

Influencia de la relación de compresión, grado de elevación de la presión y grado de expansión previa en la eficiencia térmica del ciclo TRINKLER.**Influence of the compression ratio, degree of elevation of the pressure and degree of previous expansion in the thermal efficiency of the TRINKLER cycle.****Influência da taxa de compressão, grau de elevação da pressão e grau de expansão prévia na eficiência térmica do ciclo TRINKLER.****Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque¹.****Resumen**

Objetivo. Influencia de la relación de compresión, grado de elevación de la presión y grado de expansión previa en el trabajo neto indicado y la eficiencia en el ciclo TRINKLER. **Materiales y Métodos.** El diseño de investigación es de carácter descriptivo, transversal. La población estuvo conformada por los valores de los rendimientos determinados a través de desenvolvimiento de la ecuación general. **Resultados.** El ciclo Trinker tiene una mejor aproximación del rendimiento para el ciclo Diesel (porcentaje de variación alrededor de 0.9%) que para el ciclo Otto (porcentaje de variación alrededor de 5.0%). Además se observa una tendencia al incremento de la eficiencia térmica para valores puntuales del grado de expansión previa, para el caso para $\rho=1.5$ (mínimo valor) se obtiene eficiencias desde 53.3 hasta 68.8% y para el caso para $\rho=3.0$ (máximo valor) se obtiene eficiencias desde 43.9 hasta 62.6%. Manteniendo en ambos casos el grado de elevación de presión en 1.2. Finalmente observamos que la influencia del grado de elevación de presión tiende a aumentar el rendimiento térmico, pero en términos de porcentaje varía desde un máximo de 2.4% ($\epsilon=8$) y un mínimo de 1.2% ($\epsilon=8$). **Conclusión.** Para una relación de compresión dada, el rendimiento térmico del ciclo decrece al aumentar el grado de expansión previa del motor. Como es de esperarse, la eficiencia térmica se incrementa con la relación de compresión, el cual tiene más influencia en la eficiencia térmica, para una relación de grado de expansión previa dada. Si el valor de la relación de compresión no varía, el rendimiento térmico se mantiene constante cuando se incrementa la relación de presiones del motor.

Palabras clave: relación de compresión, grado de elevación de presión y expansión previa, eficiencia térmica.

Abstract

Objective. Influence of the compression ratio, degree of elevation of the pressure and degree of previous expansion in the indicated net work and efficiency in the TRINKLER cycle. **Materials and methods.** The research design is descriptive, transversal. The population was conformed by the values of the determined yields through development of the general equation. **Results.** The Trinker cycle has a better performance approximation for the Diesel cycle (variation percentage around 0.9%) than for the Otto cycle (percentage variation around 5.0%). In addition there is a tendency to increase the thermal efficiency for point values of the degree of previous expansion, for the case for $\rho = 1.5$ (minimum value) efficiencies are obtained from 53.3 to 68.8% and for the case for $\rho = 3.0$ (maximum value) you get efficiencies from 43.9 to 62.6%. Maintaining in both cases the degree of pressure rise in 1.2. Finally we observed that the influence of the degree of pressure rise tends to increase the thermal efficiency, but in percentage terms it varies from a maximum of 2.4% ($\epsilon = 8$) and a minimum of 1.2% ($\epsilon = 8$). **Conclusion.** For a given compression ratio, the thermal efficiency of the cycle decreases with increasing degree of previous expansion of the engine. As expected, the thermal efficiency increases with the compression ratio, which has more influence on the thermal efficiency, for a given degree of previous expansion ratio. If the value of the compression ratio does not vary, the thermal efficiency remains constant when the pressure ratio of the motor increases.

Keywords: compression ratio, degree of pressure rise and previous expansion, thermal efficiency.

Resumo

Objetivo. Influência da taxa de compressão, grau de elevação da pressão e grau de expansão anterior no trabalho líquido indicado e eficiência no ciclo TRINKLER. **Materiais e métodos.** O desenho da pesquisa é descritivo, transversal. A população foi conformada pelos valores dos rendimentos determinados através do desenvolvimento da equação geral. **Resultados.** O ciclo Trinker possui uma melhor aproximação de desempenho para o ciclo Diesel (variação percentual em torno de 0,9%) do que para o ciclo Otto (variação percentual em torno de 5,0%). Além disso, há uma tendência para o aumento da eficiência térmica para valores específicos do grau de pré-expansão, o caso de $P = 1,5$ (valor mínimo) eficiências são obtidas 53,3-

¹Escuela de Ingeniería en Energía. Maestro. Universidad Nacional del Santa. Chimbote. Perú. roberto_chucuya@yahoo.es. <http://orcid.org/0000-0001-9175-5545>.

68,8% e o caso de (valor máximo $\rho = 3,0$) você obtém eficiências de 43,9 a 62,6%. Mantendo em ambos os casos o grau de aumento de pressão em 1,2. Finalmente observa-se que a influência do grau de aumento de pressão tende a aumentar a eficiência térmica, mas em termos de porcentagem varia entre um máximo de 2,4% ($\epsilon = 8$) e um mínimo de 1,2% ($\epsilon = 8$). **Conclusão.** Para uma determinada taxa de compressão, a eficiência térmica do ciclo diminui com o aumento do grau de expansão anterior do motor. Como esperado, a eficiência térmica aumenta com a taxa de compressão, que tem mais influência na eficiência térmica, para um determinado grau de taxa de expansão anterior. Se o valor da taxa de compressão não variar, a eficiência térmica permanece constante quando a relação de pressão do motor aumenta.

