ÍNDICE

Prólogo 9

Introducción 11

Lista de símbolos 13

Parte I. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS 19

I.1. Ciclos termodinámicos equivalentes de aire 21
I.2. Motores de cuatro tiempos de aspiración natural 37
I.3. Motores de dos tiempos de aspiración natural 57
I.4. Motores sobrealimentados 67
I.5. Cogeneración 79

Parte II. INSTALACIONES DE POTENCIA BASADAS EN TURBOMÁQUINAS 85

II.1. Turbinas de gas 85
II.1.1. Turbinas de gas de ciclo simple 87
II.1.2. Turbinas de gas aeroderivadas 113
II.1.3. Turbinas de gas: ciclos especiales 122
II.2. Instalaciones con turbinas de vapor 145
II.2.1. Ciclos de Rankine 146
II.2.2. Ciclos combinados gas-vapor 154
II.3. Turbinas de gas de aviación 166

Parte III: DISEÑO DE TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS 191

III.1. Turbinas 192
III.1.1. Turbinas axiales 193
III.1.2. Turbinas centrípetas 240

III.2. Turbocompresores 244
III.2.1. Compresores axiales 245
III.2.2. Compresores centrífugos... 256

Tablas termodinámicas del aire a baja presión 269
Diagrama de Mollier 279

Problemas recomendados para los alumnos de la asignatura Ingeniería Térmica 281

Parte I
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Los MCI alternativos, se pueden clasificar según distintos criterios. La clasificación más importante es la que les divide en motores de encendido provocado y motores de encendido por compresión, es decir, una clasificación dependiendo de como se inicia y se desarrolla la combustión de la mezcla de aire y combustible en su interior. En los motores de encendido provocado o motores Otto, por el nombre de su inventor, la combustión se inicia por un agente externo, en general una chispa en la bujía, y luego se propaga por la cámara mediante un frente de llama. Dicha chispa se produce al final de la compresión, de forma que la combustión tiene lugar mientras el pistón se encuentra en las proximidades del punto muerto superior, desarrollándose la última parte del proceso durante la expansión, cuando el pistón está ya descendiendo.

El otro tipo de motor de combustión interna alternativo es el de encendido por compresión, en el que la combustión se inicia por autoinflamación de la mezcla y, por tanto, sin causa externa. Ello es debido, principalmente, a las características del combustible que utilizan estos motores y a las condiciones de presión y temperatura alcanzadas al final de la compresión, debido a las elevadas relaciones de compresión con las que se diseñan estos motores. A estos motores también se les denomina motores diesel, en este caso asimismo en recuerdo del inventor del ciclo. En los diesel se admite y comprime solamente aire, y es al final de la compresión cuando se comienza a inyectar el combustible con una determinada ley, de forma que transcurrido un cierto tiempo de retraso la mezcla se autoinflama. La ley de inyección define la cantidad de combustible que se inyecta en cada instante durante el período total de inyección.

La clasificación anterior es sin duda la más importante, pero los motores también se pueden clasificar en motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos. Los motores de cuatro tiempos emplean cuatro carreras del pistón para realizar un ciclo completo, de forma que, para los procesos de escape de los gases ya quemados y admisión de la mezcla, se emplea una revolución del cigüeñal. En un motor de dos tiempos todos los procesos: admisión, compresión, combustión, expansión y escape, tienen lugar durante dos carreras del pistón, o sea en una única vuelta del cigüeñal.

En los ejercicios propuestos se ha realizado una clasificación atendiendo a si el motor es de dos tiempos o cuatro tiempos, teniendo en cuenta que los parámetros que se emplean para definir la bondad del proceso de renovación de la carga en cada caso son diferentes. No se ha realizado ninguna división de los ejercicios en cuanto a las características del proceso de combustión, dado que los parámetros que se manejan en los problemas propuestos en ambos casos son idénticos.

Los MCI alternativos tienen muy diversas aplicaciones, para las cuales son idóneos determinados tipos de motores. En una parte importante de los ejercicios propuestos se hace referencia en el enunciado a la aplicación concreta de dicho motor. En este sentido es interesante destacar que los motores a partir de una determinada potencia son en general motores diesel. En concreto los motores de encendido provocado de gasolina o GLP quedan circunscritos a motores de automoción y a motores auxiliares de poca potencia. En éstos el pistón no puede tener un diámetro mayor de aproximadamente *15 cm* por problemas de detonación. La razón estriba en que a medida que el motor aumenta sus dimensiones, se reduce la relación superficie/volumen, y el motor es cada vez más adiabático y por tanto más caliente. Esto supone una tendencia inevitable a la detonación, que es indeseable. Actualmente en catálogo el motor de gasolina de mayor potencia que es un motor de *425 kW*, con un diámetro de pistón de *11 cm*.

