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Datos

$D = 0{,}11\ m$ $\qquad$ $P = 180\ bar$

$s = 0{,}14\ m$ $\qquad$ $\gamma = 15°$

$P´p = 250\ bar$ $\qquad$ $\mathrm{b} = 30{,}08\ mm^3$

$C_m = 8{,}4\ \ m/s$ $\qquad$ $i = 4$

Solución:

$$Vh = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

$$Vh = \frac{\pi \cdot (0{,}11)^2}{4} \cdot 0{,}14$$

$$Vh = 1{,}33x10^{-3}\ m^3$$

Calculamos la presión de inyección

$$P_{iny} = P´p - P$$

$$P_{iny} = 250 - 180$$

$$P_{iny} = 70\ bar$$

Cálculo del número de revoluciones

$$n = \frac{c_m}{2 \cdot s}$$

$$n = \frac{8{,}4}{2 \cdot 0{,}14}$$

$$n = 30\ \ rps = 1800\ rpm$$

La sección de estrangulación mínima

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{\mathrm{b} \cdot i \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{5200 P_{iny}}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{30{,}08 \cdot 4 \cdot 1800}{2 \cdot 15 \cdot 0{,}65 \cdot \sqrt{5200 \cdot 70}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{216576}{19{,}5 \cdot \sqrt{5200 \cdot 70}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{216576}{11764{,}82}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = 18{,}4\, mm^2$$

2. En un motor de inyección electrónica a gasolina que tiene 6 cilindros, cuatro tiempos con un diámetro de cilindro de 0,18 m y el recorrido del émbolo 0,16 m. El sistema de inyección tiene las siguientes características $\alpha = 0{,}65$, presión de pulverización $P´p = 250\ bar$, la presión del gas en el cilindro $P = 178\ bar$, la duración de la inyección a plena carga en gados del cigüeñal $\gamma = 18°$, la velocidad media del émbolo es 8m/s y el caudal a plena carga $\mathrm{b} = 31\ mm^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

<u>Datos</u>

$D = 0{,}18\ m$	$P = 178\ bar$
$s = 0{,}16\ m$	$\gamma = 18°$
$P´p = 250\ bar$	$\mathrm{b} = 31\ mm^3$
$C_m = 8\ m/s$	$i = 6$

<u>Solución:</u>

$$Vh = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s$$

$$Vh = \frac{\pi \cdot 0{,}18^2}{4} \cdot 0{,}16$$

$$Vh = 4{,}07x10^{-3}\ m^3$$

Cálculo presión de inyección

$$P_{iny} = P'p - P$$

$$P_{iny} = 260 - 178$$

$$P_{iny} = 82\ bar$$

Cálculo número de revoluciones

$$n = \frac{c_m}{2 \cdot s}$$

$$n = \frac{8}{2 \cdot 0{,}16}$$

$$n = 25\ rps = 1500\ rpm$$

La sección de estrangulación mínima

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{\mathrm{b} \cdot i \cdot n}{a \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot \sqrt{5200 P_{iny}}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{31 \cdot 6 \cdot 1500}{2 \cdot 18 \cdot 0{,}65 \cdot \sqrt{5200 \cdot 82}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{279000}{23{,}4 \cdot \sqrt{5200 \cdot 82}}$$

$$\mathrm{f}_{s.e} = \frac{279000}{15280{,}03} \rightarrow \mathrm{f}_{s.e} = 18{,}25\ mm^2$$

EJERCICIOS PROPUESTOS:

3. Un motor de inyección electrónica a gasolina tiene 6 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,18 m, con recorrido del émbolo de 0,16 m, $\alpha = 0{,}65$ la presión de pulverización $P\acute{}p = 230\ bar$, la presión del gas en el cilindro $160\ bar$, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 15°$, la velocidad media del émbolo 7,6 m/s y el caudal a plena carga $\text{b} = 32\ \text{mm}^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Solución:

$P_{iny} = 70\ bar$; $\text{f}_{s.e} = 23{,}2\ mm^2$

4. Si tenemos un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros con un diámetro del cilindro 0,15 m, carrera de 0,2 m, la inyección electrónica tiene una presión en el pulverizador de 380 bar, una presión del gas 200 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 25°$, un $\alpha = 0{,}9$; un caudal a plena carga $\text{b} = 28\ mm^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínimo del inyector, si el pistón tiene una velocidad media de 10 m/s.

Solución:

$P_{iny} = 180\ bar$; $\text{f}_{s.e} = 3{,}85\ mm^2$

5. Se tiene un motor de gasolina que trabaja a un número de revoluciones de 2900 rpm, adopta una cilindrada de 0,27 m^3, con un exceso de aire $\alpha_1 = 0{,}61$, la presión en el pulverizador es de 300 bar, una presión del gas en el cilindro de 190 bar y su relación de compresión es 15.

Calcular la presión de inyección, la cantidad de aire de la combustión, el peso del aire y el peso del combustible en cada inyección.

Solución:

$P_{iny} = 110\ bar$; $Q_a = 0{,}164$ lt ; $\omega_a = 0{,}212$ g $\omega_c = 0{,}014$ g

6. Un motor de seis cilindros y cuatro tiempos con inyección electrónica tiene un diámetro del cilindro 0,19 m, una carrera de 0,16 m, $\alpha = 0{,}73$ la presión en el pulverizador es de 290 bar, la presión del gas en el cilindro 235 bar, la duración de la inyección $\gamma = 20°$ en grados del cigüeñal, un caudal de 30 mm^3, y con un número de revoluciones por minuto de 2100. Calcular la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector y la cilindrada del motor.

Solución:

$P_{iny} = 55\ bar$ $f_{s.e} = 23{,}2\ mm^2$ $Vh = 4{,}53x10^{-3}\ m^3$

7. Calcular la potencia y la presión de inyección en el cilindro de un motor de inyección Diésel de cuatro cilindros, cuatro tiempos que trabaja a un número de revoluciones de 2900 rpm, el consumo es de 25 $g/Kw \cdot h$, una presión en el estrangulador de 300 bar, la presión de inyección del combustible 100bar, densidad del combustible 0,75 g/cm^3, cantidad inyectada de combustible es de 50 mm^3.

Solución:

$P_e = 522\ Kw$; $P = 200\ bar$

8. Un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos tiene un volumen de trabajo de 0,374 m^3, el coeficiente de exceso de aire $\alpha_1 = 0{,}421$, la distancia entre el racor y el cuerpo del inyector es 0,3m la velocidad de las perturbaciones del combustible que se propagan en los conductos es de $1200\ m/s$, la presión en el pulverizador es 400 bar, la presión del gas en el cilindro 200 bar y una relación de compresión de 17,8. Calcular la presión de inyección, la cantidad de aire destinada a tomar parte en la combustión, el peso del aire y el peso del combustible.

Solución:

$P_{iny} = 200\ bar$; $Q_{\mathrm{a}} = 157$ lt ; $\omega_{\mathrm{a}} = 202{,}53\ gr$; $\omega_{\mathrm{c}} = 11{,}38\ g$

9. Calcular la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector de un motor de cuatro cilindro y cuatro tiempos tomando en cuenta los siguientes datos, la velocidad media del émbolo 8,4 m/s, un diámetro del cilindro de 0,22 m, el recorrido del émbolo 0,14 m, la inyección de combustible adopta para $\alpha = 0{,}65$, la presión en el pulverizador es 270 bar, la presión del gas en el cilindro 188 bar, una duración de la inyección $\gamma = 18°$ en grados del cigüeñal y el caudal a plena carga es $\mathrm{b} = 30{,}08\ mm^3$.

Solución:

$P_{iny} = 82\ bar$; $\mathrm{f}_{s.e} = 14{,}17\ mm^2$

10. Un motor a inyección de cuatro cilindros y de cuatro tiempos con una carrera de 0,14 m, el diámetro del cilindro es 0,11 m, la inyección de combustible toma para $\alpha = 0{,}65$, existe una presión en el pulverizador de 250 bar, la presión de gas en el cilindro 180 bar, una duración de la inyección $\gamma = 15°$ en grados del cigüeñal, el caudal a plena carga es $\mathrm{b} = 30{,}08\ mm^3$. Calcular

la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector tomando en cuenta la velocidad media del embolo de 8,4 m/s.

Solución:

$P_{iny} = 70\ bar$; $f_{s.e} = 18{,}4\ mm^2$

11. Un motor Diésel de cuatro tiempos y cuatro cilindros a 2500 rpm desarrolla una potencia de 45 kW para cada ciclo de trabajo se inyecta 48 mm^3 con una presión de inyección de 100 bar, la presión en el pulverizador es 300 bar, el combustible tiene una densidad de 0,85 g/cm^3, con un suministro cíclico de combustible de 50 mm^3. Calcular el consumo de combustible específico, la presión de inyección y la cantidad másica de combustible suministrada por cada inyector.

Solución:

$b = 272\ g/kW \cdot h$; $P_{iny} = 100\ bar$; $G_{cc} = 42{,}5\ mm^3$

12. En un motor de cuatro cilindros y cuatro tiempos con un diámetro del cilindro 0,22 m, el recorrido del émbolo 0,14 m, la inyección electrónica toma un coeficiente igual a 0,65; existe una presión en el pulverizador de 300 bar, la presión del gas en el cilindro 180 bar, la duración de la inyección en grados del cigüeñal $\gamma = 18°$, el caudal a plena carga $b = 30\ mm^3$ y la velocidad media del émbolo es 9,2 m/s. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Solución:

$P_{iny} = 120\ bar$; $f_{s.e} = 10{,}39\ mm^2$

13. Un motor Diésel de cuatro tiempos y seis cilindros desarrolla a 2000 rpm una potencia de 120 kW, se ha medido un consumo específico de 260 $g/Kw \cdot h$, la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 18°$, $\alpha_1 = \alpha = 0{,}65$, la cantidad de aire destinado a la combustión $Q_a = 0{,}158\ lt$, el peso del aire es 1,29 g, la relación de compresión es 18. Calcular la cantidad inyectada por ciclo de trabajo, la cilindrada unitaria, el peso del aire dentro del cilindro y el peso del combustible.

Solución:

$K_{IV} = 0{,}0866\ g\ ;\ Vh = 0{,}24\ lt\ ;\ \omega_a = 0{,}203\ g \qquad \omega_c = 0{,}11\ g$

14. Un motor Diésel de cuatro tiempos y seis cilindros desarrolla a 2200 rpm una potencia de 105 kW, se ha medido un consumo específico de 258 $g/Kw \cdot h$, la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 19{,}5°$, $\alpha_1 = 0{,}58$, una relación de compresión de 16, la cantidad de aire destinado para la combustión $Q_a = 0{,}168\ lt$, el peso del aire es 1,29 g. Calcule la cantidad inyectada por ciclo de trabajo, la cantidad de aire dentro del cilindro, la cilindrada unitaria, y el peso del combustible.

Solución:

$K_{IV} = 0{,}068\ g\ ;\ Vh = 0{,}068\ lt\ ;\ \omega_a = 0{,}216\ g\ \ \omega_c = 0{,}013\ g$

15. Un motor de seis cilindros y cuatro tiempos con un diámetro del cilindro de 88,9 mm, el recorrido del émbolo 79,76 mm. El coeficiente $\alpha = 0{,}65$. La presión en el pulverizador 265 bares, la presión del gas en el cilindro 178 bares, la dosificación de inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 22{,}5°$, un caudal a plena carga $b = 33{,}48\ mm^3$. Calcular la presión de

inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector tomando en cuenta la velocidad media del émbolo 12 m/s.

Solución:

$P_{iny} = 87\ bar$; $f_{s.e} = 46{,}08\ mm^2$

16. Un motor Diésel de cuatro tiempos y ocho cilindros, tiene un consumo específico de 272 $g/Kw \cdot h$, un número de revoluciones por minuto de 3500, una densidad del combustible de 0,82 g/cm^3, una cantidad inyectada de48 mm^3, el suministro cíclico de combustible es 55 mm^3 la presión de inyección 98,5 bar, la presión en el pulverizador 350 bar. Calcular la potencia del motor, la presión de los gases en el cilindro y la cantidad másica de combustible suministrada en cada inyección.

Solución:

$P_e = 121{,}55\ Kw$; $P = 251{,}5\ bar$; $G_{cc} = 45{,}1$ g

17. Un motor de inyección electrónica a gasolina tiene 4 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,15 m, con recorrido del émbolo de 0,1 m, $\alpha = 0{,}6$ la presión de pulverización $P'p = 300\ bar$, la presión del gas en el cilindro 180 bar, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 13°$, la velocidad media del émbolo 7 m/s y el caudal a plena carga $\mathrm{b} = 30\ \mathrm{mm}^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Solución:

$P_{iny} = 120\, bar$; $f_{s.e} = 20{,}45\, mm^2$

18. Un motor de seis cilindros y cuatro tiempos tiene un volumen de trabajo de $0{,}5\, m^3$, el coeficiente de exceso de aire $\alpha_1 = 0{,}5$, la distancia entre el racor y el cuerpo del inyector es 0,25m la velocidad de las perturbaciones del combustible que se propagan en los conductos es de $1100\, m/s$, la presión en el pulverizador es 350 bar, la presión del gas en el cilindro 150 bar y una relación de compresión de 11.5. Calcular la presión de inyección, la cantidad de aire destinada a tomar parte en la combustión, el peso del aire y el peso del combustible.