Palavras-chave: taxa de compressão, grau de aumento de pressão e expansão anterior, eficiência térmica.

Introducción

El motor de combustión interna ha evolucionado mucho desde los inicios del año 1800 hasta el día de hoy, desde los comienzos de esta tecnología donde nadie apostaba por él, debido a que la máquina de vapor era más competente y se apodero de las época dorada de la revolución industrial, hasta el día de hoy donde es el motor interna es el más utilizado en el mundo, fundamentalmente para el transporte en general.

El motor de combustión interna ha mejorado en muchos aspectos, el rendimiento de los motores ha evolucionado desde el orden del 10% que alcanzaban los primeros motores, hasta el 35% o 40% que se alcanzan hoy en día. El rendimiento de los motores no es el único aspecto que se ha mejorado, sino que a base de nuevas tecnologías aplicadas, diversas aplicaciones electrónicas, mejoras en los combustibles, materiales más ligeros y resistentes, etcétera, han conseguido potencias brutales en estos motores térmicos. Con las nuevas tecnologías se ha mejorado también la duración de estos motores, donde hoy en día con la electrónica se intenta optimizar el motor suprimiendo algunas piezas móviles que pueden causar problemas como averías, también de esta manera conseguimos que el mantenimiento del motor sea reducido considerablemente, haciendo de éstos, máquinas más asequibles y abaratar costes en la producción y en su mantenimiento. (Martínez, 2007)

Las maquinas térmicas se clasifican como las de combustión interna y las de combustión externa, dependiendo de cómo se suministra calor al fluido de trabajo. En las máquinas de combustión externa (como son las plantas termoeléctricas que usan vapor de agua), el calor se suministra al fluido de trabajo desde una fuente externa como un quemador, un pozo geotérmico, un reactor o incluso el sol. En las máquinas de combustión interna (como los motores de automóvil), esto se hace quemando el combustible dentro de los límites del sistema (Cengel y Boles, 2003; pg 493).

A los motores de combustión interna también se les denomina motores adiabáticos porque, en principio, el fluido de trabajo no tiene por qué intercambiar calor con ningún otro fluido en el interior del motor. Podemos indicar dentro de este grupo al tipo alternativo (MCIA), donde los gases de resultantes de la combustión, con elevada energía térmica y nivel de presión, desplazan un pistón con movimiento alternativo, desarrollando potencia mecánica durante el proceso de expansión (motores Otto o de encendido provocado (MEP) y diesel o de encendido por compresión (MEC). (Muñoz y Rovira, 2014; pg. 35)

Es importante resaltar que las evaluaciones teóricas muestran un límite de los evaluaciones reales, en ese sentido es importante indicar las condiciones bajo el cual los ciclos de funcionamiento de motores de combustión interna reales se aproximan los teóricos. El ciclo real refleja las condiciones reales de funcionamiento de un motor y se identifica con el diagrama de las presiones medidas en el cilindro, correspondientes a las diferentes posiciones del pistón. Este diagrama se llama diagrama indicado y el aparato que sirve para trazarlo, indicador.

Según (Giacosa, 1988; cap. IV) las causas de las diferencias entre los ciclos Otto y Diesel reales y teóricos, han de buscarse en las siguientes razones:

a) Pérdidas de calor. En el ciclo teórico son nulas, en el ciclo real son en cambio apreciables. Puesto que el cilindro y la culata están refrigerados, una parte del calor es transmitida por el fluido a las paredes. Las líneas de compresión y expansión no son por lo tanto adiabáticas, sino politrópicas con exponente

n diferente de γ . Como el fluido sufre pérdidas de calor, para la expansión se tendrá $n > \gamma$, y para la compresión $n < \gamma$. Se verifica por lo tanto una pérdida de trabajo útil correspondiente a las áreas A.