Hay que destacar, por su importancia creciente, los motores de encendido provocado que utilizan gas natural como combustible, fundamentalmente en aplicaciones industriales. El gas natural tiene una tendencia menor a la detonación que la gasolina, lo que permite que se alcancen diámetros de pistón de hasta 60 cm. Las relaciones de compresión, aunque más elevadas que en el caso de los motores de gasolina, no pueden superar el valor de *13:1*, por problemas de aparición de la detonación (valores máximos de *10:1* MEP de gasolina y *23:1* en MEC). El nivel de sobrealimentación, por el mismo motivo, debe ser inferior al del caso de los motores diesel. Por estas circunstancias las presiones medias efectivas son inferiores a las alcanzadas en motores diesel.

Los motores de gas se clasifican en *motores de gas de encendido por chispa, y motores de combustible dual*. En estos últimos también se admite una mezcla de gas y aire, pero la ignición en vez de producirse mediante una chispa, se provoca mediante la inyección de un combustible con tendencia al autoencendido, como el gasóleo. El combustible de esta inyección piloto representa el *3-10%* del total del combustible introducido. Estos motores, que derivan constructivamente de los motores diesel, pueden utilizar en algunos casos asimismo gasóleo como único combustible. Por ejemplo, determinados tipos de motores duales con inyección de gas a alta presión, se alimentan de gasóleo hasta que la carga está por debajo del *30%* de la potencia nominal, y a partir de ahí comienza la inyección de gas con presiones de inyección de *300 bar*, y la inyección de gasóleo se va reduciendo hasta limitar su porcentaje al *8%* para provocar la ignición.

Los motores duales alcanzan potencias máximas de unos *26 MW*, mientras que, en ese caso, el mismo motor en versión diesel desarrolla una potencia de *34 MW*. Los motores de encendido por chispa alcanzan potencias menores, estando su techo actualmente en torno a los *9 MW*.

En relación a los motores de encendido por compresión, es relativamente habitual catalogar a estos motores dependiendo de su régimen de giro máximo en: lentos, media velocidad, rápidos y extrarrápidos. Hay que destacar que esto está a su vez relacionado con el tamaño del motor; a medida que el motor es más grande, en cuanto a dimensiones de sus cilindros, en concreto, cuanto mayor es su carrera, el motor debe girar más lento para que la velocidad lineal media del pistón, de la que dependen las pérdidas mecánicas, se mantenga en un margen de valores admisible, entre *6-16 m/s*. Son motores lentos los diesel de dos tiempos, utilizados fundamentalmente como motores marinos, que en el rango más alto de potencias giran a *100 r.p.m.* o incluso a *70 r.p.m.*, con carreras de algo más de *3* metros de longitud. Motores extrarrápidos son los diesel de automóvil que, con carreras de por ejemplo 8 cm, pueden llegar a girar *5.500 r.p.m.*

Los motores de mayor potencia máxima actualmente son los de dos tiempos lentos, de *14* cilindros en línea que alcanzan potencias de *98 MW* con rendimientos térmicos superiores al *50%*.

Los motores más grandes de cuatro tiempos desarrollan potencias actualmente en el entorno de los *28 MW* con 20 cilindros en V. Para estos motores de media velocidad (450 r.p.m.) está siendo cada vez más importante la aplicación de la producción de energía eléctrica.

Los motores diesel de alta velocidad, con una gama de regímenes de giro en el entorno de los *1.000-1.500 r.p.m.*, son los utilizados para tracción ferroviaria o en automoción equipando grandes camiones. En éstos se han alcanzado presiones medias efectivas de *23 bar* y en versiones de *20* cilindros alcanzan potencias de *8.000 kW.*

I.1. CICLOS TERMODINÁMICOS EQUIVALENTES DE AIRE

Hoy en día la simulación mediante modelos matemáticos del comportamiento termodinámico y fluido-mecánico del fluido de trabajo, se ha convertido en una herramienta fundamental en el diseño y desarrollo de los motores térmicos y las turbomáquinas térmicas.

Los distintos tipos de modelos que existen en la actualidad modelizan, con diversos grados de sofisticación, diversos aspectos de los procesos que experimenta el fluido y que condicionan las prestaciones del motor o la máquina térmica. Por ejemplo se simula la combustión, la transferencia de calor, el movimiento del fluido en el interior del motor o la formación de contaminantes. Los modelos pueden ayudar a los diseñadores a elegir determinados parámetros de diseño, como por ejemplo, en el caso de los motores de combustión interna alternativos, la geometría más adecuada para la cámara de combustión, la posición idónea de la bujía, las características óptimas del proceso de inyección de combustible o la geometría idónea de los conductos de admisión.