Solución:

$P_{iny} = 200\, bar$; $Q_{\mathrm{a}} = 250\mathrm{lt}$; $\omega_{\mathrm{a}} = 258\, gr$; $\omega_{\mathrm{c}} = 22{,}43\, g$

19. Un motor de inyección electrónica tiene 4 cilindros, 4 tiempos, un diámetro de cilindro de 0,20 m, con recorrido del émbolo de 0,18 m, $\alpha = 0{,}65$; la presión de pulverización $P'p = 210\, bar$, la presión del gas en el cilindro $150\, bar$, una duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal $\gamma = 16°$, la velocidad media del émbolo 8,2 m/s y el caudal a plena carga $\mathrm{b} = 35\, \mathrm{mm}^3$. Calcular la presión de inyección y la sección de estrangulamiento mínima del inyector.

Solución:

$P_{iny} = 50\, bar$; $f_{s.e} = 14{,}82\, mm^2$

20. Un motor de 6 cilindros y 4 tiempos con inyección electrónica tiene un diámetro del cilindro 0,22 m, una carrera de 0,19 m, $\alpha = 0{,}68$ la presión en el pulverizador es de 310 bar, la presión del gas en el cilindro 215 bar, la duración de la inyección $\gamma = 18°$ en grados del cigüeñal, un caudal de $36\, mm^3$, y con un número de revoluciones por minuto de 1780. Calcular

la presión de inyección, la sección de estrangulamiento mínima del inyector y la cilindrada del motor.

Solución:

$P_{iny} = 95\ bar$; $\mathrm{f}_{s.e} = 22{,}35\ mm^2$; $V_H = 0{,}0433\ m^3$

CANTIDAD INYECTADA DE DIÉSEL

La cantidad de combustible inyectada en el cilindro a cada ciclo de trabajo se denomina cantidad inyectada.

Motor de Cuatro tiempos:

$$\boxed{K_{IV} = \frac{b_e.N_e.2}{i.n.60} \ [g] \ por\ inyección}$$

$$\boxed{K_{IV} = \frac{b_e.N_e.2.1000}{i.n.60.\rho} \ [mm^3] \ por\ inyección}$$

$K_{II} = Cantidad\ Inyectada\ en\ motores\ de\ dos\ tiempos$

$K_{IV} = Cantidad\ Inyectada\ en\ motores\ de\ cuatro\ tiempos$

$b_e = Consumo\ Específico\ \left(\frac{g}{kW}.h\right)$

$n = revoluciones\ del\ motor\ (r.p.m)$

$\rho = Densidad\ del\ combustible\ \left(\frac{g}{cm^3}\right)$

$N_e = Potencia\ del\ motor\ (kW)$

$i = número\ de\ cilindros$

Motor de Dos tiempos:

$$\boxed{K_{II} = \frac{b_e.N_e}{i.n.60} \ [g] \ por\ inyección}$$

$$\boxed{K_{II} = \frac{b_e . N_e . 1000}{i . n . 60 . \rho} \ [mm^3] \ por\ inyección}$$

Kindler & Kynast en 1986, (p. 162), expone el análisis de consumo de combustible de los motores diésel.

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. En un motor Diesel de cuatro tiempos de un camión, se tienen los siguientes datos: P_e=170 kW, n=2500 [1/rev], relación de compresión ε=17:1, coeficiente de exceso de aire α=1,5 y λ=1,8. Basándose en los resultados de las pruebas de una serie de motores Diesel, se admite que: El calentamiento de la carga ΔT=20°, la presión al final de la admisión P_r=1,15 bar, la temperatura de los gases residuales T_r=850 °K, la presión al final de la admisión P_a=0,875 bar y el coeficiente de gases residuales γ_{res}=0,03. El motor tiene 8 cilindros cuyo diámetro D=120mm y S=105mm, P_i=9,6 bar, η_m=0,76, B=1,03x10^{-2} kg/s. Admitase que el motor esta trabajando a una temperatura ambiente de 15°C y una presion de 1 bar.

Hallamos la temperatura al final de la admisión:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{res}.T_r}{1 + \gamma_{res}}$$

$$T_a = \frac{288 + 20 + 0{,}03(850)}{1{,}03}$$

$$T_a = 323{,}79 \approx 324\,K$$

El coeficiente de llenado:

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T}.\frac{\varepsilon.P_a - P_r}{(\varepsilon - 1)P_o}$$

$$\eta_V = \frac{288}{288 + 20}.\frac{17(0{,}875) - 1{,}15}{(17 - 1)1{,}0}$$

$$\eta_V = 0{,}802$$

Temperatura al final de la compresión (n_1=1,38 cte. adiabática)

$$T_c = T_a.\varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 324(17^{0,38})$$

$$T_c = 950{,}8\ °K$$

Presión de Compresión:

$$P_c = P_a.\varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = (0{,}875)(17^{1,38})$$

$$P_c = 43{,}65\ bar$$

Presión al final de la combustión:

$$P_z = \lambda P_c$$

$$P_z = 1{,}8(43{,}65)$$

$$P_z = 78{,}57\ bar$$

Hallamos el volumen del cilindro:

$$Vh = \frac{\pi.D^2.S}{4}$$

$$Vh = \frac{\pi(1{,}2)^2(1{,}05)}{4}$$

$$Vh = 1{,}185\ lt$$

La cilindrada del motor:

$$VH = Vh.i$$

$$VH = (1{,}185)(8)$$

$$VH = 9{,}4\ lt$$

Potencia Indicada:

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m}$$

$$N_i = \frac{170}{0{,}76}$$

$$N_i = 223{,}68\ kW$$

Gasto específico de combustible:

$$b_e = \frac{B.3600}{N_e}$$

$$b_e = \frac{(1{,}03x10^{-2})3600}{170}$$

$$b_e = 0{,}218\ [\frac{kg}{kW.h}]$$

$$b_e = 218\ [\frac{g}{kW.h}]$$

Cálculo de la cantidad de combustible inyectada en el motor Diesel:

$$K_{IV} = \frac{b_e.N_e.2}{i.n.60}$$

$$K_{IV} = \frac{(218)(170)(2)}{(8)(2500)(60)}$$

$$K_{IV} = 0{,}06\ [g]$$

$$K_{IV} = \frac{b_e.N_e.2.1000}{i.n.60.\rho}$$

$$K_{IV} = \frac{(218)(170)(2)(1000)}{(8)(2500)(60)(0{,}85)}$$

$$K_{IV} = 72{,}67\ mm^3$$

2. El manual de fabricante de camiones Toyota muestra que la cantidad inyectada en un motor Diesel de cuatro tiempos de ocho cilindros es de $64mm^3$ a plena carga, con la cual desarrolla una potencia de 85kW a 30 rps. El propietario desea saber con esos valores, el consumo específico; si ρ=0,85 kg/dm^3 y la potencia indicada, si el motor tiene un rendimiento térmico de 0,84. Además la relación de compresión, el volumen de un cilindro es $1{,}3x10^{-3}\ m^3$ y el volumen total es de $13{,}85 \times 10^{-4} m^3$.

<u>Datos:</u>

i=8

K_{IV}=64 mm^3

N_e=85 kW

n=30 rps = 1800 rpm

ρ=0,85 g/cm^3

η_m= 0,84

Vh=1,3x10^{-3} m^3

Va=13,85 x 10^{-4} m

a)

$$b_e = \frac{K_{IV}(i.n.60.\rho)}{N_e.2.1000}$$

$$b_e = \frac{64(8.1800.60.0.85)}{85.2.1000}$$

$$b_e = 276\frac{g}{kWh}$$

b)

$$N_e = \eta_m.N_i$$

$$N_i = \frac{85kW}{0,84}$$

$$N_i = 101,19\ kW$$

c)

$$\varepsilon = \frac{Vh}{Vc} + 1$$

$$\frac{Va}{Vh} = \frac{13{,}8x10^{-4}}{1{,}3x10^{-3}} = 1{,}06$$

$$\varepsilon = \frac{Va}{Vc} = \frac{Vh}{Vc} + \frac{Vc}{Vc}$$

$$Va = Vh + Vc$$

$$Va - Vh = Vc$$

$$\varepsilon = \frac{Vh}{Va - Vh} + 1$$

$$\varepsilon = \frac{1}{\frac{Va}{Vh} - 1} + 1$$

$$\varepsilon = \frac{1}{1{,}06 - 1} + 1$$

$$\varepsilon = 17{,}66{:}1$$

EJERCICIOS PROPUESTOS:

3. En un motor Diesel de 8 cilindros y de cuatro tiempos, se suministra calor a presión constante una cantidad de 554,4 KJ/s, las temperaturas al inicio y al final de suministro de calor es 800 y 1900°C respectivamente. Determinar el trabajo útil realizado por este motor, además el consumo de combustible y la cantidad inyectada en mm^3 si ρ=0,83 g/cm^3, el coeficiente adiabático es 1,41, la frecuencia de rotación del cigüeñal es 225 rad/s y b_e=240 g/kw.h. (Tomar en cuenta ε =18:1)

Solución:

N_e=208,5 kW ; B=0,014 kg/s ; K_{IV}=116,9 mm^3

4. La fábrica Hino ha lanzado al mercado un camión cuyo volumen total de la cilindrada es 13,25x$10^{-4}$$m^3$ y el volumen de la cámara de combustión es $7.2x10^{-5}$$m^3$. El motor es de cuatro tiempos, utiliza gasóleo con una densidad de ρ=0,85 g/cm^3. La frecuencia de rotación del cigüeñal es de 230 rad/s y genera una potencia efectiva de 80kW.

Determinar:

a. El gasto de combustible si el poder calorífico inferior es 43800 KJ/kg.
b. El número de cilindros del motor.
c. El consumo específico, si sabemos que en [mm^3] K_{iV}=48.
d. Las dimensiones del pistón y la carrera, si la velocidad media del émbolo es 10m/s.

Solución:

B=5,97x10^{-3}kg/s ; i=8 ; b_e=0,2688 kg/kwh ; S=136,5 mm ; D=0,108m

5. Determinar la cantidad inyectada de combustible de un motor Diésel de 6 cilindros y de cuatro tiempos, si la presión media efectiva $Pe=5,4 \times 10^5$ Pa, el diámetro del cilindro $D=0,108$m, el recorrido del émbolo $S=0,12$m, velocidad media del émbolo $C_m=8,4$ m/s y el rendimiento mecánico $\eta_m=0,78$. Determine además la potencia efectiva y la potencia de las pérdidas mecánicas, si la densidad del combustible es $\rho=0,82$ g/cm^3 y el gasto de combustible es $B=1,02 \times 10^{-2}$ kg/s.

Solución:

$K_{IV}=118mm^3$; $N_e=62,3kw$; $N_m=17,57kw$

6. Un motor Diésel de 4 cilindros y de cuatro tiempos tiene $N_l= 10000$ kW/m^3 de caballos por litro de cilindrada y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42900 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo $\eta_e= 0,34$. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante, si el diámetro del cilindro $D=0,12$ m, el recorrido del émbolo $S=0,14$ m, el gasto de agua refrigerante a través del motor $G_a= 0,94$ kg/s y la diferencia de temperaturas del agua al salir del motor y al entrar en él es $\Delta t=11°C$. Además determinar la cantidad inyectada de combustible en el motor por cada ciclo si $n= 2400$ rpm.

Solución:

$q_{ref}= 23.27\%$; $K_{IV}=0,054$ g

7. Determinar el rendimiento indicado, el rendimiento mecánico, la cantidad inyectada de combustible y la potencia efectiva de un motor Diésel de 4 cilindros y cuatro tiempos, si la presión media indicada $P_i= 6,5 \times 10^5$ Pa, el poder calorífico inferior del combustible $Q_{in}^{a}=42500$

kJ/kg, la velocidad de rotación del eje del cigüeñal ω= 130 rad/s, el grado de compresión de 14, el volumen de la cámara V_C=2,5 x 10^{-4} m^3, el gasto de combustible B=5x 10^{-3} kg/s y el rendimiento efectivo η_e=0,4.

Solución:

η_i=0,411 ; η_m= 0,972 ; K_{IV}=0.12 g ; N_e=85 kW

8. En un motor de combustión con una variación de temperatura de 25°C y una temperatura de admisión de 370 K y un coeficiente de llenado de 0,8, una presión de admisión de 0,9 kgf/cm^2 , una constante R=287 J/kg, el grado de coeficiente de gases residuales 3%, presión ambiental de 1 bar, temperatura de gases quemados de 1100 K; se desea calcular la relación de compresión, además de la frecuencia de rotación del eje cigüeñal y el gasto específico de combustible para el motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros si tiene una potencia de 100 kW, presión efectiva de 5 x 10^5 Pa, volumen de la cámara de 2,5 x 10^{-4} m^3 y un gasto de combustible de 6,5 x 10^{-3} kg/s.

Solución:

ε=15,3 ; n= 27,97 rps ; b_e= 0,234 kg/kWh

9. Un constructor de motores desea saber ¿cuál es la cantidad de combustible diésel que se puede inyectar en mm^3 y en gramos? De un motor de 6 cilindros y de cuatro tiempos si la presión media efectiva P_e=7,2 x 10^5 Pa, el volumen total del cilindro V_a=7,9 x 10^{-4} m^3, el volumen de la cámara de combustión Vc= 6,9 x 10^{-5} m^3, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal n=37 rps y el gasto de combustible B=3,8 x 10^{-3} kg/s, su consumo específico es b_e=230 g/kW.h, ρ=0,84 g/cm^3.

Solución:

K_{IV}=39,48 mm^3 ; K_{IV}=0,033 g

10. Un motor Diésel de 4 cilindros y de 4 tiempos tiene N_l= 10000 kW/m^3 de caballos por litro de cilindrada y funciona a base de un combustible cuyo poder calorífico inferior es de 42900 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo η_e= 0,34. Determinar en porcentaje las pérdidas de calor arrastrado por el agua refrigerante, si el diámetro del cilindro D=0,12m, el recorrido del émbolo S=0,14 m, el gasto de agua refrigerante a través del motor G_a=0,94 kg/s, la diferencia de temperatura del agua al salir del motor y entrar en él es Δt=11°C.