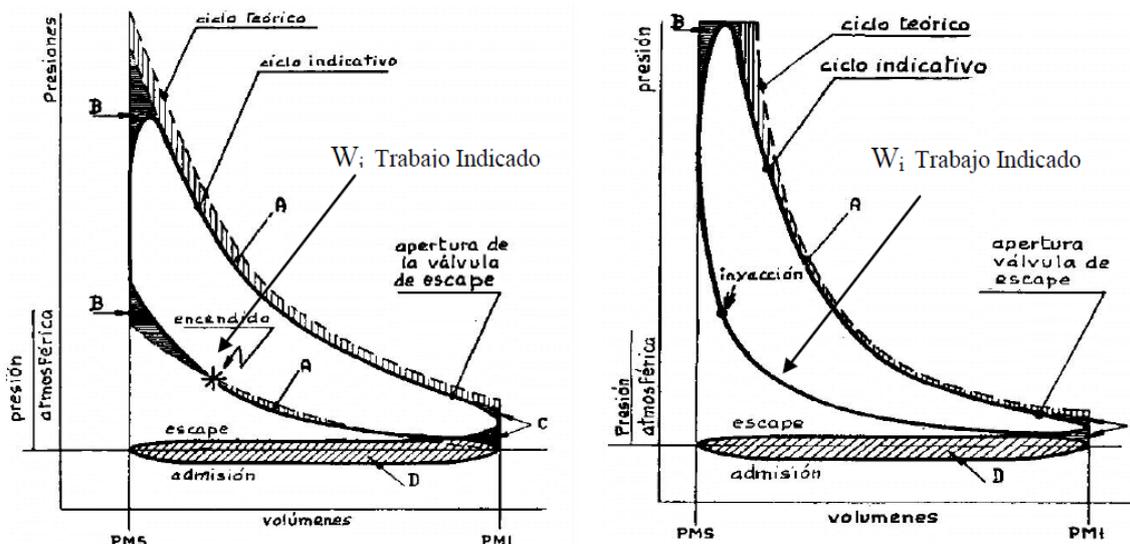


Figura 1. Diagrama presión vs volumen de los ciclos reales Otto y Diesel.

Fuente. Motores Endotérmicos (Giacosa, 1988)

b) Combustión no instantánea. En el ciclo Otto teórico se supone que la combustión se realiza a volumen constante, es decir, que es instantánea, en el ciclo real, en cambio, se requiere un cierto espacio de tiempo. Si el encendido tuviera lugar coincidiendo con el P.M.S., la combustión tendría lugar mientras el pistón se va alejando de él, y el valor de la presión sería inferior al previsto con la consiguiente pérdida de trabajo útil.

Por ello conviene anticipar el encendido de modo que la combustión pueda llevarse a cabo en su mayor parte cuando el pistón se encuentra en las cercanías del P.M.S. Esto produce un redondeamiento de la línea teórica de aportación de calor, y por lo tanto una pérdida de trabajo útil representada por las áreas B, pero esta pérdida resulta de magnitud mucho menor que la que se tendría sin adelanto del encendido.

En los motores Diesel la combustión se realiza en condiciones tales que la presión varía durante el proceso, mientras que en el ciclo teórico habíamos supuesto que se mantiene constante. En realidad la combustión se realiza en parte a volumen constante y en parte a presión constante, casi como en el ciclo Otto real. Sólo en el caso de motores muy lentos la combustión se aproxima un poco al proceso teórico.

c) Tiempo de apertura de la válvula de escape. En el ciclo teórico se ha supuesto que también la extracción de calor se lleva a cabo instantáneamente coincidiendo con la posición del pistón en el P.M.I. En el ciclo real la extracción de calor se produce durante un tiempo relativamente largo. La válvula de escape debe abrirse anticipadamente para dar tiempo a una parte de los gases quemados para salir del cilindro antes que el pistón alcance el P.M.I., de modo que la presión descienda aproximadamente hasta el valor de la presión exterior al comienzo de la carrera de escape. Este hecho produce una pérdida que sin embargo es menor que la que se tendría sin el avance de la apertura de la válvula de escape.

d) Aumento de los calores específicos del fluido con la temperatura. Tanto el calor específico a presión constante c_p como el a volumen constante c_v , de un gas real aumentan con la temperatura, pero de modo que su diferencia permanece constante, es decir, $c_p - c_v = R$, en consecuencia al aumentar la temperatura disminuye el valor de γ . De lo anterior se deduce que los valores de la presión y de la temperatura máxima resultan siempre inferiores a los obtenibles en el caso de que los calores específicos fueran constantes para las variaciones de temperatura.

e) Pérdidas en la renovación de la carga. El ciclo real presenta otra diferencia importante en comparación con el ciclo teórico. Durante la carrera de admisión la presión en el cilindro es inferior a la que se tiene durante la carrera de escape. Salvo casos particulares, durante la admisión la presión es inferior a la atmosférica y durante el escape es superior. Se crea por lo tanto en el diagrama indicado un área negativa

D que corresponde a trabajo perdido. Este trabajo, realizado por el motor para llevar a cabo la admisión y el escape, se llama trabajo de bombeo y generalmente se evalúa como trabajo perdido por rozamiento.

El ciclo Trinkler, denominado así pues fue el primero en proponerlo en el año 1904. Este proceso es una especie de híbrido de los ciclos Otto y Diesel; para complementar, en la parte mecánica tienen una antecámara. Este ciclo Trinkler también denominado Sabate o Mixto, es un ciclo Otto y Diesel híbrido. Como se lleva a cabo la combustión mixta (suministro de calor mixto), tal como mostrado en la figura 2. Para los motores que operan en este ciclo tiene una precámara. El funcionamiento es el siguiente: El aire es comprimido adiabáticamente en el cilindro de trabajo (proceso 1-2), complementariamente es comprimido en la precámara, en la que se alimenta el combustible. El combustible se mezcla con aire comprimido, generando el encendido, y parte de ella se quema rápidamente en un pequeño volumen de la precámara (proceso 2-3). La parte de la combustión del combustible aumenta la presión, y por lo tanto, la mezcla de combustible sin quemar, y aire de combustión es forzada en el cilindro esclavo. Aquí hay un post-combustión de combustible residual a presión aproximadamente constante, ya que este proceso se mueve el pistón (proceso 3-4).