No se puede considerar la utilización de modelos como una técnica reciente. El análisis teórico de los procesos en el interior de los motores térmicos ha tenido una larga y continuada historia. Los ciclos teóricos de aire con combustión a volumen constante, combustión a presión constante y combustión a presión limitada pueden considerarse como los precursores de los sofisticados modelos actuales, en el caso de los MCI alternativos. En estos sencillos modelos se supone, entre otras cosas, que el fluido que evoluciona es aire, despreciando, por tanto, el combustible. Asimismo se considera que dicho aire se comporta como un gas perfecto con calores específicos constantes y la combustión se simula como una aportación de calor procedente del exterior, idéntica a la proporcionada por el combustible.

A pesar de su simplicidad y aproximación muy burda a la realidad, el análisis de estos ciclos ideales o modelos básicos nos proporciona resultados cualitativos interesantes, como la influencia que la relación de compresión del motor tiene sobre el rendimiento térmico del mismo.

Dada la simplicidad del planteamiento de los ciclos de aire equivalente es posible realizar un cálculo manual, asistidos por una calculadora sencilla, para obtener las condiciones del fluido de trabajo en puntos significativos del ciclo. Lo mismo ocurre en el análisis de los ciclos termodinámicos asociados a las turbinas de gas y ciclos Rankine.

Los modelos más complejos requieren la resolución, mediante métodos numéricos, de las ecuaciones planteadas en el modelo, utilizando programas de cálculo adecuados y ordenadores potentes.

Hay que tener en cuenta que incluso los modelos más sofisticados están limitados en cuanto a su capacidad de predecir el comportamiento del motor o máquina térmica ante la variación de condiciones de funcionamiento o parámetros de diseño. Dicha limitación está ligada al propio conocimiento actual de los procesos a simular, que incide en la formulación de las hipótesis y simplificaciones que en muchos casos es necesario realizar para la definición de las ecuaciones que describen determinados fenómenos, por desconocimiento de la propia realidad. En este sentido, los modelos seguirán desarrollándose a medida que el conocimiento y comprensión básica de los aspectos físicos y químicos de los procesos a simular aumente o se acreciente paso a paso, a lo que está contribuyendo el avance de la instrumentación experimental y la propia utilización de los modelos.

Problema I.1.1

Determinar la relación de compresión de un motor de encendido provocado, cuyo ciclo de aire equivalente tiene un rendimiento del 60%. Si las condiciones al inicio de la compresión son 1,1 bar y 327,7 K, indicar cuáles serán la tempe-

ratura máxima y la presión máxima alcanzadas en dicho ciclo de aire. Calcular asimismo el trabajo desarrollado en la expansión, si dicho ciclo representa a un motor que trabaja con un dosado relativo igual a la unidad y un combustible con un poder calorífico de 43.200 kJ/kg.

Datos complementarios:

— *Dosado estequiométrico: 0,068*
— *Calor específico del aire a presión constante c_p = 1 kJ/kgK*
— *Constante del aire R = 0,287 kJ/kgK*

[1] En primer lugar se pide determinar la relación de compresión del motor, que se obtendrá a través de la expresión del rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente de combustión a volumen constante en función de dicho parámetro.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 0,6 \qquad [1]$$

A partir de los datos del enunciado se puede obtener:

$$c_v = c_p - R = 0,713 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \qquad \gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1}{0,713} \rightarrow \gamma = 1,4$$

Sustituyendo valores en la ecuación [1] y despejando la incognita, la relación de compresión resulta ser r = 9,88:1.

Se calcularán las condiciones de los distintos puntos del diagrama termodinámico representado en la figura adjunta para calcular finalmente la temperatura máxima y la presión máxima de combustión.

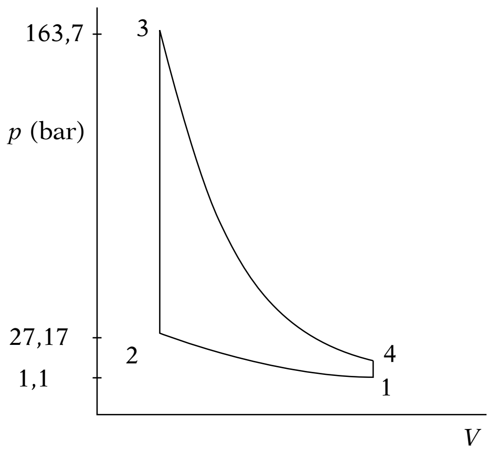

FIGURA I.1.