Solución:

q_{ref} = 23,26%

11. Se desea saber cuál es la cantidad de combustible inyectada en gramos, la velocidad de la biela y los componentes del balance térmico en kJ/s de un motor Diésel de 8 cilindros y de 4 tiempos si la presión media efectiva P_e= 7,14x10^5 Pa, el diámetro del cilindro D=0,13m, S=0,14 m, la velocidad de rotación del eje cigüeñal ω=178 rad/s, el poder calorífico inferior del combustible Q_{in}^{a}=42400 kJ/kg, siendo el rendimiento efectivo η_e= 0,35, las pérdidas de calor evacuado por el agua refrigerante es del 26%, las pérdidas de calor arrastrado por los gases de escape es del 30% y las pérdidas de calor a consecuencia de la combustión incompleta es del 5%.

Solución:

K_{IV}=0,089 g ; C_m=7,9 m/s

12. La cantidad de combustible inyectado en un motor Diésel de 4 cilindros y de 4 tiempos es 0,07 g cuando el cigüeñal gira a 250 rad/s desarrollando una potencia efectiva de 135 kW. Se conoce que el volumen del cilindro es 800 cc y se usa un combustible cuyo poder calorífico

inferior es de 42200 kJ/kg. ¿Cuál es la cantidad de calor introducido en el motor y cuál es la presión media efectiva con la que éste trabaja?

Solución:

Q=235,07 kJ/s ; P_e=212 x 10^5 Pa

13. La fábrica HINO ha lanzado al mercado un camión Diésel de cuatro tiempos y 8 cilindros que revoluciona a 220 rad/s. El manual de fabricante indica que el volumen total de cada cilindro es $13{,}25x10^{-4}\ m^3$, la relación de compresión es de 18:1, el rendimiento mecánico es 0.8, el gasto de combustible B=$1{,}02x10^{-2}$ kg/s y además se conoce que por cada ciclo de trabajo se inyectan $58mm^3$ de combustible cuya densidad es δ=0,86 gr/cm^3. Si la presión media indicada es P_i=$7{,}5x10^5$Pa. Determinar:

a) La potencia efectiva del motor
b) El consumo específico
c) El recorrido del émbolo si el diámetro del cilindro es 0.15m.

Solución:

$$N_e = 105{,}042KW;\ b_e = \frac{239{,}419gr}{KWh}; S = 70{,}73mm$$

14. Determinar el rendimiento térmico de un motor Diésel de 6 cilindros y de dos tiempos si la potencia efectiva del motor es 173,6 KW, el consumo específico es 240gr/kW.h, el diámetro del cilindro es D=0,098m, el recorrido del émbolo es S=0,086m, la velocidad media del émbolo C_m=9m/s. además hallar la cantidad inyectada en gramos si el volumen de la cámara de

combustión V_c=3,9$x10^{-5}m^3$, el coeficiente adiabático k=1,41 y el coeficiente de expansión previa es de 2,4.

Solución:

$n_t = 62\%;\ K_{II} = 0{,}04gr$

15. Determinar la potencia efectiva y la cantidad de diésel inyectada en un motor de cuatro tiempos y 8 cilindros, si la presión media indicada P_i=7,5$x10^5$ Pa, el grado de compresión ε=16,5:1m el volumen de la cámara de combustión V_c=12$x10^{-5}m^3$, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal ω=220 rad/s, el rendimiento mecánico n_m=0,8, el gasto de combustible B=1,02$x10^{-2}$kg/s y la densidad del diesel δ=0,85gr/cm^3

Solución:

$N_e = 156KW;\ K_{IV} = 85{,}57mm^3$

16. Un motor diésel de 4 tiempos y de 4 cilindros desarrolla una potencia de 95KW a un rango de 2000rpm y posee un consumo específico de 300gr/kW.h. el motor tiene una relación de compresión de 16 y una relación de corte de 2. Al principio del proceso de compresión el aire está a 95 KPa y 27°C. Tómese en cuenta C_p=1,005 y C_v=0,718.

Determine:

a) Temperaturas al final de cada proceso.
b) Eficiencia térmica.
c) Cantidad inyectada en gramos por ciclo de trabajo.

Solución:

$T_2 = 909{,}4K;\ T_3 = 1818K;\ T_4 = 791{,}7K;\ K_{IV} = 0{,}11gr;\ \ n_t = 61{,}4\%$

17. Determinar la potencia indicada y la presión media indicada de un motor diésel de 4 cilindros y de 4 tiempos, si la potencia efectiva N_e=110KW, la velocidad angular de rotación del eje cigüeñal ω=157 rad/s, el grado de compresión ε=16, el volumen de la cámara de combustión V_c=$2{,}5x10^{-4}m^3$, y el rendimiento mecánico n_m=0,84. Además un $K_{IV} = 48mm^3$, una densidad el combustible δ=0,85gr/cm^3. Determinar el consumo específico del combustible.

Solución:

$N_i = 130{,}95KW;\ b_e = 1133{,}47\frac{gr}{KWh};\ P_i = 6{,}98x10^5Pa$

EJERCICIOS SOBRE BOMBAS DE INYECCIÓN

Caudal por embolada.-

$$\boxed{b = \frac{30.g.P}{\rho.n.z}}$$

$$\boxed{b = \frac{g.V.K_v}{30000.\rho.z}}$$

$$\boxed{b = K_b.\frac{V}{z}}$$

b= Caudal por embolada $\left(\frac{mm^3}{emb}\right)$

z= Número de cilindros

n= Revoluciones a las que gira bomba de inyección (r.p.m.)

g = *Consumo figurado* $\left(\frac{g}{KWh}\right)$

ρ = *Densidad del combustible* $\left(\frac{Kg}{dm^3}\right)$

P=Potencia (W)

V=Volumen (mm^3)

K_b=*Cantidad de combustible por litro de aire.*

$Kv = Coeficiente\ volumétrico$

Sección de paso de tobera.-

$$\boxed{f = \frac{b.z.n}{a.\gamma.\alpha.\sqrt{p.5200}}}$$

f= Sección de paso de tobera (mm^2)

γ =Duración de la inyección en grados

a= (2) motores de 4 tiempos y para motores de 2 tiempos (1)

α=Coeficiente

p=Presión de derrame (se asume $\sqrt{p} = 20$)

Número de revoluciones de la bomba.-

$$\boxed{nbomba = \frac{nmotor}{2}}$$

n_{bomba} = *Número de revoluciones de la bomba (r.p.m.)*

n_{moto} = *Número de revoluciones del motor (r.p.m.)*

Diámetro del pistón.-

$$\boxed{d = \sqrt{\frac{4f}{\pi.n}}}$$

d= Diámetro del pistón (mm^3)

Caudal de inyección.-

$$\boxed{Caudal = \frac{K_v . n . 60 . z . V}{a . 1000000}}$$

Caudal= Caudal de inyección $\left(\frac{dm^3}{h}\right)$

Cantidad inyectada en los motores de 4 tiempos.-

$$\boxed{K_{IV} = \frac{g . Pe . 2}{i . n . 60}}$$

K_{IV} = *Cantidad inyectada en los motores de 4 tiempos*

Pe = Potencia efectiva del motor

Presión de derrame.-

$$\boxed{\sqrt{p} = pi - pc}$$

p = Presión de derrame (Pa)

pi = Presión de inyección (Pa)

pc = Presión de compresión (Pa)

Volumen.

$$\boxed{V = \frac{\pi . d^2 . c . z}{4(10^6)}}$$

c= Carrera del émbolo

Potencia Motor.-

$$\boxed{P = \frac{V . n . K_V}{1000}}$$

EJERCICIOS RESUELTOS:

1. Determine el caudal por embolada que entrega una bomba de inyección lineal de 4 cilindros con el motor a plena carga sabiendo que las dimensiones del pistón son 15mm de diámetro, 12mm de carrera, gira a 1500 rpm con un consumo figurado de 250 g/kW.h y con un combustible cuya densidad es 0,83 kg/dm^3, Kv= 4,8.

<u>Datos:</u>

z=4

d=15mm

c=12mm

n=1500 rpm

g=250 g/KWh

$\rho =$ 0,83 kg/dm^3

Kv=4, 8

<u>Solución:</u>

$$V = \frac{\pi. d^2. c. z}{4. (10^6)}$$

$$V = \frac{\pi. (15)^2. 12.4}{4. (10^6)}$$

$$V = 8{,}48\ x\ 10^{-3}\ dm^3$$

$$P = \frac{V. n. (4{,}8)}{1000}$$

$$P = \frac{8{,}48\ x\ 10^{-3}. 1500. (4{,}8)}{1000}$$

$$P = 0{,}06107\ kW$$

$$P = 61{,}07\ W$$

$$b = \frac{30.g.P}{\rho.n.z}$$

$$b = \frac{(30)(250)(61{,}07)}{(0{,}83)(1500)(4)}$$

$$b = 91{,}97\ \frac{mm^3}{emb}$$

2. Determinar la sección de paso que se requerirá en los inyectores para una bomba lineal que entrega un caudal por embolada de 55mm^3 sabiendo que la duración de la inyección dura 12 grados (medidos en el cigüeñal), el volumen es 6494,4mm^3, gira a 1800 rpm, se usa un combustible cuya densidad 0,82 kg/dm^3, el consumo figurado es de 250 g/KW.h ; se trata de un motor lento y de 4 tiempos por ello se toma los siguientes coeficientes Kv=5 α_1=0,65 α_2=0,8 $\sqrt{p} = 20$

<u>Datos:</u>

b=55mm^3

$K_v = 5$ $\rho = 0{,}83\ \frac{kg}{dm^3}$

r=12°

V=6494, 4 mm^3

n=1800 rpm

g=250 g/KWh

Solución:

$$b = \frac{g.V.K_v}{30000.\rho.z}$$

$$55 = \frac{(250)(6494{,}4)(5)}{(30000)(0{,}83)(z)}$$

$$z = 6$$

Para inyectores de orificios

$$\alpha_1=0{,}65$$

$$a = se\ asume\ 2$$

$$\sqrt{p} = 20$$

$$f = \frac{b.z.n}{a.\gamma.\alpha.\sqrt{p.5200}}$$

$$f_1 = \frac{(55)(6)(1800)}{(2)(12)(0{,}65)(20)\sqrt{5200}}$$

$$f_1 = 26{,}4\ mm^2$$

Para inyectores de tetón

$$\alpha_2=0{,}8$$

$$a = se\ asume\ 2$$

$$\sqrt{p} = 20$$

$$f = \frac{b.z.n}{a.\gamma.\alpha.\sqrt{p.5200}}$$

$$f_2 = \frac{(55)(6)(1800)}{(2)(12)(0{,}8)(20)\sqrt{5200}}$$

$$f_2 = 21{,}45\ mm^2$$

(Kindler & Kynast, 1986), Consumo. Pg. 165-170. *Matemática aplicada para la técnica del automóvil.*

EJERCICIOS PROPUESTOS:

3. De que diámetro deberán ser los orificios de los inyectores usados con una bomba rotativa en un motor Diésel con las siguientes características: consumo figurado de 280 g/kW.h, potencia de 54W, densidad del combustible 0,83 kg/dm^3, 2100 rpm, cuatro cilindros (motor), coeficiente para inyectores de orificios 0.65, duración de inyección de 17°, y $\sqrt{p}$ se asume 20 para el motor que gira a más de 1500 r/min.

Solución:

d = 0,102mm

4. Que potencia se podrá obtener de una bomba de inyección Diésel que entrega 45 mm^3 por cada embolada, donde el diámetro de los orificios de los inyectores es de 0,2 mm con una sección de paso de 24,5 mm^2, el diámetro del pistón es 17 mm, la carrera 18 mm, y es de 4 cilindros.

Solución:

P = 3,6 kW

5. Para un motor de 2 tiempos determine si es lento, normal, con auto tracción o turboalimentado si usa un combustible de densidad 0,82 kg/dm^3 con una bomba girando a 2000 rpm, con un consumo figurado de 250 g/kW.h. El pistón tiene 12mm de diámetro, recorre 15mm.

b	***60mm^3***	***motores lentos***
b	*70mm^3*	*motores normales*
b	*80mm^3*	*auto tracción*
b	*110mm^3*	*turboalimentados*

Solución:

Es un motor normal $b = 74{,}5\ mm^3$

6. Calcular la cilindrada de una bomba en línea de cuatro cilindros de un diámetro de pistón de inyección de 5mm con una carrera de 8mm, además calcule el número de revoluciones para una potencia de 0,0113 kW para calcular el caudal por embolada con un consumo figurado de 250g/KW.h y una masa específica de gasóleo de $\rho = 0{,}83\ g/cm^3$ y Kv = 6.

Solución:

$V = 6{,}2831x10^{-4}$; n = 3000 r/min; $b = 8{,}509 \times 10^{-3}\ mm^3/emb$

7. Una bomba de inyección rotativa tiene un émbolo de diámetro de 11 mm, una carrera dentro del cilindro de 6mm, la bomba se utiliza en un motor de 6 cilindros. Si el motor funciona al doble de revoluciones que la bomba de inyección y son 2200 r/min y tiene un Kv de 5,5; un consumo figurado de 260 g/ KW h, y una densidad de $0{,}8\ g/cm^3$. Calcular la potencia y la cantidad inyectada de diésel por carrera y por ciclo.