Después del final de la combustión se produce la expansión adiabática (proceso 4-5) combustión. Luego los gases de la combustión son expulsadas (proceso 5-1), en forma isocora en un proceso de eliminación de calor.

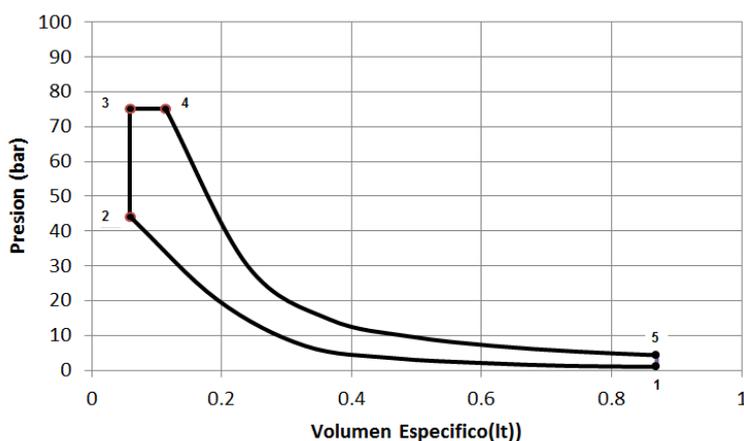


Figura 2. Diagrama presión vs volumen del ciclo Trinkler.

Fuente. Elaboración Propia

Grado de elevación de la presión (λ). Es un parámetro que caracteriza el suministro de calor de combustión a volumen constante, cuya relación de acuerdo al diagrama del ciclo, es: $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$. Este parámetro, Grado de elevación de la presión puede variar de 1.2 a 4

Grado de expansión previa (ρ). Es un parámetro que caracteriza el suministro de calor de combustión a presión constante, cuya relación de acuerdo al diagrama del ciclo, es: $\rho = \frac{V_4}{V_3}$. Este parámetro Grado de expansión previa puede variar de 1.5 a 3

Índice Politrópico (n). Es un parámetro exponente que caracteriza la transformación de compresión y expansión. Según (Giacosa, 1988, cap. III), para motores encendidos provocado, ciclo Otto de aire – combustible, se da al exponente n el valor de 1.4. Si el motor está alimentado con gas, el valor de n se elige entre los límites de 1.31 y 1.35. Para motores de encendido por compresión, ciclo Diesel cuya relación de compresión varía de 14 a 22, se tiene que n varía de 1.30 a 1.32 en la politrópica de compresión, y de 1.55 a 1.65 en la expansión.

Relación de compresión. - El valor de la relación volumétrica de compresión en los MEP varía entre 8 y 11, salvo excepciones, mientras que en los MEC varía desde 14 hasta 22. En los MEP el límite superior de la relación de compresión está determinado esencialmente por las características antidetonantes de los combustibles disponibles comercialmente, pero también por la forma y las características térmicas

de la cámara de combustión. En los MEC depende de parámetros que tienen relación con la forma de la cámara de combustión y con las características de la inyección. (Giacosa, 1988; cap. IV)

Definimos relación de compresión (ϵ), como la relación entre el volumen máximo y el mínimo del ciclo, cuya relación de acuerdo al diagrama del ciclo, es: $\epsilon = \frac{V_1}{V_2}$

Además podemos mencionar a que este parámetro según (Heywood, 1988) los valores de la relación de compresión son 8 a 12 para MEP (encendidos por Chispa) y de 12 a 24 para MEC.

Por otro lado según (Jóvaj, 1982) estos valores de relación de compresión pueden variar de 8 a 11 para MEP (encendidos por Chispa) a Gasolina, de 5 a 10 para MEP a Gas y de 12 a 24 para MEP en general.

El presente estudio de investigación tuvo como objetivo principal determinar la influencia de la relación de compresión, grado de elevación de la presión y grado de expansión previa en la eficiencia térmica del ciclo TRINKLER.

Materiales y métodos

Es una investigación no experimental transversal, puesto que el objetivo de análisis es una realidad observable, medible y no se modifica la variable.

Es una investigación de diseño descriptivo - transversal, constituye un tipo de investigación cuantitativa, que busca establecer las distintas causas de un fenómeno, comportamiento o proceso.

El esquema que representa a este diseño M = Muestra, O1 = Observación de la Muestra Antes y O2 = Observación de la Muestra Después, donde O1 ($\approx, =, \neq$) O2.

La metodología adoptada para evaluar el ciclo Trinkler, como ciclo teórico simplificado, a través del cual se estudia el comportamiento de los MEP y MEC es que la combustión sucede una parte a volumen constante y otra a presión constante. Hay que resaltar que este ciclo es equivalente a un ciclo de aire, no una simulación del ciclo real, en el que el fluido de trabajo es primero una mezcla de aire y combustible y posteriormente gases de combustión. Las simplificaciones adoptadas son:

- No existen fugas de masa;
- No hay rozamiento del fluido con las paredes;
- El fluido es simplemente aire y se considera que es un gas ideal;
- El aporte de calor es instantáneo y en el Punto Muerto Superior;
- No hay pérdidas de calor;
- El escape espontáneo es instantáneo y en el Punto Muerto Inferior.