Compresión isentrópica *(1-2)*:

$$p_1 \cdot v_1^{\gamma} = p_2 \cdot v_2^{\gamma}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 1{,}1 \cdot (9{,}88)^{1{,}4} = 27{,}17 \text{ bar}$$

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = 0{,}287 \cdot 10^3 \cdot \frac{327{,}7}{1{,}1 \cdot 10^5} = 0{,}855 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0{,}855}{9{,}88} = 0{,}0866 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot v_2}{R} = 27{,}17 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{\text{m}^2}\right) \cdot 0{,}0866 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right) \cdot \frac{1}{0{,}287 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)} = 819{,}8 \text{ K}$$

Combustión a volumen constante *(2-3)*:

$$v_3 = v_2 = 0{,}0866 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Por la propia definición del ciclo de aire equivalente: $F \cdot H_c = q_{2-3}$

$$q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) = 0{,}713 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right) (T_3 - 819{,}8)(\text{K}) = 0{,}068 \cdot 43200 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

[2] La temperatura máxima y la presión máxima de combustión serán, por tanto:

$$T_3 = 4.939{,}8 \text{ K}$$

$$p_3 = \frac{R \cdot T_3}{v_3} = 0{,}287 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) \frac{4.939{,}8(\text{K})}{0{,}0866(\text{m}^3)} = 163{,}7 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \equiv 163{,}7 \text{ bar}$$

[3] Finalmente se pide calcular el trabajo desarrollado en la expansión en el ciclo de aire equivalente. Al ser *(3-4)* una expansión isentrópica, y por tanto adiabática, el trabajo de expansión será:

$$W_{3-4} = c_v \cdot (T_3 - T_4) \qquad [2]$$

Es necesario calcular la temperatura del aire al final de dicho proceso.

$$p_3 \cdot v_3^\gamma = p_4 \cdot v_4^\gamma$$

$$v_4 = v_1 = 0,855 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^\gamma = p_3 \cdot \left(\frac{1}{r}\right)^\gamma = 163,7 \cdot \left(\frac{1}{9,88}\right)^{1,4} = 6,63 \text{ bar}$$

Recurriendo de nuevo a la ecuación de los gases perfectos y sustituyendo valores en unidades del sistema internacional, se tiene:

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot v_4}{R} = \frac{6,63 \cdot 10^5 \cdot 0,855}{0,287 \cdot 10^3} = 1.975{,}14 \text{ K}$$

El trabajo específico de expansión del ciclo ideal de aire equivalente será, por tanto:

$$W_{3-4} = 0,713 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right) \cdot (4.939{,}8 - 1.975{,}14)\ (\text{K}) = 2.113{,}8 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Problema I.1.2

De un motor de encendido provocado, en un determinado punto de funcionamiento, se conocen los datos siguientes:

- *Rendimiento mecánico... 0,8*
- *Dosado absoluto.. 1:18*
- *Rendimiento volumétrico.. 0,82*
- *Poder calorífico del combustible .... 43.200 kJ/kg*
- *Relación de compresión 8:1*
- *Su presión media indicada es el 60% de la del ciclo de aire equivalente.*

Se pide calcular:

1. *Presión máxima de su ciclo de aire equivalente.*
2. *Consumo específico real del motor.*
3. *Diferencia entre el rendimiento indicado del motor y el rendimiento térmico del ciclo teórico.*

Para el cálculo del ciclo de aire equivalente, considerar que las condiciones al comienzo de la compresión son las reales y que el calor aportado por kilogramo de aire es igual a la energía aportada por el combustible al motor por kilogramo de aire admitido.

Tomar como condiciones ambientales: 0,98 bar y 22 °C.

Datos correspondientes al aire: R = 0,287 kJ/kgK, $\gamma = 1,4$ *y* $\rho_o = 1,293\ kg/m^3$ *(0 °C y 1 bar).*

[1] Se empezará por analizar el ciclo de aire equivalente para llegar a obtener la presión máxima de combustión.

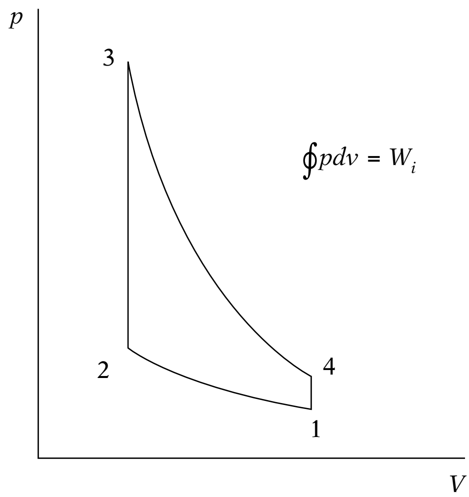

FIGURA I.2.