Solución:

P = 0,0206kW. ; $b = 0{,}0304\ mm^3/emb$; $b = 0{,}1825\ mm^3/ciclo$

8. En una bomba de inyección en línea de 6 cilindros con una cilindrada de 6,42 x 10^{-4} y una masa específica de Diésel de 0,81 g/cm^3 con un consumo figurado de 245 g/kW.h, el motor cuenta con un inyector de tobera y queremos calcular la sección de paso de la tobera si n = 1600 r/min, con una duración de la inyección de 17° y $\alpha = 98$.

Solución:

$f = 1{,}14 \times 10^{-3}\ mm^2$

9. En una bomba de inyección de cuatro cilindros se desea calcular la sección de la tobera de un inyector de orificios con una cilindrada de $6x10^{-4}$, con una masa específica de 0,8 g/cm^3 un consumo figurado de 240 g/KW.h, un número de revoluciones de 1400 r/min, una γ=16, una constante para inyectores de orificios de 0,65, una presión de derrame p = 289 y el motor es de 4 tiempos con un Kv de 5,8.

Solución:

$f = 1{,}72 \times 10^{-3}\ mm^2$

10. Determine la cantidad de combustible por litro de aire y la embolada de un motor Diésel de 4 tiempos, de 6 cilindros si se conoce que el diámetro del cilindro de su bomba de inyección es de 15 mm, la carrera es de 74 mm, gira a 3800 rpm. Se conoce además que el consumo figurado se aproxima a 300 g/kWh y que la masa específica de gasóleo es de 0,82 kg/dm^3. Determine qué tipo de motor es.

Solución:

$b = 0{,}035\ dm^3$, es un motor normal de altas rpm

11. Al momento de calar una bomba de inyección, se ha descubierto que no es posible conocer la disposición y orificios de la tobera, por lo que se pide que se calcule la sección de paso de los inyectores en mm^2, sabiendo que el valor de la duración de la inyección a plena carga en grados del cigüeñal es de 17 grados, la presión de inyección es 52 y la de compresión es 32, se sabe además que el motor gira a 2800 rev/min, es de 4 tiempos y de 4 cilindros, el diámetro del cilindro de la bomba es 18 mm y la carrera es 69 mm, el motor es de auto tracción y el inyector es de tetón.

Solución:

$f = 0,235\ mm^2$

12. Calcule el diámetro del inyector de un motor Diésel de 4 tiempos y 4 cilindros si se conoce que tiene 2 orificios por inyector, se sabe que el motor gira a 3000 rev/min, la presión de derrame es 21, la duración de la inyección a plena carga es de 18 grados del cigüeñal, el consumo figurado es de 250 g/kWh, la masa específica del gasóleo es de 0,83 kg/dm^3 y el coeficiente Kv es 5,6. Calcule además el caudal de inyección si el diámetro del émbolo es de 22 mm y la carrera es de 81 mm.

Solución:

d = 0,41 mm; Caudal = 0,124 dm^3/h

13. Se tiene una bomba lineal diésel Kiki instalada en un motor de 2 tiempos con barrido cárter, se quiere saber cuánto es el caudal por embolada en mm^3 a plena carga si el volumen de la cámara de combustión del motor es $Vc = 7,8 \times 10^{-5}\ m^3$, la frecuencia de rotación del eje cigüeñal es n=2100 rpm, el gasto de combustible $B=1,03 \times 10^{-2}$ kg/s, la relación de compresión E=16, la

presión media efectiva pe = 6,36 $x10^5$ Pa, el rendimiento mecánico es 0,75 y tiene 6 cilindros.*(Kv=5,4 para motores de 2 tiempos con barrido del cárter).*

Solución:

b = 81,9 mm^3

14. Calcular el caudal por embolada a plena carga en una bomba rotativa Roosa Máster si se sabe que el corte de inyección en el banco de pruebas lo realiza a 1140 rpm y está instalada en un motor Diésel de 4 cilindros y 4 tiempos en donde la presión media indicada pi = 6,8 x 10^5 Pa, el poder calorífico inferior del combustible ${Q_{in}}^a$ = 41800 KJ/kg, el grado de compresión $\varepsilon = 15$, el volumen de la cámara de combustión Vc = 2,5x10^{-4} m^3, el gasto de combustible B = 6x10^{-3} kg/s y el n_e = 0,4; calcule además la sección de paso de tobera del inyector y el caudal de embolada. *Use estos datos(a=2,* γ =16, α=0,80).

Solución:

b = 85,60 mm^3; f = 21,145 mm^2

15. Calcular el caudal por embolada a plena carga de una bomba rotativa Bosch si en su placa tenemos que a 1150 rpm realiza el corte de inyección en el banco de pruebas y está instalada en un motor Diésel de 6 cilindros que tiene la presión efectiva pe = 7,2x10^5 Pa, el volumen total del cilindro Va =7,9x10^{-4} m^3, el volumen de la cámara de combustión Vc = 6,9x10^{-5} m^3, el rendimiento mecánico n_m = 0,78 y el gasto específico efectivo de combustible es be = 0,23 kg/kW.h y el motor es de 4 tiempos.*(* ρ = 0,83 kg/dm^3)

Solución:

$b = 35,64\ mm^3$

ANÁLISIS DEL CICLO DE TRABAJO DEL MOTOR TOYOTA YARIS 1.3L

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Fabricante Motor	TOYOTA
Código Motor	1NR-FE
Cilindrada	1329cc ≈ 1,3 litros
Número de cilindros	4
Disposición de cilindros	en línea
Número de válvulas por cilindro	4
Diámetro cilindro	72,50 mm (milímetros)
	2,4583 in (pulgadas)
	0,2379 ft (pies)
Carrera del pistón	80,50 mm (mil)
	3,1693 in (pulgadas)
	0,2641 ft (pies)
Relación de compresión	11,50: 1
Presión media efectiva	180,95 psi (libras por pulgada cuadrada)
	124,61 kPa (kilopascales)
	12,48 bar (bares)
Tipo de motor	DOHC (doble árbol de levas a la cabeza)
Posición del motor	en la parte delantera
Orientación del motor	transversal
Sistema de combustión	EFI (inyección electrónica de combustible)
Convertidor catalítico / catalizador	disponible

Potencia máxima	74 kW (kilovatios)
	101 hp (caballos de fuerza-métricos)
	99 bhp (caballos de fuerza-británicos)
Revoluciones (potencia máxima)	6000 rpm (rotación por minuto)
Par motor máximo	131 Nm (newton-metros)
	96 ft-lb (pie-libras)
	13 kgm (kilogramo-metros)
Revoluciones (par máximo)	3800 rpm (rotación por minuto)
Velocidad máxima	175 km/h (kilómetros por hora)
	108,74 m/h (millas por hora)
0 – 100 km/h	11,70 s (segundos)
Coeficiente de arrastre / resistencia	0,3
Volumen / capacidad de depósito	42,00 litros
	11,10 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – urbano	6,35 litros
al recorrer 100 km	1,68 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – extraurbano	4,55 litros
al recorrer 100 km	1,20 US gal (galones estadounidenses)
Consumo combustible – combinado	5,22 litros
al recorrer 100 km	1,38 US gal (galones estadounidenses)
CO_2 Emisiones	120 g/km (gramos por kilómetro)
Transmisión	manual
Relación de transmisión	0,70: 1

Desmultiplicación de la dirección		4,41: 1

Determinación de las Principales Dimensiones del motor

Humedad	=	95 %
Coeficiente exceso de aire	→	$\alpha = 0{,}9$
T_o	=	15,3 °C
Cilindrada	=	1329 cc
Diámetro cilindro	=	72,50 mm
Número de cilindros	=	4
Radio cilindro	=	36,25 mm
Relación de compresión	→	$\varepsilon = 11{,}50: 1$
Carrera	=	80,50 mm
Gasolina A – 93	(C = 0,885; H = 0,145)	

Presión atmosférica de la ciudad de Atuntaqui

Altura = 2360 msnm Tomado de las tablas A – 16

(Termodinámica Cengel 6ta Edición)

Altura (msnm)	Presión (kPa)
2200	77,55
2360	**Pat**
2400	75,63

$$\frac{2400-2200}{75{,}63-77{,}55}=\frac{2360-2200}{Pat-77{,}55}$$

$$-104{,}17(Pat - 77{,}55) = 140$$

$$-104{,}17\ Pat = -7938{,}39$$

$$\boldsymbol{Pat} = 76{,}21\ kPa$$

Para la comprobación de este dato se lo puede realizar a través de la siguiente fórmula:

- Fórmula de la altitud - presión y temperatura

$$\boldsymbol{P = P_0 . e^{-\frac{g}{R.T_m}.z}}$$

Donde:

$z[m] = altitud\ z$

$P_0\ [Pa] = Presión\ al\ ambiente$

$P\ [Pa] = Presión\ a\ la\ altitud\ z$

$R = 287\ \frac{J}{kg.°K}$

$g = 9{,}81\ \frac{m}{s^2}$

$T_m\ [°K] = Temperatura\ media\ entre\ la\ temperatura$

$ambiente\ y\ la\ temperatura\ en\ la\ altitud\ z$

$$\boldsymbol{T_m = \frac{T_0 + T_z}{2}}$$

- Cálculo de la presión a la altitud de 2360 msnm

DATOS:

$T_0 = 20\ °C$

$P_0 = 0{,}1\ MPa$

$T_z = 25\ °C$

$$P = p_0 . e^{-\frac{g}{R.T_m}.z}$$

$$P = 0{,}1x10^6 . e^{-\frac{9{,}81}{(287)(295{,}5)}.(2360)}$$

$$\boldsymbol{P} = 76{,}11\ \ kPa$$

1.- Cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1 kg de combustible

$$lo = \frac{1}{23}\left(\frac{BC}{3} + BH\right) = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}(0{,}885) + 8(0{,}145)\right)$$

$$\boldsymbol{lo} = 15{,}30\ kg$$

Contenido de Oxigeno, aire = 20.9% volumen, 23% masa

$$Lo = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{Oc}{32}\right) = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{0{,}885}{12} + \frac{0{,}145}{4}\right)$$

$$\boldsymbol{Lo} = 0{,}526\ kmol$$

2.- Cantidad de aire en la combustión de 1kg de combustible

$$\propto lo = (0{,}9)(15{,}30\ kg)$$

$$\boldsymbol{\alpha lo} = 13{,}77\ kg$$

$$\propto Lo = (0{,}9)(0{,}526\ kmol)$$

$$\boldsymbol{\alpha Lo} = 0{,}473\ kmol$$

3.- Cantidad total de la mezcla fresca

$$G_1 = 1 + \propto lo = 1 + 13{,}77 kg$$

$$\boldsymbol{G_1} = 14{,}77\ kg$$

$$M_1 = \frac{1}{\mu_c} + \propto .Lo$$

$$M_1 = \frac{1}{144} + 0{,}473\ kmol$$

$$\boldsymbol{M_1} = 0{,}482\ kmol$$

4.- Cantidad de los componentes productos de la combustión; k=0,5

$$Mco = 0{,}42\left(\frac{1-\propto}{1+k}\right).\propto .Lo = 0{,}42\ \left(\frac{1-0{,}9}{1+0{,}5}\right)(0{,}473\ kmol)$$

$$\boldsymbol{Mco} = 0{,}0132\ kmol$$

$$MCO_2 = \frac{C}{12} - MCO = \frac{0{,}0885}{12} - 0{,}0132\ kmol$$

$$\boldsymbol{MCO_2} = 0{,}0605\ kmol$$

$$MH_2 = KMCO = (0{,}5)(0{,}0132\ kmol)$$

$$\boldsymbol{MH_2} = 0{,}0066\ kmol$$

$$MH_2O = \frac{H}{2} - MH_2 = \frac{0{,}145}{2} - 0{,}0066\ kmol$$

$$\boldsymbol{MH_2O} = 0{,}0659\ kmol$$

$$MN_2 = (0{,}79) \propto Lo = (0{,}79)(0{,}9)(0{,}526\ kmol)$$

$$\boldsymbol{MN_2} = 0{,}374\ kmol$$

- Cantidad de notas de productos de combustión

$$M_2 = (0{,}0132 + 0{,}0605 + 0{,}0066 + 0{,}0659 + 0{,}374)$$

$$\boldsymbol{M_2} = 0{,}520\ kmol$$

- Incremento de volumen

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 0{,}098 \frac{k}{mol}$$

$$\Delta M = (0{,}520 - 0{,}482)\ kmol$$

$$\Delta \boldsymbol{M} = 0{,}098\ kmol$$

Coeficiente Teórico de variación molecular

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0{,}520}{0{,}482}$$

$$\boldsymbol{\mu_o} = 1{,}08$$

5.- Parámetros proceso de admisión. Incremento de la temperatura en el proceso de calentamiento de la carga, $\Delta T = 20°c$ la temperatura de los gases residuales $T_r = 950\ °K$, la presión de los gases residuales $\rho_r = 0,12\ MPa$. El coeficiente sumario de amortiguación

$\boldsymbol{(\beta^2 + \varepsilon) = 3}$**; la velocidad de carga en a válvula** $\boldsymbol{\omega_{ad} = 90\ m/s}$**; como no hay sobrealimentación** $\boldsymbol{P_k = P_o = 0,1\ MPa}$; $\boldsymbol{T_k = T_o = 293\ °K}$