Un factor muy importante en el análisis de los ciclos es la eficiencia térmica (Van Wylen et al., 2000; Cengel y Boles, 2003). Debe aclararse además que sólo una parte de la energía suministrada en forma de calor se convierte en trabajo de salida y la fracción del calor suministrado que se convierte en trabajo es una medida del rendimiento de una máquina térmica y recibe el nombre de eficiencia térmica η_T (Cengel y Boles, 2003). La expresión para la eficiencia térmica estará dada por:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo Neto Indicado}}{\text{Calor Suministrado}} = \frac{W_{Ni}}{Q_e}$$

Donde el trabajo neto indicado se cuantifica con la diferencia entre los calores suministrado y rechazado, de tal manera que:

$$\eta_T = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e}$$

Donde se sabe que el calor suministrado (Q_e) es igual: $Q_e = Q_{ep} + Q_{ev}$

Para cada término se tiene que: $Q_{ep} = mc_v(T_3 - T_2)$ y $Q_{ev} = mc_p(T_4 - T_3)$

Y para el calor rechazado (Q_s) es igual: $Q_s = mc_v(T_5 - T_1)$

Con las definiciones de estos términos las cuales se derivan de la figura 2, reemplazamos en la relación del rendimiento térmico.

$$\eta_T = 1 - \frac{mc_v(T_5 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{mc_v(T_5 - T_1)}{mc_v \left[(T_3 - T_2) + \frac{c_p}{c_v}(T_4 - T_3) \right]}$$

$$\eta_T = 1 - \frac{(T_5 - T_1)}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_5}{T_1} - 1 \right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right) + k \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right)}$$

Para la transformación de 2 – 3 de combustión a volumen constante, aplicamos ecuación de estado para una transformación:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

Para la transformación de 3 – 4 de combustión a presión constante, aplicamos ecuación de estado para una transformación:

$$\frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

Para las transformación adiabáticas de 1 – 2 de compresión y 4 – 5 de expansión aplicamos la ecuación de poissón, en la cual:

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

$$T_5 = T_4 \left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}$$

Tambien podemos expresar la relación de temperaturas en la compresión:

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

Dividiendo ambas relaciones:

$$\frac{T_5}{T_1} = \frac{T_4}{T_2} \frac{\left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}}{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \frac{\left(\frac{V_4}{V_5} \right)^{k-1}}{\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1}}$$

De acuerdo al diagrama del ciclo podemos notar que: $V_2 = V_3$ y $V_5 = V_1$

Además sabemos que:

$$\frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2} \text{ y } \frac{V_4}{V_3} = \frac{T_4}{T_3}$$

Con estas relaciones reemplazamos:

$$\frac{T_5}{T_1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right) \left(\frac{P_3}{P_2} \right) \left(\frac{V_4}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{P_3}{P_2} \right) \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^k$$

Reemplazamos estas relaciones en la ecuación de la eficiencia térmica de Trinkler:

$$\eta_T = 1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1-k} \frac{\left(\left(\frac{P_3}{P_2}\right) \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^k - 1\right)}{\left(\frac{P_3}{P_2} - 1\right) + k \frac{P_3}{P_2} \left(\frac{V_4}{V_3} - 1\right)}$$

Reemplazamos los parámetros característicos:

$$\text{Relación de compresión } \varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$$

$$\text{Grado de elevación de la presión } \lambda = \frac{P_3}{P_2}$$

$$\text{Grado de expansión previa } \rho = \frac{V_4}{V_3}$$

Obtenemos la eficiencia del ciclo del ciclo Trinkler en función de parámetros característicos:

$$\eta_T = 1 - \frac{(\varepsilon)^{1-k} (\lambda \rho^k - 1)}{(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)}$$

Resultados

Se realizó una evaluación previa respecto a la eficiencia del ciclo del MEP como si la aproximación fuese estrictamente como ciclo Otto, para el rango de relación de compresión de 8 a 12. Asimismo se consideró la eficiencia del ciclo del MEC como si la aproximación fuese estrictamente como ciclo Diesel, para el rango de relación de compresión de 12 a 22.