Las condiciones al comienzo de la compresión son:

$$p_1 = 0,98 \text{ bar} \qquad T_1 = 295 \text{ K}$$

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0,287 \cdot 295 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{0,98 \cdot 10^5 \left(\frac{N}{\text{m}^2}\right)} = 0,864 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

En el diagrama *p-v*, la línea *1-2* representa una compresión adiabática y reversible, por tanto:

$$p_1 \cdot v_1^\gamma = p_2 \cdot v_2^\gamma \qquad T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1}$$

$$p_2 = 0,98 \cdot 8^{1,4} = 18,01 \text{ bar} \qquad T_2 = 295 \cdot 8^{0,4} = 677,73 \text{ K}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{8} = 0,108 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

La línea *2-3* representa una aportación de calor al fluido a volumen constante, por tanto, sin intercambio de trabajo con el exterior.

$$q_{2-3} = u_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \qquad [1]$$

Dado que el calor aportado por kilogramo de aire es igual a la energía aportada por el combustible en el motor real por kilogramo de aire admitido:

$$q_{2-3} = \frac{\dot{m}_f \cdot H_c}{\dot{m}_a} = \frac{1}{18} \cdot 43.200 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 2.400 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

A partir de las relaciones: $c_p - c_v = R$ y $\gamma = \dfrac{c_p}{c_v}$ se deduce:

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} = \frac{0,287}{1,4-1} = 0,717 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Despejando el valor de la temperatura máxima de combustión en la ecuación [1], se obtiene:

$$T_3 = \frac{2.400}{0,717} + 677,73 = 4.025 \text{ K}$$

La presión máxima de combustión será:

$$p_3 = \frac{R \cdot T_3}{v_3} = \frac{0,287 \cdot 10^3 \cdot 4.025 \left(\dfrac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{0,108 \left(\dfrac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} = 106,96 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \equiv 106,96 \text{ bar}$$

[2] El consumo específico del motor puede obtenerse a partir de la siguiente expresión:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} = \frac{F \cdot \dot{m}_a}{N_e} = \frac{F \cdot \eta_v \cdot V_T \cdot \dfrac{n}{2} \cdot \rho_{ia}}{pme \cdot V_T \cdot \dfrac{n}{2}} = \frac{F \cdot \eta_v \cdot \rho_{ia}}{pme} \qquad [2]$$

La densidad del aire en condiciones ambientales se calcula a partir de la correspondiente a las condiciones de referencia:

$$\rho_{ia} = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{p_0} \cdot \frac{p_a}{T_a} = 1,293 \cdot \frac{273}{1} \cdot \frac{0,98}{295} = 1,173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La presión media efectiva del motor puede obtenerse a partir de la presión media del ciclo de aire equivalente:

$$pme = \eta_m \cdot pmi = \eta_m \cdot 0{,}6 \cdot pmia \qquad [3]$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8^{0,4}} = 0{,}56$$

$$pmia = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3}}{v_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right)} = \frac{0{,}56 \cdot 2.400 \cdot 10^3 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{0{,}864\left(1 - \frac{1}{8}\right)\left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} = 17{,}78 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Sustituyendo valores en [3]:

$$pme = 0{,}8 \cdot 0{,}6 \cdot 17{,}78 = 8{,}5 \text{ bar}$$

Finalmente sustituyendo en [2], el consumo específico real del motor resulta ser:

$$g_{ef} = \frac{1}{18} \cdot \frac{0{,}82 \cdot 1{,}173 \cdot 10^3}{8{,}5 \cdot 10^2 \left(\frac{\text{kN}}{\text{m}^2}\right)} \left(\frac{\text{g}}{\text{m}^3}\right) \cdot 3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}}\right) = 226{,}32 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$$

[3] El rendimiento indicado del motor será:

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m} = \frac{1}{g_{ef} \cdot H_c} \cdot \frac{1}{\eta_m} = \frac{10^3 \cdot 3.600}{226{,}32}\left(\frac{\text{kWs}}{\text{kg}}\right) \cdot \frac{1}{43.200 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) \cdot 0{,}8} = 0{,}46$$

El rendimiento indicado del motor (46%) es inferior al rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente que era del 56%, debido a las hipótesis formuladas en la definición de dicho ciclo que lo alejan cuantitativamente de la realidad.

Problema I.1.3

Un motor de encendido provocado de 4 cilindros y 4 tiempos, con una relación de compresión volumétrica de 8,5:1, desarrolla una potencia efectiva de 32 kW a un régimen de 4.500 min^{-1}. En esas condiciones los valores de la presión y la temperatura en el interior del cilindro al comienzo de la compresión son 1 bar y 25 ºC y la presión máxima de combustión 55 bar. Si la presión media indicada y el rendimiento indicado del motor son respectivamente el 55% de la presión media y del rendimiento térmico del correspondiente ciclo de aire equivalente, calcular:

1. *Rendimiento mecánico*
2. *Diámetro y carrera del pistón*

Datos complementarios:

— *Consumo específico efectivo de combustible 306 g/kWh*
— *Poder calorífico del combustible 42.000 kJ/kg*
— *Relación carrera/diámetro igual a la unidad*
— *Considerar que el aire se comporta como un gas perfecto con calores específicos constantes, siendo:* $c_p = 1$ *kJ/kgK y* $R = 0{,}287$ *kJ/kgK*

[1] El rendimiento mecánico del motor está relacionado con el rendimiento efectivo y con el rendimiento indicado a través de la siguiente expresión:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i}$$