Densidad de la carga de admisión

$$\rho_o = \frac{P_o}{R.T_o}$$

para el aire $R_a = {}^{8314}/_{\mu_a}$; $\mu_a = 28{,}96$

$$\rho_o = \frac{P_o}{R.T_o} = \frac{(0{,}1\ MPa).(28{,}96)}{(8314).(293\ °\ K)}.10^6$$

$$\boldsymbol{\rho_o} = 1{,}19\ kg/m^3$$

Presión al final admisión, $\rho_k = \rho_o$

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \varepsilon).\frac{{\omega_{ad}}^2}{2}.\rho_o.10^{-6}$$

$$P_a = (0{,}1MPa) - \frac{(90^2)(3)}{2}.(1{,}19).10^{-6}$$

$$\boldsymbol{P_a} = 0{,}085\ MPa$$

Coeficiente de gases residuales, para $T_k = T_o$ es

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r}.\frac{P_r}{\varepsilon.P_a - P_r}$$

$$\gamma_r = \frac{(288{,}3 + 293)°K}{950\ °K}.\frac{0{,}12\ M\ Pa}{(11{,}5).(0{,}085) - 0{,}12}$$

$$\boldsymbol{\gamma_r} = 0{,}83$$

Temperatura final de admisión, para $T_k = T_o$, se determina mediante la presión, por lo que se asume φ = 1

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r . T_r}{1 + \gamma_r}$$

$$T_a = \frac{[288{,}3 + 293 + (0{,}83).(950)]°K}{1 + 0{,}83}$$

$$\boldsymbol{T_a} = 748{,}53\ °K$$

Rendimiento volumétrico, siendo $T_k = T_o$, $\rho_k = \rho_o$ y asumiendo $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2 = 1$

$$n_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} . \frac{P_a}{P_o} . \frac{T_o}{T_a . (1 + \gamma_1)}$$

$$n_v = \frac{11{,}5}{11{,}5 - 1} . \frac{0{,}83}{0{,}12} . \frac{288{,}3}{(748{,}53)(1 + 0{,}83)}$$

$$\boldsymbol{n_v} = 0{,}99$$

- Comprobación con fórmula de motores
  - Rendimiento volumétrico

$$n_v = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} . \frac{1}{\varepsilon - 1} . \left(\varepsilon . \frac{P_a}{P_o} - \frac{P_r}{P_o}\right)$$

$$n_v = \frac{288{,}3}{288{,}3 + 293} . \frac{1}{11{,}5 - 1} . \left(11{,}5 . \frac{0{,}83}{0{,}112} - \frac{0{,}12}{0{,}112}\right)$$

$$\boldsymbol{n_v} = 0{,}97$$

6.- Parámetros del proceso de compresión, adoptamos el exponente politrópico

$\boldsymbol{n_1 = 1,34}$

Presión final de compresión

$$P_c = P_a.\varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = (0{,}112\ MPa).(11{,}5)^{1{,}34}$$

$$\boldsymbol{P_c} = 2{,}95\ MPa$$

Temperatura al final de compresión

$$T_c = T_a.\varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = (748{,}53\ °K).(11{,}5)^{1{,}34-1}$$

$$\boldsymbol{T_c} = 1717{,}3\ °K$$

7.- Los parámetros al final del proceso de compresión

Coeficiente de variación molecular

$$\mu_r = \frac{M_1 + \gamma_r.M_1}{M_1.(1+\gamma_r)}$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

$$\mu_r = \frac{1{,}08 + 0{,}83}{1 + 0{,}83}$$

$$\boldsymbol{\mu_r} = 1{,}04$$

Calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta cuando $\alpha < 1$

$$(\Delta H_u)_{quim} = 114.10^6.(1-\alpha).L_o$$

$$(\Delta H_u)_{quim} = (114)(1-0{,}9).0{,}516$$

$$(\Delta \boldsymbol{H_u})_{\boldsymbol{quim}} = 5{,}9\ MJ/kmol$$

Ecuación de combustión para motores a carburador, para $\alpha < 1$, *es:*

$$\frac{\xi_z[H_u - (\Delta H_u)_{quim}]}{M_1.(1+\gamma_r)} + \frac{\mu_c + \gamma_r.\mu_c''}{1+\gamma_r} = \mu_r.\mu_c''$$

Asumimos que $\xi_z = 0{,}85$

La energía interna de 1 mol de mezcla fresca al final del proceso de compresión es:

$$\mu_c = (\mu_{cV})_c . t_c$$

Donde $(\mu_{cV})_c$ es el calor específico de la mezcla fresca a temperatura t_c en $KJ/kmol.°C$

Calor específico de la mezcla fresca es igual al calor especifico del aire, por lo que para $t = 443\,°\,C$

$$\mu_{cV} \begin{cases} t = l \\ t = 0\,°C \end{cases} = 21{,}63\, KJ/(kmol.°C)$$

$$U_c = (21{,}63)(443) = 9550\ KJ/(kmol.°C)$$

La energía interna de 1 mol de productos de combustión al final del proceso

$$\mu_c{}'' = (\mu_{cV})''{}_c . t_c$$

$$\gamma_{CO} = 0{,}028\ ;\ \gamma_{CO_2} = 0{,}111\ ;\ \gamma_{H_2} = 0{,}014\ ;\ \gamma_{H_2O} = 0{,}128\ ;\ \gamma_{N_2} = 0{,}719\ ;\ \square_{\gamma_i} = 1$$

Sabiendo que $t_c = 443\,°C$, tenemos que

$$U_c{}''{}_V = ((0{,}028)(26{,}611)) + ((0{,}111)(35{,}52)) + ((0{,}014)(20{,}889)) + ((0{,}128)(27{,}022)) + ((0{,}719)(21{,}302))$$

$$U_c{}''{}_V = 23{,}658$$

Por lo que:

$$U_c{}'' = (25{,}658).(443)$$

$$U_c{}'' = 10250\ KJ/kmol$$

De ahí se puede concluir que

$$\frac{\square_z\left[H_u-(\Delta H_u)_{quim}\right]}{M_1.(1+\gamma_r)}+\frac{\mu_c+\gamma_r.\mu_c{}^{''}}{1+\gamma_r}=$$

$$=\frac{0{,}85[44000-5900]}{0{,}482(1+0{,}83)}+\frac{[9550+((0{,}83)(10250))]}{1+0{,}83}=\ \mu_r.\mu_c{}^{''}$$

$$\mu_r*\mu_c{}^{''}=72525$$

por lo tanto:

$$\mu_c{}^{''}=\ (\mu_{cV})^{''}{}_c.t_c$$

$$\mu_c{}^{''}=\frac{72525}{\mu_r}=\frac{72525}{1{,}04}$$

$$\mu_c{}^{''}=69735{,}57\ \ KJ/kmol$$

Asumimos que

$$\left.\begin{aligned}
&\left.\begin{matrix} t_z=2300\ °C \\ \alpha=0{,}9 \end{matrix}\right\}\mu_c{}^{''}=67213\ \ KJ/kmol \\
&\qquad t_z=2372\ °C\ \ \rightarrow 2645\ °K \\
&\left.\begin{matrix} t_z=2400\ °C \\ \alpha=0{,}9 \end{matrix}\right\}\mu_c{}^{''}=69735{,}57\ \ KJ/kmol
\end{aligned}\right\}$$

Presión para el final de combustión P_z

$$P_z=\mu_r.\frac{T_z}{T_c}.P_c$$

$$P_z=1{,}04.\frac{2645\ °K}{1717{,}3\ °K}.2{,}95\ MPa$$

$$\boldsymbol{P_z}=4{,}73\ MPa$$

Grado de elevación

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} = \frac{4{,}73}{1{,}96}$$

$$\boldsymbol{\lambda} = 2{,}41$$

Presión máxima

$$P_z^{''} = 0{,}85.P_z$$

$$P_z^{''} = (0{,}85)(4{,}73)$$

$$\boldsymbol{P_z^{''}} = 4{,}02\ MPa$$

8.- Parámetros del proceso de expansión $n_2 = 1,24$

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}$$

$$P_b = \frac{4{,}73}{(11{,}5)^{1{,}24}}$$

$$\boldsymbol{P_b} = 0{,}23\ MPa$$

Temperatura al final de la expansión

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}$$

$$T_b = \frac{2645}{(11{,}5)^{1{,}24-1}}$$

$$\boldsymbol{T_b} = 1471{,}83\ °K$$

9.- La presión media indicada del ciclo (calculada)

$$(p_i)_{an} = P_a.\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\frac{\lambda}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right]$$

$$(p_i)_{an} = 0{,}112.\frac{(11{,}5)^{1{,}34}}{11{,}5 - 1}\left[\frac{2{,}41}{1{,}24 - 1}\left(1 - \frac{1}{(11{,}5)^{1{,}24-1}}\right) - \frac{1}{1{,}34 - 1}\left(1 - \frac{1}{(11{,}5)^{1{,}34-1}}\right)\right]$$

$$(\boldsymbol{p_i})_{\boldsymbol{an}} = 1{,}05\ MPa$$

Si $\varphi = 0{,}97$, coeficiente de redondeo o plenitud

$$P_i = (0{,}97).(1{,}05)$$

$$\boldsymbol{P_i} = 1{,}12\ MPa$$

10.- Parámetros principales del ciclo

Presión indicada para vencer la fricción

Velocidad pistón

$$V_p = 17\ m/s$$

$$P_m = 0{,}04 + 0{,}0135.V_p$$

$$P_m = 0{,}04 + 0{,}0135.(17\ m/s)$$

$$\boldsymbol{P_m} = 0{,}26\ MPa$$

Presión media efectiva del ciclo

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 1{,}12\ MPa - 0{,}26\ MPa$$

$$P_e = 1{,}12\ MPa - 0{,}26\ MPa$$

$$\boldsymbol{P_e} = 0{,}86\ MPa$$

Rendimiento mecánico

$$n_m = \frac{P_e}{P_i}$$

$$n_m = \frac{0{,}86\ MPa}{1{,}12\ MPa}$$

$$\boldsymbol{n_m} = 0{,}81$$

Consumo específico del combustible

$$g_i = \frac{3600.n_v.P_o}{P_i.\alpha.l_o}$$

$$g_i = \frac{(3600)(0{,}99)(0{,}1)}{(1{,}12)(14{,}77)}$$

$$\boldsymbol{g_i} = 240\ \ g/kW.h$$

Consumo especifico efectivo de combustible

$$g_e = \frac{g_i}{n_m}$$

$$g_e = \frac{240\ \ g/kW.h}{0{,}77}$$

$$\boldsymbol{g_e} = 311{,}13\ \ \ g/kW.h$$

Rendimiento indicado del ciclo

$$n_i = \frac{3600}{g_i.H_\mu}$$

$$n_i = \frac{3600}{(240)(44)}$$

$$\boldsymbol{n_i} = 0{,}341$$

Rendimiento efectivo

$$n_e = n_i.n_m$$

$$n_e = (0{,}341).(0{,}77)$$

$$\boldsymbol{n_e} = 0{,}263$$

Consumo horario de combustible

$$g_e.N_e.10^{-3} = (311{,}13).(92{,}61).(10^{-3}) = 28{,}81\ \ kg/h$$

$$g_e.N_{e.}10^{-3} = 28{,}81\ \ kg/h$$

CÁLCULOS TOTALES MOTOR TOYOTA YARIS (GASOLINA)

Velocidad media pistón

$$V_p = 2.S.n$$

$$V_p = (2)(80{,}5\ mm).\frac{6000\ rpm}{60\ seg}$$

$$V_p = 16100\ \ mm/seg$$

$$\boldsymbol{V_p} = 16{,}1\ m/seg$$

Cilindrada unitaria

$$V_h = \frac{\pi.D^2}{4}.S$$

$$V_h = \frac{\pi.(72{,}5\ mm)^2}{4}.(80{,}5\ mm)$$

$$V_h = 332324{,}05\ mm^3$$

$$\boldsymbol{V_h} = 332{,}32\ cm^3$$

Cilindrada total

$$V_H = V_h.i$$

$$V_H = 332{,}32\ cm^3(4)$$

$$\boldsymbol{V_H} = 1329{,}29\ cm^3$$

Volumen cámara de combustión

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

$$11,5 = \frac{332,32\ cm^3 + V_c}{V_c}$$

$$11,50\ V_c = 332,32\ cm^3 +\ V_c$$

$$10,50\ V_c = 332,32\ cm^3$$

$$\boldsymbol{V_c} = 31,65\ cm^3$$

Volumen total cilindro

$$V_a = V_h + V_c$$

$$V_a = 332,32\ cm^3 + 31,65\ cm^3$$

$$\boldsymbol{V_a} = 363,97\ cm^3$$

Rendimiento mecánico

Los valores de n_m para motores modernos oscilan entre 0,7 a 0,9

$$n_m = \frac{P_e}{P_i}.100$$

$$n_m = \frac{65\ kW}{74\ kW}.100$$

$$n_m = 87,83\ \%$$

$$\boldsymbol{n_m} = 0,8783$$

Consumo combustible urbano al recorrer 100 km

1,68 US gal (galones estadounidenses)

1,68 gal	100 km
1,00 gal	**X**

$$X = \frac{(1{,}00\ gal)(100\ km)}{1{,}68\ gal}$$

$$\boldsymbol{X} = 59{,}52\ \ km/gal$$

Consumo combustible extra-urbano al recorrer 100 km

1,20 US gal (galones estadounidenses)