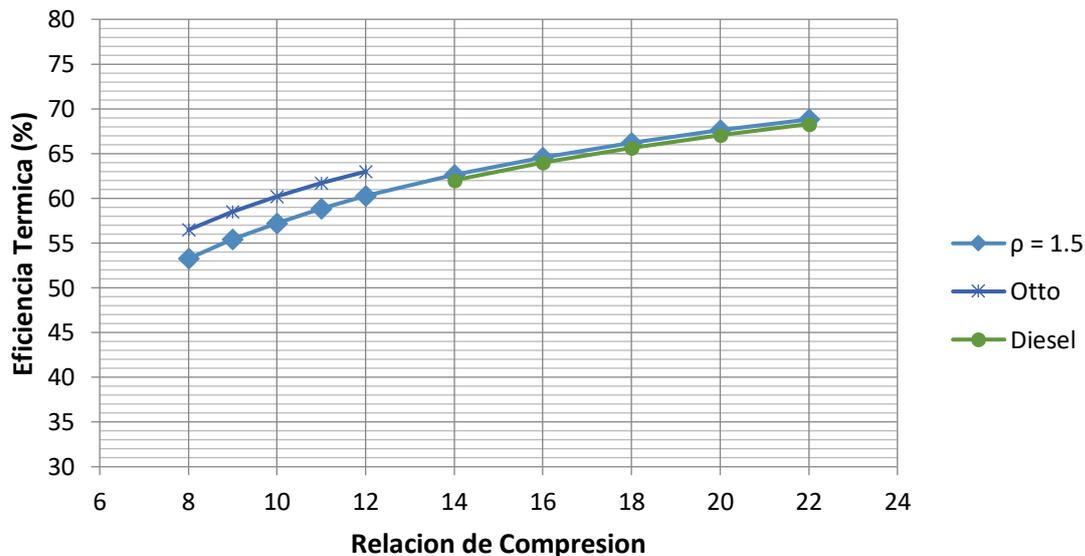


Figura 3. Comparación de la evaluación del ciclo Otto y Diesel con el ciclo Trinkler.

Fuente. Elaboración propia.

Podemos observar en la figura 1 que el ciclo Trinkler tiene una mejor aproximación del rendimiento para el ciclo Diesel (porcentaje de variación alrededor de 0.9%) que para el ciclo Otto (porcentaje de variación alrededor de 5.0%), esto es debido a que el ciclo Otto depende únicamente de la relación de compresión y el coeficiente politropico, por el contrario el ciclo Diesel depende además del grado de expansión previa, el cual determina la cantidad de calor requerida en la combustión. Parámetro que también tiene en consideración la ecuación de la eficiencia térmica del ciclo Trinkler, por ello la aproximación entre ellos.

En la tabla 1 se muestran los valores de la eficiencia térmica para diversos valores de la relación de compresión (tanto en el rango de MEP y MEC) influenciado por el grado de expansión previa (varia

desde 1.5 a 3, según la bibliografía), manteniendo constante el grado de elevación de la presión, para dos evaluaciones, 1.2 y 4.0 (valores mínimo y máximo según la bibliografía).

Tabla 1

Eficiencia térmica en función de la relación de compresión para valores distintos del grado de expansión previa. Considerando el grado de elevación de presión constante

Relación de Compresión (ϵ)	Eficiencia Térmica (%)							
	$\lambda = 1.2$				$\lambda = 4.0$			
	$\rho = 1.5$	$\rho = 2$	$\rho = 2.5$	$\rho = 3$	$\rho = 1.5$	$\rho = 2$	$\rho = 2.5$	$\rho = 3$
8	53.3	49.8	46.7	43.9	54.5	51.6	48.7	46.0
9	55.4	52.1	49.2	46.5	56.6	53.9	51.1	48.5
10	57.2	54.1	51.3	48.7	58.4	55.8	53.1	50.6
11	58.8	55.8	53.1	50.6	60.0	57.4	54.9	52.4
12	60.3	57.3	54.7	52.3	61.4	58.9	56.4	54.1
14	62.6	59.9	57.4	55.2	63.7	61.3	59.0	56.8
16	64.6	62.0	59.6	57.5	65.6	63.3	61.1	59.1
18	66.2	63.7	61.5	59.5	67.1	65.0	62.9	60.9
20	67.6	65.2	63.1	61.1	68.5	66.5	64.5	62.6
22	68.8	66.5	64.5	62.6	69.7	67.7	65.8	64.0

Fuente. Elaboración propia.

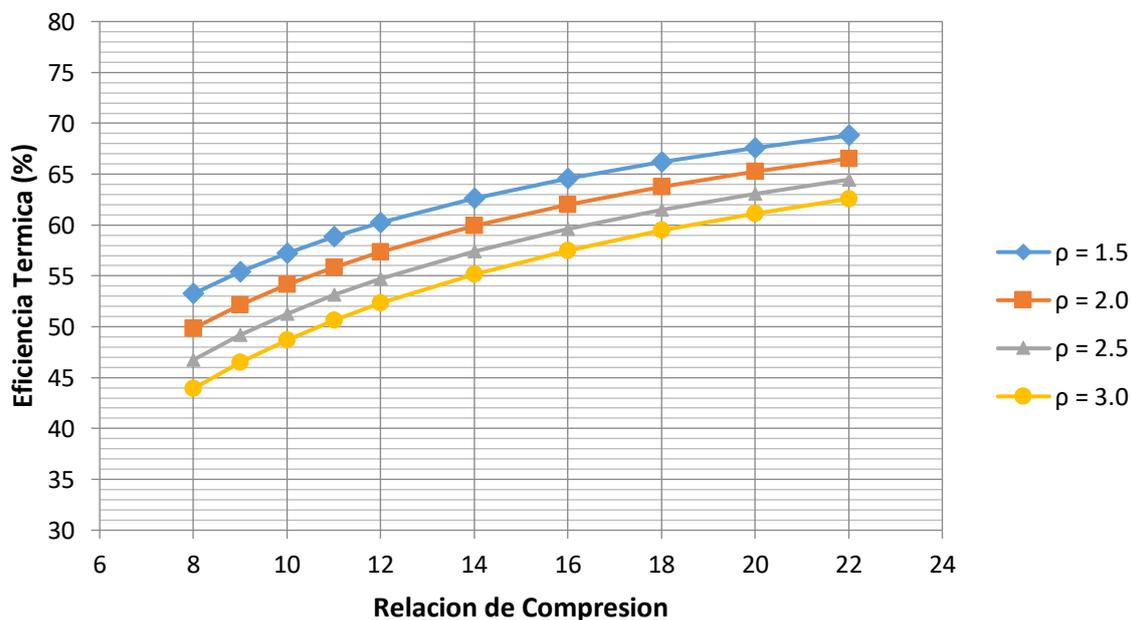


Figura 4. Variación de la eficiencia térmica en función del grado de expansión previa para distintos valores de la relación de compresión. Grado de elevación de presión $\lambda = 1.2$.