Para obtener el rendimiento indicado del motor se tendrá en cuenta la relación establecida en el enunciado con el rendimiento térmico del ciclo de aire equivalente:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{8{,}5^{0{,}4}} = 0{,}58$$

$$\eta_i = 0{,}55 \cdot \eta_t = 0{,}319$$

Por otra parte, el rendimiento efectivo se puede expresar como:

$$\eta_e = \frac{1}{g_{ef} \cdot H_c} = \frac{10^3 \left(\frac{\text{g}}{\text{kg}}\right) \cdot 3.600 \left(\frac{\text{s}}{\text{h}}\right)}{306 \left(\frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right) \cdot 42.000 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)} = 0{,}28$$

El rendimiento mecánico valdrá, por tanto:

$$\eta_m = \frac{0{,}28}{0{,}319} = 0{,}88$$

[2] Para obtener el diámetro y la carrera, se tendrán en cuenta las siguientes relaciones:

$$\frac{S}{D} = 1 \qquad \text{y} \qquad V_T = 4 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot S \qquad [1]$$

Por tanto, es necesario conocer previamente la cilindrada total. Ésta puede obtenerse a partir de la expresión de la presión media efectiva y su relación con la presión media indicada:

$$V_T = \frac{N_e}{pme \cdot \frac{n}{2}} = \frac{N_e}{\eta_m \cdot pmi \cdot \frac{n}{2}} \qquad [2]$$

Para obtener la presión media indicada, única magnitud que se desconoce de la ecuación anterior, se deberá analizar el ciclo de aire equivalente, ya que por el enunciado del problema se sabe que: $pmi = 0{,}55 \cdot pmia$.

La presión media del ciclo de aire puede considerarse como presión media indicada, ya que el ciclo teórico de aire equivalente no considera las pérdidas mecánicas. La presión media indicada correspondiente al ciclo de aire puede expresarse en función del trabajo específico del ciclo mediante la siguiente expresión:

$$pmia = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3}}{v_1\left(1 - \frac{1}{r}\right)} \qquad [3]$$

donde la relación de compresión volumétrica se define como:

$$r = \frac{V_{cc} + V_D}{V_{cc}} = \frac{v_1}{v_2} = 8{,}5$$

En la figura I.2 se representa el ciclo termodinámico de aire equivalente correspondiente a este motor. El volumen específico del punto 1, punto muerto inferior, puede calcularse a través de la ecuación de los gases perfectos:

$$v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = \frac{0{,}287 \cdot 10^3 \left(\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kgK}}\right) \cdot 298(\mathrm{K})}{10^5 \left(\frac{N}{\mathrm{m}^2}\right)} = 0{,}855 \frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg}}$$

Por tratarse de un motor de encendido provocado, el ciclo de aire equivalente será de combustión a volumen constante. La aportación de calor al ciclo puede expresarse, por tanto, de la siguiente forma:

$$dQ = dU = q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

$$c_v = c_p - R = 0{,}713 \frac{\mathrm{kJ}}{\mathrm{kg}} \qquad \gamma = \frac{\mathrm{c_p}}{\mathrm{c_v}} = 1{,}4$$

Por tratarse de una compresión adiabática y reversible *(1-2)*:

$$p_1 \cdot v_1^{\gamma} = p_2 \cdot v_2^{\gamma} \qquad\qquad T_1 \cdot v_1^{\gamma-1} = T_2 \cdot v_2^{\gamma-1}$$

$$p_2 = p_1 \cdot r^{\gamma} = 1\ (\text{bar}) \cdot (8{,}5)^{1{,}4} = 20\ \text{bar}$$

$$T_2 = T_1 \cdot r^{\gamma-1} = 298 \cdot (8{,}5)^{0{,}4} = 701{,}43\ \text{K}$$

Proceso a volumen constante *(2-3)*:

$$T_3 = \frac{p_3}{p_2} \cdot T_2 = \frac{55}{20} \cdot 701{,}43 = 1.928{,}93\ \text{K}$$

Sustituyendo valores en [3]:

$$pmia = \frac{0{,}58 \cdot 0{,}713 \cdot 10^3 \cdot (1.928{,}93 - 701{,}43)\left(\dfrac{\text{J}}{\text{kg}}\right)}{0{,}855 \cdot \left(1 - \dfrac{1}{8{,}5}\right)\left(\dfrac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right)} = 6{,}73 \cdot 10^5\ \frac{N}{\text{m}^2}$$

La presión media indicada del motor será $pmi = 0{,}55 \cdot 6{,}73 = 3{,}7$ bar.

Sustituyendo en [2]:

$$V_T = \frac{32 \cdot 10^3 \left(\dfrac{\text{J}}{\text{s}}\right)}{0{,}88 \cdot 3{,}7 \cdot 10^5 \left(\dfrac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \cdot \dfrac{4.500}{120}\left(\dfrac{1}{\text{s}}\right)} = 2{,}62 \cdot 10^{-3}\text{m}^3$$

Teniendo en cuenta la ecuación [1]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{2{,}62 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0{,}0941\ \text{m}$$

Por tanto, el diámetro y la carrera del pistón tendrán una longitud de 9,4 cm.