1,20 gal	100 km
1,00 gal	**X**

$$X = \frac{(1{,}00\ gal)(100\ km)}{1{,}20\ gal}$$

$$\boldsymbol{X} = 83{,}33\ \ km/gal$$

Consumo combustible combinado al recorrer 100 km

1,38 US gal (galones estadounidenses

1,38 gal	100 km
1,00 gal	**X**

$$X = \frac{(1{,}00\ gal)(100\ km)}{1{,}38\ gal}$$

$$\boldsymbol{X} = 72{,}46\ \ km/gal$$

Emisiones de $CO_2 = 120\ g/km \quad \rightarrow \quad \beta$

Área del cilindro

$$A = \frac{\pi . D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi . (72{,}50\ mm)^2}{4}$$

$$A = 4185,25\ mm^2$$

$$\boldsymbol{A} = 41{,}85\ cm^2$$

Temperatura de admisión

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_{res} . T_r}{1 + \gamma_{res}}$$

$$T_a = \frac{288{,}3 + 15{,}3 + (0{,}10) . (950)}{1 + 0{,}10}$$

$$\boldsymbol{T_a} = 362{,}36\ °K$$

Temperatura de compresión

$$T_c = T_a . \varepsilon^{k-1}$$

$$T_c = (362,36\ °K).(11,5)^{1,4-1}$$

$$\boldsymbol{T_c} = 962,54\ °K$$

Ciclos termodinámicos

T (°K)	**U** $(\boldsymbol{KJ/kg})$	**Vr**
360 °K	256,73	341,2
362,36 °K	U_1	V_{r1}
370 °K	264,46	367,2

$$U_1 = 256,73 + \frac{(362,36 - 360)°K.(264,46 - 256,73)\ KJ/kg}{(370 - 360)°K}$$

$$\boldsymbol{U_1} = 258,63\ \ KJ/kg$$

$$V_{r1} = 341,2 + \frac{(362,36 - 360)°K.(367,2 - 341,2)}{(370 - 360)°K}$$

$$\boldsymbol{V_{r1}} = 347,36$$

$$T_a = 362,36\ °K \begin{cases} U_1 = 258,63\ \ KJ/kg \\ V_{r1} = 359,4 \end{cases}$$

$$\frac{V_{r1}}{V_{r2}} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon}$$

$$V_{r2} = \left(\frac{1}{11,5}\right).347,36$$

$$\boldsymbol{V_{r2}} = 30,2$$

$T_c = 962{,}54\ °K$

T (°K)	$U\ (KJ/kg)$
960	725,02
962,54	U_2
980	741,92

$$U_2 = 725{,}02 + \frac{(962{,}54 - 960)°K.(741{,}92 - 725{,}02)\ KJ/kg}{(980 - 960)°K}$$

$$\boldsymbol{U_2} = 727{,}16\ \ KJ/kg$$

Grado de elevación

$$\lambda = \ 2{,}81$$

Temperatura combustión

$$T_z = \ T_c.\lambda$$

$$T_z = 962{,}54\ °\ K.(2{,}81)$$

$$\boldsymbol{T_z} = 2704{,}7\ °K$$

Temperatura escape

$$T_b = T_z.\left(\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right)$$

$$T_b = 2704{,}7\ °K.\left(\frac{1}{(11{,}5)^{1{,}4-1}}\right)$$

$$\boldsymbol{T_b} = 1018{,}2\ °K$$

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

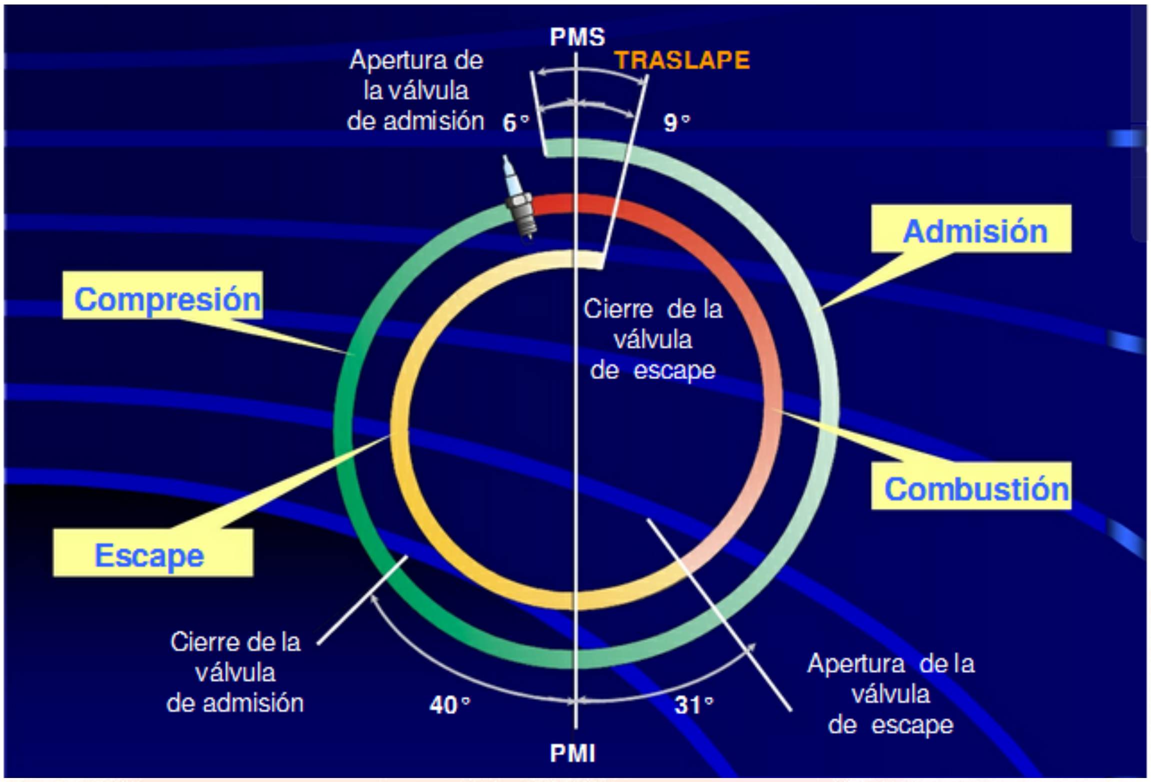

Figura 12: Diagrama de distribución

Fuente: (soft-engine.org, s.f.)

Ángulos de mando

AAA = 6°

RCA = 40°

AAE = 31°

RCE = 9°

AE = 12°

- Ángulo de la válvula de admisión

$$\alpha\, VA = \alpha Aa + 180° + \alpha Ac$$

$$\alpha\, VA = 6° + 180° + 40°$$

$$\alpha\, VA = 226°$$

- Ángulo de la válvula de escape

$$\alpha\, VE = \alpha Ea + 180° + \alpha Ec$$

$$\alpha\, VE = 31° + 180° + 9°$$

$$\alpha\, VE = 220°$$

- Tiempo de apertura Válvula de Admisión

$$n = 6000rpm$$

$$t_{VA} = \frac{\alpha VA}{n.6}$$

$$t_{VA} = \frac{226°}{(6000rpm)(6)}$$

$$t_{VA} = 6{,}27x10^{-3}\ seg$$

- Tiempo de apertura Válvula de Escape

$$t_{VE} = \frac{\alpha VE}{n.6}$$

$$t_{VE} = \frac{220°}{(6000rpm)(6)}$$

$$t_{VE} = 6{,}11x10^{-3}\ seg$$

- Traslape y tiempo de cruce de las válvulas

$$\alpha traslape = AAA + RCE$$
$$\alpha traslape = 6° + 9°$$

$$\alpha traslape = 15°$$

$$\alpha\ traslape = t\ cruce$$

$$t\ cruce = \frac{\alpha\ traslape}{6.n}$$

$$t\ cruce = \frac{15°}{(6)(6000)}$$

$$t\ cruce = 4{,}1667x10^{-4}\ seg$$

- Consumo horario de combustible

$$B = 49{,}17\ \frac{kg}{h}.1000\frac{gr}{kg}.\frac{1h}{3600\ seg}$$

$$B = 13{,}66\ \frac{gr}{seg}$$

- Gasto específico de combustible

$$Ne = 75\ kW$$

$$b = \frac{B.3600}{Ne}$$

$$b = \frac{(13{,}66)(3600)}{75\ kW}$$

$$b = 655\ \frac{gr}{kW.h}$$

- Cantidad inyectada de combustible

$$K_{IV} = \frac{b.Pe.2}{i.n.60}$$

$$K_{IV} = \frac{(655{,}68).(75).(2)}{(4).(6000).(60)}$$

$$K_{IV} = 0{,}067\ gr$$

- Velocidad angular

$$W = 2 * \pi * n$$

$$W = 2 * \pi * 6000$$

$$W = 37699{,}12\ \frac{rad}{min}$$

$$W = 628{,}3\ \frac{rad}{seg}$$

TIEMPOS QUE CUMPLE EL MOTOR

- Tiempo de la admisión

$$t_{admisión} = \frac{\alpha\, VA}{n * 6}$$

$$t_{admisión} = \frac{226°}{(6000)(6)}$$

$$t_{admisión} = 6{,}27 * 10^{-3}\ seg$$

- Tiempo compresión

$$RCA = 180° - AE - \alpha_{compresión}$$

$$\alpha_{compresión} = 180° - AE - RCA$$

$$\alpha_{compresión} = 180° - 12° - 40°$$

$$\alpha_{compresión} = 128°$$

$$t_{compresión} = \frac{\alpha_{compresión}}{n * 6}$$

$$t_{compresión} = \frac{128°}{(6000)(6)}$$

$$t_{compresión} = 3{,}55 *\ 10^{-3}\ seg$$

- Tiempo de explosión

$$AAE = 180° + AE - \alpha_{explosión}$$

$$\alpha_{explosión} = 180° + AE - AAE$$

$$\alpha_{explosión} = 180° + 12° - 31°$$

$$\alpha_{compresión} = 161°$$

$$t_{explosión} = \frac{\alpha_{explosión}}{n * 6}$$

$$t_{explosión} = \frac{161°}{(6000)(6)}$$

$$t_{compresión} = 4,47 * \ 10^{-3} \ seg$$

- Tiempo de escape

$$t_{escape} = \frac{\alpha \ VE}{n * 6}$$

$$t_{escape} = \frac{220°}{(6000)(6)}$$

$$t_{admisión} = 6,11 * 10^{-3} \ seg$$

El orden de encendido es la secuencia en que tiene lugar la chispa de la bujía en cada cilindro. Esta chispa coincide con el inicio de la carrera de fuerza respectiva y se presenta, en motores de cuatro cilindros en línea, de la manera siguiente: 1 - 3 - 4 - 2, es decir, que encenderá primero el cilindro número uno, después el número tres, a continuación el cuatro y por último el número dos. Este ciclo, como ya sabemos, se repite continuamente de modo que habrá sólo un pistón en carrera de fuerza, otro en carrera de compresión, uno más en carrera de admisión y otro en carrera de escape, en cualquier momento de giro del cigüeñal, siguiendo siempre ese orden de encendido.

(Bautista, 2013), http://es.scribd.com/doc/219487989/85245471-Orden-de-Encendido-1

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

- **Cantidad de calor consumida en 1 segundo (kW)**

$$Q_H = calor\ producido\ por\ el\ motor\ \left(\frac{kJ}{kg}\right)$$

$$Q_C = coeficiente\ de\ calor\ de\ consumo\ \left(\frac{kg}{h}\right)$$

$$Q_o = \frac{Q_H Q_C}{3,6}$$

$$Q_o = \frac{(43930\ kJ)(14,7\ {}^{Kg}/_{hr})}{3,6}$$

$$Q_o = 179380,83\ \frac{kJ}{hr}$$

$$Q_o = \frac{179380,83}{1}\left(\frac{KJ}{hr}\right).\frac{1\ hr}{3600\ s}$$

$$\boldsymbol{Q_o} = 49,82\ KW$$

- **Cantidad de calor que se pierde necesariamente cuando el motor funciona y entrega al sistema de refrigeración (KW)**

$C = constante\ de\ refrigeración$

$i = número\ de\ cilindros$

$D = diámetro\ tubería\ circulación\ de\ líquido\ (mm)$

$m = coeficiente\ del\ aire$

$n = frecuencia\ de\ rotación\ de\ la\ bomba\ (rpm)$

$\alpha = coeficiente\ de\ exceso\ de\ aire$

D = 76,5 mm

n = 5800 rpm

α = 0,9

C ≈ 0,43 – 0,44

m ≈ 0,65 – 0,7

$$Q_1 = C * i * D^{(1+2m)} * n^m * \left(\frac{1}{\alpha}\right)$$

$$Q_1 = 0{,}44 * 4 * 76{,}5^{(1+2(0{,}7))} * 5800^{(0{,}7)} * \left(\frac{1}{0{,}9}\right)$$

$$Q_1 = 27954852{,}05\ W$$

$$\boldsymbol{Q_1} = 27{,}9549\ MW$$

- **La entrega necesaria de masa de líquido**

$C_L = capacidad\ media\ calorífica\ del\ agua\quad \frac{KJ}{kg.°K} \Delta T_L$

$C_L = temperatura\ de\ caída\ del\ agua\ °K$

$Q_L = calor\ de\ salida$

Capacidad media calorífica del agua = 4187 $\frac{KJ}{kg.°K}$

Temperatura de caída del agua = 10°C

Calor de salida = 4257409,30 $\frac{KJ}{s}$

$$G_L = \frac{Q_L}{C_L * \Delta T_L}$$

$$G_L = \frac{4257409{,}30}{4187 * 283}$$

$$\boldsymbol{G_L} = 3{,}59\ \frac{Kg}{s}$$

- **Entrega de masa del aire medio del radiador**

$$\boldsymbol{Q_L = Q_A}$$

$$G_a = \frac{Q_A}{(C_A * \Delta T_A)}$$

$$G_a = \frac{4257409{,}30}{(1000 * 297)}$$

$$\boldsymbol{G_a} = 14{,}33\ \frac{kg}{s}$$

- **Entrega de líquido por la bomba**

$V_{elc} = velocidad\ de\ entrega\ de\ la\ bomba\ \left(\frac{m}{s}\right)$

$V_L = entrega\ de\ la\ bomba\ \left(\frac{m^3}{s}\right)$

$\eta_o = coeficiente\ volumen\ de\ la\ bomba\ (0{,}7 - 0{,}85)m^2$

$$\boldsymbol{V_{elc}} = \frac{\boldsymbol{V_L}}{\eta_o}$$

$$V_{elc} = \frac{2x10^{-6}\left(\frac{m^3}{s}\right)}{0{,}7\ (m^2)}$$

$$\boldsymbol{V_{elc}} = 2{,}85x10^{-6}\left(\frac{m}{s}\right)$$

- **Superficie de enfriamiento del radiador**

$$\boldsymbol{F_R = \frac{Q}{K * \Delta T}}$$

$FR \ = \ superficie\ de\ enfriamiento\ del\ radiador\ (m^2)$

$Q \ = \ calor\ que\ entrega\ motor\ al\ sistema\ de\ refrigeración\ (J)$

$K = \ coeficiente\ de\ termo\ transferencia = 150\ (\frac{BTU}{m^2 * °K})$

$$\boldsymbol{F_R = \frac{Q}{K * \Delta T}}$$

$$F_R = \frac{52643}{150(355 - 325{,}5)}$$

$$\boldsymbol{F_R} = 11{,}88\ m^2$$

- **Densidad del aire frente al radiador**

$\rho_{aire} = \ densidad\ del\ aire\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)$