Fuente. Elaboración propia.

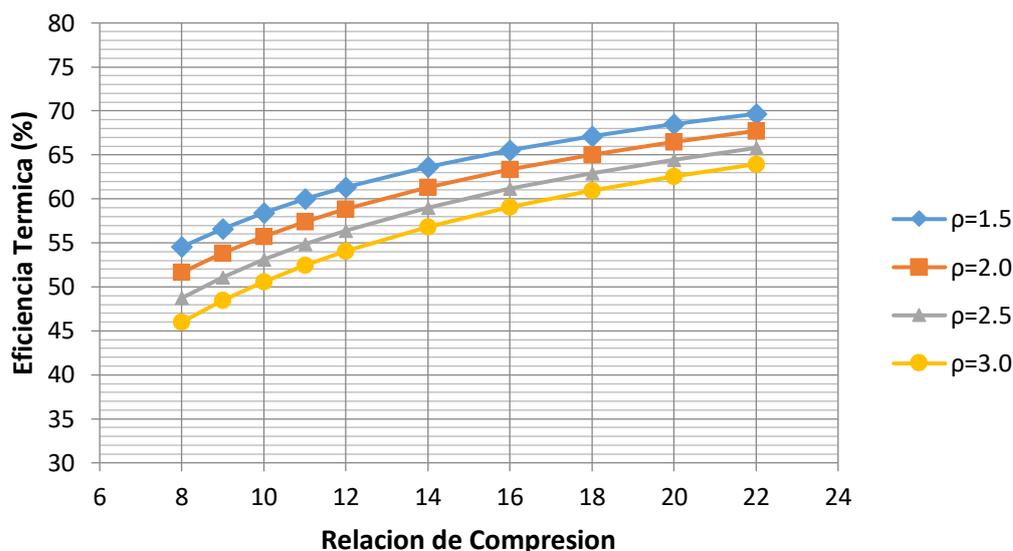


Figura 5. Variación de la eficiencia térmica en función del grado de expansión previa para distintos valores de la relación de compresión. Grado de elevación de presión $\lambda = 4.0$.

Fuente. Elaboración propia.

En las figuras 4 se observa una tendencia al incremento de la eficiencia térmica para valores puntuales del grado de expansión previa, por citar el caso para $\rho=1.5$ (mínimo valor) se obtiene eficiencias desde 53.3 hasta 68.8% y para el caso para $\rho=3.0$ (máximo valor) se obtiene eficiencias desde 43.9 hasta 62.6%. Manteniendo en ambos caso el grado de elevación de presión en 1.2. La misma tendencia de la eficiencia térmica se observa para la figura 5.

Además es importante notar que a medida que se incrementa el grado de expansión previa, para una misma relación de compresión, la eficiencia térmica disminuye, este comportamiento se observa en ambas figuras 4 y 5 concluyendo que a medida que este parámetro es importante de controlar en el funcionamiento de motores de combustión interna.

En la tabla 2 se muestran los valores de la eficiencia térmica para diversos valores de la relación de compresión (tanto en el rango de MEP y MEC) influenciado por el grado de elevación de presión manteniendo constante el grado de expansión previa.

Tabla 2

Eficiencia térmica en función de la relación de compresión para valores distintos del grado de elevación de la presión. Considerando el grado de expansión previa constante.

Relación de Compresión (ϵ)	Eficiencia Térmica (%)					
	$\rho = 1.5$			$\rho = 3$		
	$\lambda = 1.2$	$\lambda = 2$	$\lambda = 4$	$\lambda = 1.2$	$\lambda = 2$	$\lambda = 4$
8	53.3	54.1	54.5	43.9	45.2	46.0
9	55.4	56.3	56.6	46.5	47.7	48.5
10	57.2	58.1	58.4	48.7	49.9	50.6
11	58.8	59.6	60.0	50.6	51.7	52.4
12	60.3	61.0	61.4	52.3	53.4	54.1
14	62.6	63.3	63.7	55.2	56.2	56.8
16	64.6	65.2	65.6	57.5	58.5	59.1
18	66.2	66.8	67.1	59.5	60.4	60.9
20	67.6	68.2	68.5	61.1	62.0	62.6
22	68.8	69.4	69.7	62.6	63.4	64.0

Fuente. Elaboración propia.

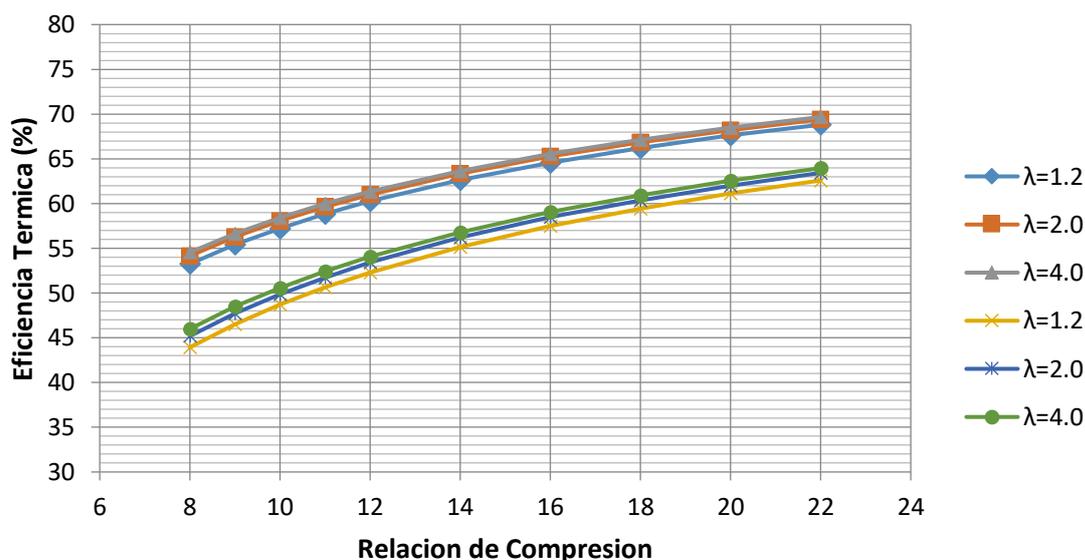


Figura 6. Variación de la eficiencia térmica en función del grado de elevación de la presión para distintos valores de la relación de compresión. Grado de expansión previa $\rho = 1.5$ y $\rho = 3.0$.

Fuente. Elaboración propia.

En la figura 6 el primer grupo superior de valores son para $\rho = 1.5$ y el segundo grupo inferior de valores son para $\rho = 3.0$. Podemos observar que la influencia del grado de elevación de presión tiende a aumentar el rendimiento térmico, como observado en la tabla 2, pero en términos de porcentaje varía desde un máximo de 2.4% ($\epsilon=8$) y un mínimo de 1.2% ($\epsilon=8$).

Cuando incrementamos el grado de expansión previa los rendimientos térmicos disminuyen, tal como observado en las figuras 4 y 5, pero la tendencia del comportamiento es el mismo de la influencia del grado de elevación de presión es la misma, reportándose porcentajes de variación desde un máximo de 4.5% ($\epsilon=8$) y un mínimo de 2.2% ($\epsilon=8$).

Es importante resaltar que existe una influencia del grado de elevación de presión y grado de expansión previa en la eficiencia térmica de motores de combustión interna, sea encendido provocado o encendido por compresión, pero el parámetro que más influye es la relación de compresión.

Discusión

El motor de combustión interna encendido de chispa y el de encendido por compresión, MEP y MEC respectivamente, no realizan la combustión de la mezcla aire-combustible ni a volumen constante ni a presión constante, por lo que parte del proceso de combustión es isocoro y el resto se realiza de una manera isobárica, tal como se reporta en trabajos experimentales, por ello se concuerda que la mejor aproximación es mediante este ciclo Trinkler el cual contempla ambas consideraciones.

La ecuación deducida para evaluar el rendimiento térmico posibilita predecir las condiciones de operación que permiten incrementar la eficiencia térmica del ciclo estudiado, pues es dependiente exclusivamente de parámetros de funcionamiento, donde claramente estos dependen de las presión y temperaturas a la cual se desenvuelve el motor de combustión.

Conclusiones.

Para una relación de compresión dada, el rendimiento térmico del ciclo decrece al aumentar el grado de expansión previa del motor. Como es de esperarse, la eficiencia térmica se incrementa con la relación de compresión, el cual tiene más influencia en la eficiencia térmica, para una relación de grado de expansión previa dada. Si el valor de la relación de compresión no varía, el rendimiento térmico se mantiene constante cuando se incrementa la relación de presiones del motor.

En un ciclo Trinkler o Sabathe, también llamado comúnmente ciclo mixto o dual, se tiene que para altos valores de la relación de compresión y de la temperatura máxima del ciclo incrementan el rendimiento térmico.

Referencias bibliográficas

Cengel, Y. y Boles, M., (2003). *Termodinámica*, McGraw Hill, México.

Van Wylen, G.J., R. E. Sonntag y C. Borgnakke, *Fundamentos de Termodinámica*, 2a ed., Limusa, México, 2000.

Martínez V. (2007). *Motores de Combustión Interna*. Editorial IES Baix Montseny Sant Celoni

Muñoz D. y Rovira de A. (2014). *Maquinas Térmicas*. Editorial de la Universidad Nacional de Educación a Distancia, Madrid.

Giacosa, D. (1988). *Motores Endotérmicos*. Ediciones Omega S.A.

Heywood, Jhon (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 5° Edición. New York: McGraw-Hill Inc.

Jovaj M. S. (1982). *Motores de Automovil*. Ed. MIR. 12° Edición. URSS.