Problema I.1.4

Utilizando como herramienta el ciclo de aire equivalente de presión limitada, comparar el rendimiento y la presión media indicada de un motor de encendido por compresión en los dos casos siguientes:

a) presión máxima de combustión 85 bar
b) presión máxima de combustión 100 bar

Considerar que se mantienen, en ambos casos, las siguientes magnitudes:

- *Condiciones en el instante inicial de la compresión p_1 = 0,8 bar y t_1 = 30 °C*
- *Relación de compresión volumétrica r = 23:1*
- *Calor aportado al ciclo por unidad de masa de aire*
- *Dosado relativo F_R = 0,6 y dosado estequiométrico F_e = 1/14,9*
- *Poder calorífico del combustible H_c = 41.000 kJ/kg*
- *Datos del aire: R = 287 J/kgK y γ = 1,4*

Se van a calcular en primer lugar las condiciones de los distintos puntos de los ciclos termodinámicos representados en la figura I.3, correspondientes a los dos casos a considerar, para obtener posteriormente el rendimiento y la presión media indicada.

Las condiciones de los puntos 1 y 2 son coincidentes en ambos casos.

$$p_1 = 0,8\,\text{bar} \qquad T_1 = 303\,\text{K} \qquad v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} = 1,087\,\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Dado que *(1-2)* representa es una compresión adiabática y reversible:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} = 0,8 \cdot (23)^{1,4} = 64,49\,\text{bar}$$

$$v_2 = \frac{v_1}{r} = 0,0473\,\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} = 1.062\,\text{K}$$

Las presiones máximas de combustión *son 85 bar* y *100 bar* respectivamente para los casos *a* y *b*:

$$p_3 = 85\,\text{bar} \qquad p_{3'} = 100\,\text{bar}$$

Las líneas *2-3* y *2–3'* representan aportaciones de calor a volumen constante y por tanto, en el caso *a*:

$$\frac{p_3 \cdot v_3}{T_3} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \rightarrow T_3 = 1.399,78\,\text{K}$$

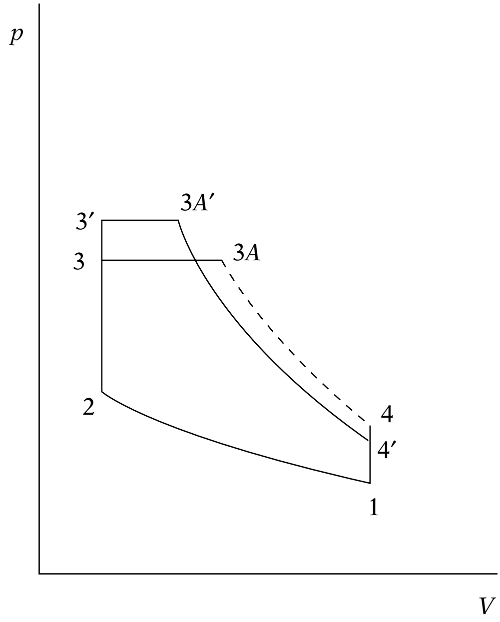

FIGURA I.3.

De forma análoga en el caso *b:* $T_{3'} = 1.646{,}8$ K.

La aportación de calor al ciclo por unidad de masa de aire será en ambos casos:

$$q_{2-3A} = q_{2-3A'} = F \cdot H_c = F_e \cdot F_R \cdot H_c = 0{,}6 \cdot \frac{1}{14{,}9} \cdot 41.000 = 1.651 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor aportado puede expresarse en el caso *a* como:

$$q_{2-3A} = q_{2-3} + q_{3-3A} \qquad [1]$$

Por tratarse de una evolución a volumen constante $dq = du$, de forma que:

$$q_{2-3} = c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

El calor aportado de 3 a 3A, por ser una aportación de calor a presión constante donde $dq = dh,$ puede expresarse:

$$q_{3-3A} = c_p \cdot (T_{3A} - T_3)$$

De igual forma, en el caso *b:*

$$q_{2-3A'} = c_v \cdot (T_{3'} - T_2) + c_p \cdot (T_{3A'} - T_{3'})$$

Teniendo en cuenta los datos del enunciado, los calores específicos del aire se obtienen a partir de las siguientes expresiones:

$$c_v = \frac{R}{\gamma - 1} = 0{,}718 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \qquad c_p = \gamma \cdot c_v = 1{,}005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Despejando en la ecuación [1], el valor de T_{3A} será:

$$T_{3A} = \frac{q_{2-3A} - c_v \cdot (T_3 - T_2)}{c_p} + T_3$$

Sustituyendo valores:

$$T_{3A} = \frac{1.651\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - 0{,}718(1.399{,}78 - 1.062)\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}{1{,}005\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)} + 1.399{,}78 \text{ K} = 2.801{,}24 \text{ K}$$

$$v_{3A} = \frac{R \cdot T_{3A}}{p_{3A}} = 0{,}0946 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Análogamente en el caso *b*:

$$T_{3A'} = \frac{1.651 - 0{,}718\ (1.646{,}8 - 1.062)}{1{,}005} + 1.646{,}8 = 2.871{,}70 \text{ K}$$

$$v_{3A'} = 0{,}0824 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Las evoluciones *3A-4* y *3A'-4'* son expansiones adiabáticas y reversibles y por tanto en el caso *a*:

$$T_4 = T_{3A} \cdot \left(\frac{v_{3A}}{v_4}\right)^{\gamma - 1} = 2.801{,}24 \cdot \left(\frac{0{,}0946}{1{,}087}\right)^{0,4} = 1.054{,}9 \text{ K}$$

De forma análoga, en el caso *b*:

$$T_{4'} = T_{3A'}\left(\frac{v_{3A'}}{v_{4'}}\right)^{\gamma - 1} = 1.023{,}47 \text{ K}$$

El rendimiento del ciclo de aire equivalente puede expresarse, por tratarse de un ciclo, donde $du = 0$, a través de la siguiente relación:

$$\eta_t = \frac{W}{q_{2-3A}} = \frac{q_{2-3A} - q_{4-1}}{q_{2-3A}} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{q_{2-3A}} \qquad [2]$$

Dicho rendimiento también podría expresarse de la siguiente forma:

$$\eta_t = \frac{W}{q_{2-3A}} = \frac{W_{exp} - W_{comp}}{q_{2-3A}} \qquad [3]$$

$$W_{exp} = W_{3-3A} + W_{3A-4} = c_p(T_{3A} - T_3) - c_v(T_{3A} - T_3) + c_v(T_{3A} - T_4)$$

Los términos primero y segundo de la izquierda representan el trabajo de expansión correspondiente al tramo isóbaro de la expansión, ya que en ese caso $dW = dh - du$. El último término representa el trabajo de expansión desarrollado por vía isentrópica.

Análogamente, por tratarse de una evolución isentrópica, el trabajo de compresión de *1-2* puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$W_{comp} = c_v(T_2 - T_1)$$

Se comprueba que se obtiene idéntico valor para el rendimiento del ciclo de aire mediante cualquiera de las dos definiciones expresadas en las relaciones [2] y [3].

Utilizando la expresión [2] se obtiene en el caso *a*:

$$\eta_t = 1 - \frac{0,718 \cdot (1.054,9 - 303)}{1.651} = 0,673$$

En el caso *b*:

$$\eta_t' = 1 - \frac{0,718 \cdot (1.023,47 - 303)}{1.651} = 0,687$$

Se obtiene, por tanto, que es mayor el rendimiento del ciclo que tiene una mayor aportación de calor a volumen constante.

Idéntico resultado podría haberse obtenido mediante la aplicación directa de la fórmula del rendimiento del ciclo de aire equivalente de presión limitada:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \frac{\alpha\,\beta^{\gamma} - 1}{(\alpha - 1) + \gamma\,\alpha(\beta - 1)}$$

donde:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} \qquad\qquad \beta = \frac{v_{3A}}{v_3}$$

Del análisis de la fórmula anterior se deduce que si α aumenta y β disminuye, η aumenta, lo que se confirma analizando los valores de dichas magnitudes en los dos casos estudiados.

	α	β	η_t
Caso a	1,32	2	0,673
Caso b	1,55	1,74	0,687

A continuación, se procede al cálculo de las presiones medias indicadas en cada uno de los casos considerados:

$$pmi = \frac{W}{v_1 - v_2} = \frac{\eta_t \cdot q_{2-3A}}{v_1 \cdot \left(1 - \dfrac{1}{r}\right)}$$

Caso *a*:

$$pmi = \frac{0{,}673 \cdot 1.651 \cdot 10^3 \left(\dfrac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}}\right)}{1{,}087 \cdot \left(1 - \dfrac{1}{23}\right)\left(\dfrac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{kg}}\right)} \cdot \frac{1}{10^5} \frac{(\mathrm{bar})}{\left(\dfrac{\mathrm{N}}{\mathrm{m}^2}\right)} = 10{,}69 \text{ bar}$$

Caso *b*:

$$pmi = 10{,}91 \text{ bar}$$

Del estudio teórico realizado se deduce que para mejorar el rendimiento del motor interesa que el proceso de combustión sea rápido. En el modelo analizado, ello equivale a que una mayor parte del combustible se queme a volumen constante. En el diseño del motor es necesario compatibilizar este