$P_o \ = \ presión\ atmosférica\ (MPa)\ 0{,}1\ (MPa)$

$R_{aire} \ = \ constante\ del\ aire = \ 0{,}287\ \frac{KJ}{kg * °K}$

$T_{m\ aire} \ = temperatura\ del\ aire\ (°K)$

$$\boldsymbol{\rho_{aire} = \frac{P_o * 10^6}{(R_{aire} * T_{m\ aire})}}$$

$$\boldsymbol{\rho_{aire}} = \frac{0.1 * 10^6}{(287 * 325{,}5)}$$

$$\boldsymbol{\rho_{aire}} = 1{,}07\ \frac{kg}{m^3}$$

- **Volumen de entrega de aire por medio del radiador**

$$V_{aire} = \ volumen\ entrada\ de\ aire\ por\ el\ radiador\ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$G_{aire}\ = \ magnitud\ que\ expresa\ masa\ del\ gas\ \left(\frac{kg}{s}\right)$$

$$\rho_{aire}\ = \ densidad\ del\ aire\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$\boldsymbol{V_{aire}} = \frac{\boldsymbol{G_{aire}}}{(\boldsymbol{\rho_{aire}})}$$

$$\boldsymbol{V_{aire}} = \frac{15{,}63\ \left(\frac{kg}{s}\right)}{1{,}088\ \left(\frac{kg}{m^3}\right)}$$

$$\boldsymbol{V_{aire}} = 14{,}365\ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

Superficie frontal de la pared del radiador

$$F_R = \ superficie\ frontal\ \ de\ la\ parede\ del\ radiador\ \ (m^2)$$

$$V_{aire} = \ volumen\ entrada\ de\ aire\ por\ el\ radiador\ \left(\frac{m^3}{s}\right)$$

$$\boldsymbol{V_V}\ = velocidad\ del\ aire\ frente\ del\ radiador\ \ = 16\ \frac{m}{s}$$

$$\boldsymbol{F_R} = \frac{\boldsymbol{V_{aire}}}{\boldsymbol{V_u}}$$

$$\boldsymbol{F_R} = \frac{14{,}365}{16}$$

$$\boldsymbol{F_R} = 0{,}897\ m^2$$

SISTEMA DE LUBRICACIÓN

- **Cálculo del flujo de aceite** $\left(\frac{lt}{min}\right)$

$Potencia\ efectiva \qquad Ne = 74\ kW$

$Circulación\ específica\ del\ aceite\ =\ 0{,}44\ \frac{lt}{kW * min}$

$$Q_{ac} = 0{,}44\ * Ne$$

$$Q_{ac} = 0{,}44\ \frac{lt}{kW * min} * 74\ kW$$

$$\boldsymbol{Q_{ac}} = 32{,}56\ \frac{lt}{min}$$

- **Cantidad desprendida cedida por los cojinetes**

p_m = presión media sobre el muñón del cigüeñal (MPa)

f = coeficiente de fricción líquida (0,002-0,008)

F_c = superficie del cojinete (m^2)

υ = velocidad circunferencial del muñón (m/seg)

$$Q_c = 10^{-3} * p_m * f * F_c * U$$

$$Q_c = 10^{-3} * 50 * 0{,}006 * 8{,}1 * 10^{-3} * 0{,}5$$

$$\boldsymbol{Q_c} = 8{,}437 * 10^{-7}\ \frac{KJ}{seg}$$

- **Luz mínima de aceite**

$H_{min} = holgura\ mínima\ de\ la\ película\ de\ aceite\ (\mu m)$

$h_{cri} = holgura\ crítica\ de\ la\ película\ de\ aceite\ (\mu m)$

$h_{trab} = holgura\ de\ trabajo\ (\mu m)$

$$H_{min} \geq h_{cri} + h_{trab}$$

$$H_{min} \geq h_{cri} + h_{trab}$$

- **Cantidad de calor evacuada por el cojinete de aceite**

V_{ac}= volumen de aceite que pasa por el cojinete (m^3/seg)

ρ_{ac}= densidad del aceite (kg/m^3)

c_{ac} = calor específico del aceite

t_A = temperatura del aceite a la entrada del cojinete

$t_A^{`}$ = temperatura a la salida del cojinete

$$Q_E = V_{ac} * \rho_{ac} * c_{ac} * (t_A^{`} - t_A)$$

$$Q_E = (0{,}05) * (920) * (0{,}002) * (10 - 15)$$

$$\boldsymbol{Q_E} = -(0{,}46)\frac{kJ}{seg}$$

- **Holgura mínima de la película de aceite**

  δ = holgura radial (μm)

  x = excentricidad relativa

$$hmin\ = \delta(1 - x)$$

$$hmin\ = (2.2\mu m) * (1 - 0{,}45)$$

$$\boldsymbol{hmin}\ = 1{,}21\ \mu m$$

- **Relación de presión máxima y media convencionales sobre el muñón**

K_{max} = presión máxima convencional sobre el muñón de biela (MPa)

k_m = presión media convencional sobre el muñón de biela (MPa)

$$x = \frac{K_{max}}{K_m}$$

$$K_m = \frac{K_{max}}{x}$$

$$Km = \frac{15x10^6 Pa}{0,45}$$

$$\boldsymbol{Km} = 33,33\ MPa$$

- **Suministro de la bomba hacia los cojinetes**

C = coeficiente igual a 0,008 - 0,0012

n = rpm del cigüeñal

d = diámetro del muñones del árbol de levas (m)

i_c = # total de cojinetes de biela y bancada

$$v_B = C * n_{cig} * d^2 * i_c$$

$$v_B = (0,01) * (6000) * (0,0508)^2 * (18)$$

$$\boldsymbol{v_B} = 2,78\ \frac{m^3}{h}$$

SISTEMA DE ENCENDIDO

- **Coeficiente de autoinducción**

$$L = N.\frac{\emptyset}{I}$$

Donde:

$L = coeficiente\ de\ autoinducción\ en\ henrios\ (H)$

$\emptyset = flujo\ producido\ en\ la\ bobina\ en\ weber\ (Wb)$

$I = intensidad\ que\ circula\ por\ la\ bobina\ en\ amperios\ (A)$

$N = número\ de\ espiras\ de\ las\ bobina\ o\ solenoide$

Inducción en un solenoide

$$B = \mu_o.\frac{N.I}{l}$$

Donde:

$$\emptyset = B.S$$

Entonces:

$$\emptyset = \mu_o.\frac{N.I}{l}.S$$

Sustituyendo los valores, se tiene:

$$L = \mu_o.\frac{N^2.S}{l}$$

$L = coeficiente\ de\ autoinducción\ en\ henrios\ (H)$

$\mu_o = coeficiente\ de\ permeabilidad\ del\ vacío$

$\mu_o = 4.\pi.10^{-7}\ (Wb/A.m)$

$N = número\ de\ espiras\ de\ las\ bobina\ o\ solenoide$

$S = sección\ del\ solenoide\ en\ metros\ cuadrados\ (m^2)$

$l = longitud\ del\ solenoide\ en\ metros\ (m)$

- **f.e.m. autoinducida**

$$|\boldsymbol{E_{med}}| = \frac{-\boldsymbol{N}.\boldsymbol{\emptyset}}{\boldsymbol{t}} = \frac{-\boldsymbol{N}.\boldsymbol{\emptyset}.\boldsymbol{I}}{\boldsymbol{t}.\boldsymbol{I}} = -\,\boldsymbol{L}.\frac{\boldsymbol{I}}{\boldsymbol{t}}$$

Energía almacenada en una bobina

$$\boldsymbol{W} = \frac{\boldsymbol{1}}{\boldsymbol{2}}.\boldsymbol{L}.\boldsymbol{I^2}$$

$W = energía\ almacenada\ en\ julios\ (J)$

$L = coeficiente\ de\ autoinducción\ en\ henrios\ (H)$

$I = intensidad\ en\ amperios\ (A)$

Calcular el coeficiente de autoinducción y la f.e.m. autoinducida si se establece la corriente en 8ms, teniendo como datos, que por 300 espiras de cobre de un solenoide circula 3A, la longitud de dicha solenoide es de 600 cm y su diámetro es de 7cm

- **Inducción:**

$$B = \mu_o.\frac{N.I}{l}$$

$$B = 4.\pi.10^{-7}.\frac{(300)(3)}{(600).10^{-2}}\ T$$

$$B = 1{,}89\,.\,10^{-4}\ T$$

$$B = 0{,}189\ \ mT$$

- **Sección del solenoide:**

$$S = \frac{\pi.d^2}{4}$$

$$S = \frac{(\pi).(7^2)}{4}\ cm^2$$

$$S = 38{,}48\ cm^2$$

- **Coeficiente de autoinducción:**

$$L = \mu_o . \frac{N^2 . S}{l}$$

$$L = 4 . \pi . 10^{-7} . \frac{(300)^2 . (38{,}48) . 10^{-4}}{(600) . 10^{-2}} \quad H$$

$$L = 7{,}25 . 10^{-5} \ H$$

- **f.e.m. autoinducida:**

$$|E_{med}| = L . \frac{I}{t}$$

$$|E_{med}| = (7{,}25 . 10^{-5}) . \frac{3}{8 . 10^{-3}} \ V$$

$$|E_{med}| = 0{,}0272 \ V$$

$$|E_{med}| = 27{,}20 \ mV$$

Fórmulas tomadas del Libro Electrotecnia, Germán Santamaría, Agustín Castejón

CÁLCULO DEL CICLO DE TRABAJO DE UN MOTOR DIESEL PARA INSTALARLO EN UN COCHE DE TURISMO

Características del motor sin sobrealimentación:

$Número\ de\ revoluciones$	$n = 2500\ rpm$
$Potencia\ efectiva\ del\ motor$	$N_e = 170\ Kw$
$Número\ de\ cilindros$	$i = 8$
$Relación\ de\ compresión$	$\epsilon = 17$
$Coeficiente\ de\ exceso\ de\ aire$	$\alpha = 1{,}4$
$Cámara\ de\ combustión\ tipo$	$YaMZ - 236$
$Combustible\ motor\ Diesel$	$C = 0{,}87; H = 0{,}126\ ; O_c = 0{,}004$
$Poder\ calorífico\ inferior$	$H_u = 44\dfrac{MJ}{kg}$

1. **La cantidad de aire teórica necesaria para la combustión de 1 kg de combustible**

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}C + 8H - O_c\right)$$

$$l_0 = \frac{1}{0{,}23}\left(\frac{8}{3}(0{,}87) + (8(0{,}126)) - 0{,}004\right)$$

$$\boldsymbol{l_0} = 14{,}45\ kg$$

$$L_0 = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32}\right)$$

$$L_0 = \frac{1}{0{,}209}\left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} - \frac{0{,}004}{32}\right)$$

$$\boldsymbol{L_0} = 0{,}499\ kmol$$

Lo comprobamos según la expresión:

$$L_0 = \frac{l_o}{\mu_a} = \frac{14{,}45}{28{,}96}$$

$$\boldsymbol{L_0} = 0{,}499\ kmol$$

2. **La cantidad total de aire es:**

$$M_1 = \alpha . L_0 = (1{,}4)(0{,}499)$$

$$\boldsymbol{M_1} = 0{,}699\ kmol$$

3. **Los productos de combustión para $\boldsymbol{\alpha = 1}$ se hallan de:**

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0{,}79 L_0$$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{2} + (0{,}79)(0{,}499)$$

$$(\boldsymbol{M_2})_{\boldsymbol{\alpha=1}} = 0{,}5297\ kmol$$

La cantidad excedente de aire fresco es

$$(\alpha - 1)L_0 = (1{,}4 - 1)(0{,}499) = 0{,}1996\ kmol$$

La cantidad total de los productos de combustión se determina mediante:

$$M_2 = (M_2)_{\alpha=1} + (\alpha - 1)L_0$$

$$M_2 = 0{,}5297 + 0{,}1996$$

$$\boldsymbol{M_2} = 0{,}7293\ kmol$$

Coeficiente teórico de variación molecular:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0{,}7293}{0{,}699}$$

$$\boldsymbol{\mu_0} = 1{,}043$$

4. **Parámetros del proceso de admisión. Proporcionamos los siguientes parámetros para la carga en el proceso de admisión: $\boldsymbol{p_0 = 0,1\ MPa}$; $\boldsymbol{T_0 = 2888\ °K}$; el incremento de la temperatura de la carga $\Delta \boldsymbol{T} = \mathbf{30}$℃. Entonces la densidad e la carga en la admisión es:**

$$\rho_0 = p_0/RT_0 = 1{,}209\ kg/m^3$$

$$p_a = p_0 - (\beta^2 + \xi)\frac{\omega_{ad}^2}{2}\rho_0 .10^{-6}$$

Asignamos $(\beta^2 + \xi) = 2{,}8$; $\omega_{ad} = 82\, m/s$, por lo que

$$p_a = 0{,}1 - \frac{2{,}8}{2}.(82^2)(1{,}209).10^{-6}$$

$$\boldsymbol{p_a} = 0{,}089\ MPa$$

Adoptamos los siguientes parámetros para los gases residuales: $p_r = 0{,}12\ MPa$; $T_r = 850\ °K$. Entonces el coeficiente de gases residuales será igual a:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r}\frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 30}{850}\frac{0{,}12}{(17)(0{,}892) - 0{,}12}$$

$$\boldsymbol{\gamma_r} = 0{,}032$$

La temperatura al final de la admisión $T_k = T_0$

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{288 + 30 + (0{,}032)(850)}{1 + 0{,}032}$$

$$\boldsymbol{T_a} = 334{,}5\ °K$$

Para el rendimiento volumétrico se utiliza $\varphi_1 = 1, p_k = p_0$ y $T_k = T_0$, de lo que resulta:

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma_r)} = \frac{17}{16} \cdot \frac{0{,}089}{0{,}1} \cdot \frac{288}{(334{,}5)(1{,}032)}$$

$$\boldsymbol{\eta_V} = 0{,}789$$

5. **Parámetros del proceso de compresión. Admitimos que el exponente politrópico de compresión $\boldsymbol{n_1 = 1{,}38}$. La presión al final de la compresión es:**

$$P_c = p_a \varepsilon^{n_1} = (0{,}089)(17^{1{,}38})$$

$$\boldsymbol{P_c} = 4{,}44\ MPa$$

La temperatura al final de la compresión:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = (334{,}5)(17^{0{,}38})$$

$$\boldsymbol{T_c} = 981{,}67\ °K$$

6. **Parámetros del proceso de combustión. La ecuación del proceso de combustión en el motor Diésel con $\boldsymbol{\xi_z = 0{,}82}$ se obtiene de:**

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^{"}}{1 + \gamma_r} + 8{,}314 \boldsymbol{\lambda} T_c = \mu_r \left(U_z^{"} + 8{,}314 T_z\right)$$

El coeficiente real de variación molecular es

$$\mu_r = \frac{M_2 + \gamma_r M_1}{M_1(1+\gamma_r)} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1+\gamma_r} = \frac{1{,}043 + 0{,}032}{1 + 0{,}032} = 1{,}042$$

de tal manera que:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\gamma_r)} = \frac{(0{,}82)(44)(10^3)}{(1{,}032)(0{,}699)} = 50\ 016\ \ \frac{KJ}{kmol}$$

La energía interna de 1 kmol de aire a la temperatura de compresión t_c es

$$U_c^{"} = (22{,}408)(699) = 15\ 663\ \ \frac{KJ}{kmol}$$

La energía interna $U_c^{"}$ de 1 kmol de productos de combustión a la temperatura t_c está integrada por la energía interna de estos últimos siendo $\alpha = 1$ y la energía interna del aire excedente, es decir

$$U_c^{"} = \left(U_c^{"}\right)_{\alpha=1}\left(r_{M_2}\right)_{\alpha=1} + U_c r_{e.a.}$$

El calor especifico de los productos de combustión, para $\alpha = 1$:

$$\left(\mu c_V^{"}\right)_{\alpha=1} = 25{,}079\ \ \frac{KJ}{kmol}$$

Entonces la energía interna de los productos de combustión para $\alpha = 1$

$$\left(U_c^{"}\right)_{\alpha=1} = 17\ 530\ \ \frac{KJ}{kmol}$$

y

$$U_c^{"} = 17\,530.\frac{0,5297}{0,7293} + 15\,663.\frac{0,1996}{0,7293}$$

$$U_c^{"} = 17\,019\ \frac{KJ}{kmol}$$

La magnitud

$$\frac{U_c + \gamma_r U_c^{"}}{1+\gamma_r} = \frac{15\,663 + (0,032)(17\,019)}{1,032}$$

$$= 15\,705\ \frac{KJ}{kmol}$$

Asignamos el grado de elevación de la presión $\lambda = 1.8$; entonces:

$$8,314\lambda T_c = (8,314)(1,8)(981,67) = 14\,691\ KJ/kmol$$

La suma de todos los términos del primer miembro de la ecuación de combustión es:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r U_c^{"}}{1+\gamma_r} + 8,314\boldsymbol{\lambda} T_c$$

$$= 50\,016 + 15\,705 + 14\,691$$

$$= 80\,412\ \frac{KJ}{kmol}$$

Por lo tanto, por medio de $\mu_r = 1,04$:

$$\mu_r\left(U_z^{"} + 8,314\boldsymbol{\lambda} T_c\right) = 80\,412\ \frac{KJ}{kmol}$$

O también teniendo $\mu_r = 1,04$, queda:

$$U_z^{"} + 8,314\lambda T_c = 77\,319\ \frac{KJ}{kmol}$$

La energía interna $U_z^{"}$ es una función de la temperatura de combustión y de calor específico, por eso la última ecuación puede resolverse aplicando el método de aproximaciones sucesivas:

Si se adopta que $T_z = 2173\ °K$ o mejor dicho $t_z = 1900°C$, obtenemos

$$U_z^{"} = 54\,931.\frac{0{,}5297}{0{,}7293} + 47\,813.\frac{0{,}1996}{0{,}7293}$$

$$U_z^{"} = 52\,983\ \frac{KJ}{kmol}$$

$$U_z^{"} + (8{,}314)(2\,173)\ °K$$

$$\boldsymbol{U_{z1}^{"}} = 71\,049\ \frac{KJ}{kmol}$$

Si $T_z = 2273\ °K\ (t_z = 2000°C)$, entonces:

$$U_z^{"} = 58\,193.\frac{0{,}5297}{0{,}7293} + 50\,660.\frac{0{,}1996}{0{,}7\,293} =$$

$$U_z^{"} = 56\,131\ \frac{KJ}{kmol}$$

$$U_z^{"} + (8{,}314)(2\,273)\ °K$$

$$\boldsymbol{U_{z1}^{"}} = 75\,029\ \frac{KJ}{kmol}$$

Ya que el segundo miembro de la ecuación de combustión es igual a $77\,319\ \frac{KJ}{kmol}$ resulta evidente que la temperatura de combustión buscada se encuentra entre $2300\ y\ 2400\ °K$.

En forma análoga a lo realizado en el ejemplo anterior encontramos que $T_z = 2342\ °K$.

El coeficiente de expansión preliminar se obtiene de:

$$\rho = \frac{\mu_r}{\lambda}\frac{T_z}{T_c} = \frac{(1{,}04)(2\ 342)}{(1{,}8)(981{,}67)} = 1{,}38$$

La presión máxima de combustión:

$$p_z = p_c\lambda = (4{,}44)(1{,}8)$$

$$\boldsymbol{p_z} = 7{,}992\ MPa$$

7. **Parámetros del proceso de expansión. El grado de expansión posterior es:**

$$\delta - \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1{,}38} = 12{,}32$$

Escogemos el exponente politrópico de expansión $n_2 = 1{,}23$

La temperatura al final de la expansión es:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2342}{12{,}32^{0{,}23}}$$

$$\boldsymbol{T_b} = 1\ 314\ °K$$

La presión al final de la expansión es:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{7{,}992}{12{,}32^{1{,}23}}$$

$$\boldsymbol{p_b} = 0{,}364\ MPa$$

8. **La presión media indicada del ciclo se encuentra por medio de :**

$$(p_i)_{an} = \rho_0 \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1}\left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}\right) - \frac{1}{n_1 - 1}\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}\right)\right]$$

$$(p_i)_{an} = 0{,}089.\frac{17^{1{,}38}}{16}\left[1{,}8(1{,}38 - 1) + \frac{(1{,}8)(1{,}38)}{0{,}23}\left(1 - \frac{1}{12{,}32^{0{,}23}}\right) - \frac{1}{0{,}38}\left(1 - \frac{1}{17^{0{,}38}}\right)\right]$$

$$\boldsymbol{(p_i)_{an}} = 1{,}012\ MPa$$

La presión media indicada del ciclo real, tomando en cuenta el redondeamiento del diagrama, para $\varphi_i = 0{,}95$; es

$$p_i = 0{,}95(p_i)$$

$$\boldsymbol{p_i} = 0{,}96\ MPa$$

9. **Parámetros principales del ciclo. La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se halla:**

$$p_m = 0{,}105 + 0{,}012 v_p$$

Consideramos que la velocidad media del pistón es $v_p = 10\, m/s$, entonces:

$$p_m = 0{,}105 + (0{,}012)(10)$$

$$\boldsymbol{p_m} = 0{,}225\ MPa$$

La presión media efectiva del ciclo se determina:

$$p_e = p_i - p_m = 0{,}96 - 0{,}225$$

$$\boldsymbol{p_e} = 0{,}735\ MPa$$

El rendimiento mecánico:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,735}{0,96}$$

$$\boldsymbol{\eta_m} = 0,766$$

Consumo específico indicado de combustible:

$$g_i = 3600 \frac{\eta_V \rho_0}{p_i \alpha l_0}$$

$$g_i = 3600.\frac{(0,789)(1,209)}{(0,96)(1,4)(14,45)}$$

$$\boldsymbol{g_i} = 176,82\; g/(kW.h)$$

Consumo específico efectivo de combustible es:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$\boldsymbol{g_e} = 231\;\; g/(kW.h)$$

Rendimiento indicado del ciclo:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{(176,82)(44)}$$

$$\boldsymbol{\eta_i} = 0,463$$

Rendimiento efectivo del ciclo:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = (0,463)(0,766)$$

$$\boldsymbol{\eta_e} = 0,354$$

El consumo horario de combustible es

$$G_c = g_e N_e = (0{,}231)(170)$$

$$\boldsymbol{G_c} = 39{,}27\ kg/h$$

10. Dimensiones principales del motor

$$iV_h = \frac{30N_e\tau}{p_e n} = \frac{(30)(170)(4)}{(0{,}735)(2500)}$$

$$\boldsymbol{iV_h} = 11{,}1\ l$$

Volumen de trabajo de un cilindro:

$$V_h = \frac{11{,}1}{8}$$

$$\boldsymbol{V_h} = 1{,}39\ l$$

Adoptamos $S/D = J = 1{,}0$. Entonces:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi J}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{(4)(1{,}39)}{1.\pi}}$$

$$D = 1{,}21\ dm$$

$$\boldsymbol{D} = 121\ mm$$

Elegimos $D = 120mm$. De aquí para $V_h = 1{,}39$

Entonces obtenemos que la carrera

$$\boldsymbol{S} = 123\ mm$$

La velocidad media del pistón es:

$$v_p = \frac{S_n}{30} = \frac{(0,123)(2500)}{30}$$

$$\boldsymbol{v_p} = 10,25 \ m/s$$

Datos y fórmulas tomadas del libro “Motores de automóvil” de M.S. Jóvaj

Bibliografía

Bautista, C. A. (7 de abril de 2013). http://es.scribd.com/doc/219487989/85245471-Orden-de-Encendido-1. Obtenido de http://es.scribd.com/doc/219487989/85245471-Orden-de-Encendido-1: http://es.scribd.com/doc/219487989/85245471-Orden-de-Encendido-1

Diaz, R. (1987). MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. Riobamba, Ecuador: Pedagógica Freire.

Dobrovolski, V., & Zablonsky, K. (1980). ELEMENTOS DE MAQUINAS. Moscu, Rusia: MIR.

G., P. (1987). Problemas de Termotecnia. USRR: Mir Moscú.

Jóvaj, M., & Máslov, G. (1973). Motores de Automóvil. (A. Molina Garcia, Trad.) Moscú, Rusia: MIR MOSCÚ.

Kindler, H., & Kynast, H. (1986). Matemática Aplicada Para la Técnica del Automóvil. Barcelona: GTZ Editorial Reverté S. A.

Martín, J. S. (2 de Mayo de 2002). SlideShare. Obtenido de https://es.slideshare.net/mecanicaautomotriz/lubricacion-12777021

Mecánica del automovil. (s.f.). elalumno. Obtenido de http://www.almuro.net/sitios/Mecanica/refrigeracion.asp?sw07=1

Miklos, A., Cherniavskaya, G., & Cherviakov, P. (1986). MOTORES DE COMBUSTION INTERNA MARINOS (Tercera ed.). Moscú, Rusia: LENINGRAD SUDOSTROENIE.

Orlina, S., & Kruglova, G. (1983). MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. TEORIA DE LOS MOTORES COMBINADOS. Moscu: MASHINOSTROENIE.

Pankrátov, G. (1987). Problemas de Termotecnia. Moscú, Rusia: Mir Moscú.

Pérez, M., & Martín, J. (2000). Tecnológia de Electricidad del Automóvil. Barcelona: S.L. CIE INVERSIONES.

Romanenko, A., & Chilenov, N. (1984). Automoviles a diesel Ural. Moscu: Transport.

soft-engine.org.(s.f.).soft-engine.org. Obtenido de http://www.soft-engine.org/pagine.web/spagnolo/4ttool1.htm

Sokolov, F., & Usov, P. (1986). MECANICA INDUSTRIAL (Vol. Tercero). Moscu, Rusia: MIR.

Veshkielski, A. (1981). Manual del Marino Dieselista. Leningrado, Rusia: LENINGRAD SUDOSTROENIE.

Publicaciones Científicas

ISBN: 978-9942-765-39-0

9 789942 765390

ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA