

UNIVERSIDAD NACIONAL EXPERIMENTAL
"FRANCISCO DE MIRANDA"
COMPLEJO ACADÉMICO "EL SABINO"
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
AREA DE TECNOLOGÍA
UNIDAD CURRICULAR: TERMODINÁMICA APLICADA



CICLOS DE POTENCIAS DE GAS AIRE CERRADOS

INGENIERO. JOSMERY SÁNCHEZ

INTRODUCCIÓN

Ahora se estudiarán los ciclos de aire estándar y se enfocará la atención en los ciclos que reciben energía por la combustión de un combustible dentro de la máquina reciprocante. En su versión de aire estándar, tales máquinas se tratan como si la energía se recibiera de una fuente externa. Por consiguiente, el proceso de adición de calor se asemeja a alguno de los modelos tratados previamente; por ejemplo, a temperatura constante, volumen constante, etc.

Las razones del éxito del motor de combustión interna sobre la máquina de vapor son varias: la máquina de vapor como planta de potencia portable es más grande por ser más ineficaz, ya que requiere una cámara de combustión desde donde se transfiere calor al agua que se vaporiza y luego se transporta a la cámara de expansión donde se realiza trabajo útil. El motor de combustión interna, en cambio, tiene estos dos elementos sintetizados en uno solo, ya que el combustible al quemarse constituye el fluido de trabajo. La combustión se realiza en el mismo recinto donde ocurre la expansión, eliminando la transferencia de calor, con su carácter fuertemente irreversible y por lo tanto nefasto para el rendimiento.

Esto, aunque parezca tener solo un interés teórico, resulta de la mayor importancia práctica. El presente tema está enfocado en el estudio de motores de combustión interna, que responden a grandes rasgos a las características originales de los motores Otto o de encendido de chispa, Diesel o de auto ignición y Dual.

II. 1.OBJETIVO DIDÁCTICO

Evaluar el comportamiento termodinámico de los ciclos de potencia de gas y sus modificaciones.

II. 2.OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer las consideraciones de aire estándar en los ciclos de potencia a gas.
- Explicar el funcionamiento de las maquinas reciprocantes.
- Evaluar los ciclos de gas basado en Otto, Diesel y Dual adaptando las ecuaciones termodinámicas que determinan el rendimiento térmico y presión media efectiva.

CICLOS DE POTENCIA DE GAS. AIRE CERRADOS

Los ciclos de gas se caracterizan porque, a diferencia de los ciclos de vapor, el fluido de trabajo no experimenta cambios de fase. Se implementan en motores que pueden ser de combustión interna o externa, según donde ocurra esta. Cuando se produce en el interior del recinto de expansión se dice que es interna.

1. Ciclos de aire normal

Los ciclos de gas son aquellos en los que el fluido de trabajo permanece en estado gaseoso durante todo el ciclo. Debido a que el gas es fundamentalmente aire, especialmente en los ciclos de turbina de gas es conveniente analizarlos en función del ciclo de aire estándar, basado en las siguientes consideraciones:

1. El fluido de trabajo en todo el ciclo es aire, que se modela como gas ideal.
2. El proceso de combustión se sustituye por la transferencia de calor desde una fuente externa.

3. El proceso de transferencia de calor hacia el entorno se utiliza para llevar al fluido a su estado inicial.
4. Todos los procesos los vamos a considerar reversibles.
5. Se considera que los calores específicos son constantes

RELACIÓN DE CALORES ESPECÍFICOS

$$K = \frac{C_p}{C_v} = 1,4$$

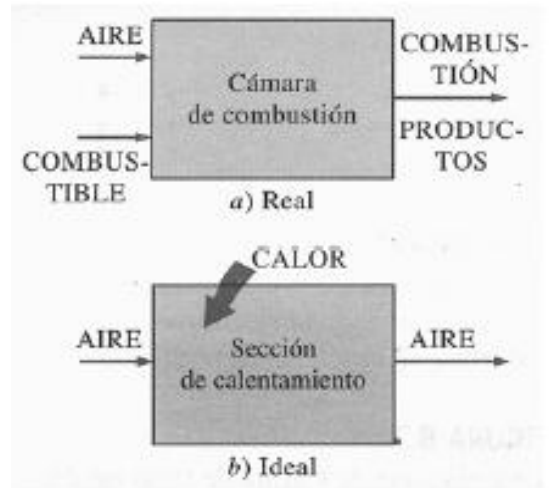
Donde: **IMPORTANTE**

C_p : Cantidad de calor necesaria para aumentar 1º la temperatura a Presión Constante.

$$C_p = 0,24 \frac{\text{Btu}}{\text{Lbm} \cdot ^\circ\text{R}} = 1,005 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

C_v : Cantidad de calor necesaria para aumentar 1º la temperatura a Volumen Constante.

$$C_v = 0,17 \frac{\text{Btu}}{\text{Lbm} \cdot ^\circ\text{R}} = 0,718 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$



VALORES DE LAS CONSTANTES UNIVERSALES DE LOS GASES

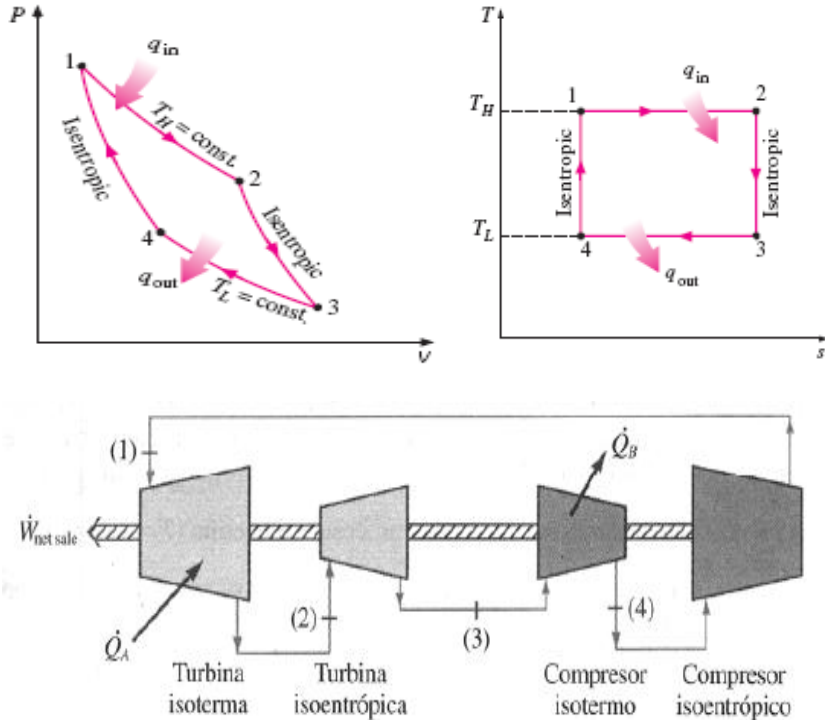
Ru

- 0,08314 bar * m³ / 7 Kmol * K
- 8,314 KJ / Kmol * K
- 8,314 Kpas * m³ / Kmol * K
- 1,545 Pie * lbf / lbmol * °R
- 0,730 atm * pie³ / lbmol * °R
- 1,986 Btu / lbmol * °R

En general, la relación de calores específicos *k* varía con la temperatura, por lo que en la relación isoentrópica anterior debe utilizarse un valor de *k* promedio para el intervalo dado (regularmente 1,4).

Ciclo de Carnot de aire normal.

El ciclo de Carnot, se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isoentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isotérmica. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica y un sumidero.



La eficiencia del ciclo de Carnot,

$$\eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

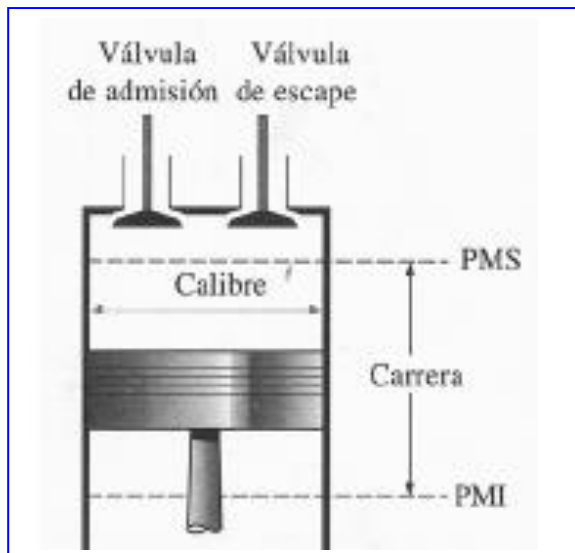
$$\eta_{Carnot} = \left(1 - \frac{T_B}{T_A} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \frac{T_3}{T_2}\right) \Rightarrow 1 - \left(\frac{P_1}{P_4}\right)^{\frac{1-K}{K}} = 1 - \left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{1-K}{K}} \Rightarrow 1 - \left(\frac{V_4}{V_1}\right)^{1-K} = 1 - \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^{1-K}$$

2. Máquinas Reciprocantes

Los primeros ciclos de potencia de gas que serán tratados están referidos a sistemas de motores con arreglos cilindro-embolo o cilindro-pistón es una máquina reciprocante (arreglo cilindro-pistón) capaz de producir potencia que se aprovecha en muchas aplicaciones, tales como: automóviles, camiones, pequeños aviones, barcos y generadores de energía eléctrica, entre otros.

Nomenclatura básica de los dispositivos alternativos:

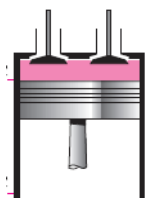
- **Calibre:** Diámetro del émbolo.
- **Carrera:** Distancia que el émbolo recorre en una dirección dada.
- **Cilindrada:** Es el volumen desplazado por el embolo cuando recorre una carrera entre el PMS y el PMI.



- **PMS:** El punto muerto superior, se establece cuando el émbolo se ha desplazado a una posición determinada en la que el fluido se encuentra en un volumen mínimo.
- **PMI:** El punto muerto inferior, se establece cuando el émbolo ha recorrido una carrera de modo que ahora el fluido ocupa el volumen máximo.

Volumen mínimo:

Denominado volumen muerto, es el volumen de la cámara de combustión o volumen final de la carrera de compresión.



Volumen Máximo:

Es el volumen total que ocupa el volumen muerto y el volumen del cilindro hasta el PMI.

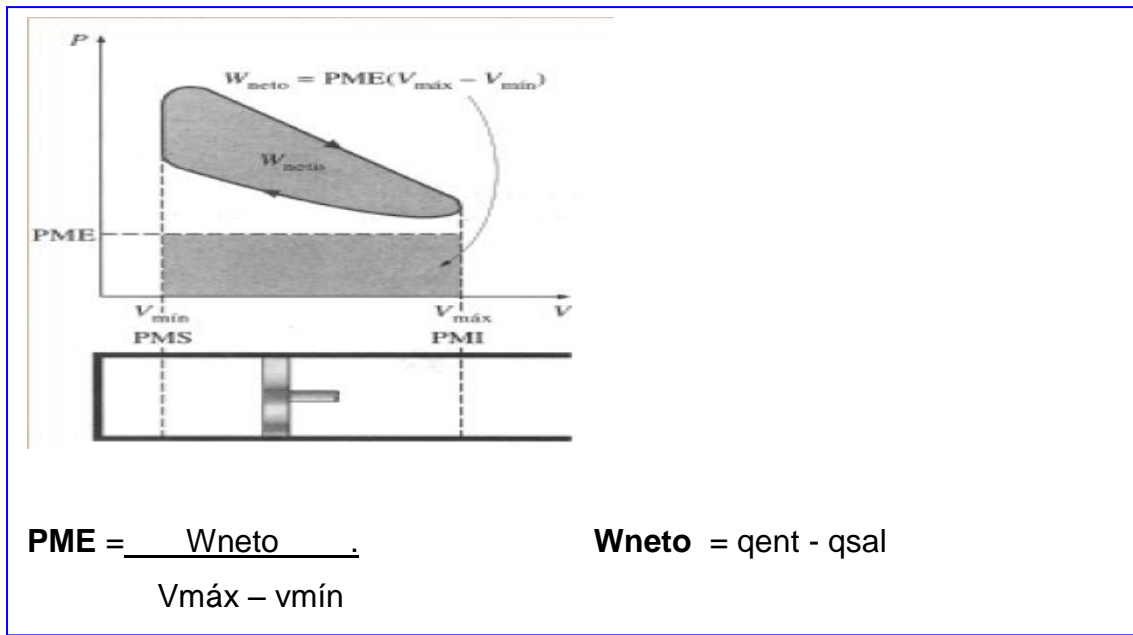


Relación de compresión (r):

Se define como el volumen ocupado por el fluido en el PMI dividido entre el volumen que ocupa el fluido en el PMS.

$$r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}}$$

PRESIÓN MEDIA EFECTIVA (PME): La presión media efectiva se define como la presión media que actuaría sobre el embolo durante la carrera de potencia o hacia el exterior produciendo el mismo trabajo de salida que el trabajo neto de salida del proceso cíclico real.



CAMBIOS DE ENTROPÍA EN GASES IDEALES

Al sustituir $du = c_v dT$ y $P = RT/v$, el cambio diferencial de entropía de un gas ideal se vuelve:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

Una segunda relación para el cambio de entropía de un gas se obtiene de manera similar al sustituir $dh = c_p dT$ y $v = RT/p$, obteniendo:

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$$

$c_{v, promedio}$ $s_2 - s_1 = c_{v, pro} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$

se tiene:

$c_{p, promedio}$ $s_2 - s_1 = c_{p, pro} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$

Por unidad de mol

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{v,pro} \ln \frac{T_2}{T_1} + R_u \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\bar{s}_2 - \bar{s}_1 = \bar{c}_{p,pro} \ln \frac{T_2}{T_1} - R_u \ln \frac{p_2}{p_1}$$

PROCESOS ISOENTRÓPICOS EN GASES IDEALES

Calores específicos constantes:

$$s_2 - s_1 = c_{v,pro} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \Rightarrow \ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v} \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=const} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \leftarrow \text{PRIMERA RELACIÓN ISOENTRÓPICA}$$

$$R = c_p - c_v, \quad k = c_p / c_v$$

$$R/c_v = k - 1$$

Para el caso de c_p constante se tiene:

$$s_2 - s_1 = c_{p,pro} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \Rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=const} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \leftarrow \text{SEGUNDA RELACIÓN ISOENTRÓPICA}$$

Una tercera relación isoentrópica se obtiene al sustituir las relaciones precedentes:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{s=const} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^k \leftarrow \text{TERCERA RELACIÓN ISOENTRÓPICA}$$

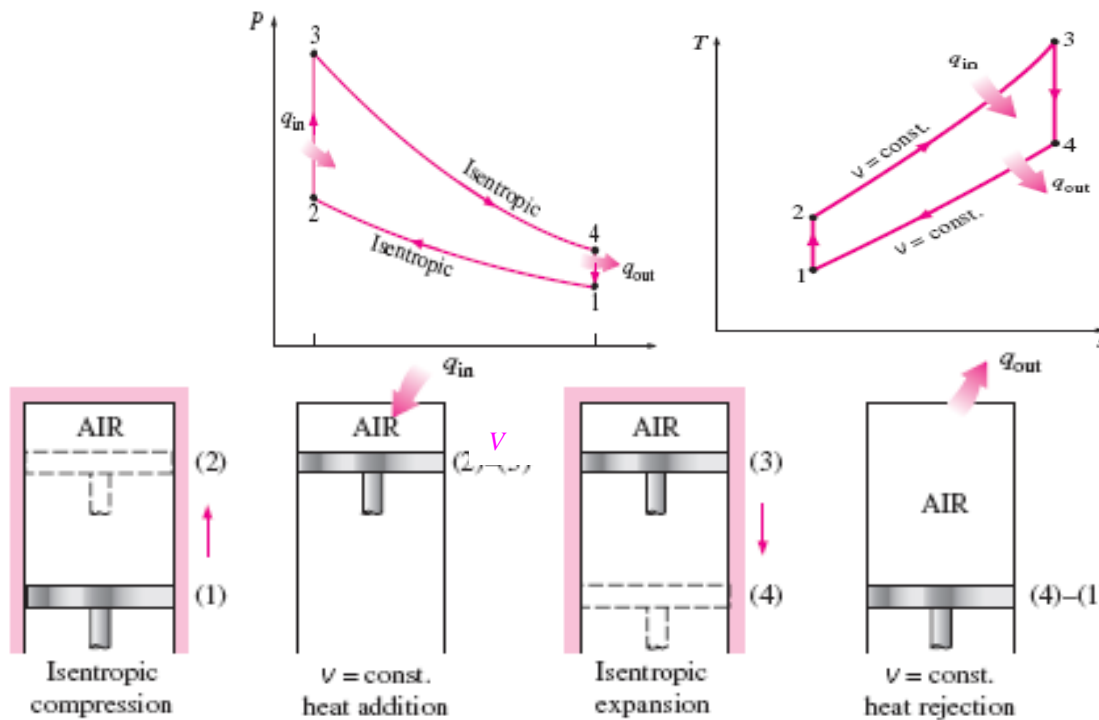
4. Ciclo Otto

El ciclo de Otto es una idealización del ciclo que emplean las máquinas de gasolina, aunque su uso original fue en las máquinas que utilizaban gas natural o algún otro combustible gaseoso. El ciclo de Otto de aire estándar se desvía sustancialmente del ciclo práctico real, pero aun así resulta instructivo examinar el ciclo ideal.

La figura presenta el diagrama P - v, y T- s. del llamado ciclo de Otto de cuatro tiempos.

En estos diagramas, el pistón empieza el movimiento de compresión en el **estado 1**, considerado como un proceso de compresión **isentrópica**, que se continúa hasta que el pistón llega al límite de su carrera en el **punto 2**. Se supone que el proceso de combustión tiene lugar instantáneamente y se modela como un incremento de la presión por adición de calor a **volumen constante** hasta el **estado 3**. El pistón comienza la carrera de potencia, de nuevo **isentrópicamente**, y la expansión continúa

hasta el **punto 4**, donde el pistón llega al límite de su carrera. Se abre la válvula de escape reduciendo la presión instantáneamente hasta el **estado 1**, en tanto que en el cilindro el **volumen permanece constante**. El proceso se modela como un rechazo de calor a volumen constante. Se supone que la carga de aire y combustible entra al cilindro en el estado 1 para el siguiente ciclo y los procesos se repiten.



Debe observarse, como indica el diagrama P- v, que no hay trabajo neto en la combinación de las carreras de admisión y de expulsión. La válvula de admisión se cierra en el estado 1 y el pistón inicia la carrera ascendente de compresión hasta el estado 2, continuando el ciclo.

Tomando como base el ciclo de aire estándar frío se obtiene que:

$$q_{sum} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{ced} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

Como el trabajo de salida ($q_{sum} - q_{ced}$) es el rendimiento térmico viene dado por:

$$\eta_t = \frac{W_{net, sal}}{q_{sum}} = \frac{c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \frac{T_4 / T_1 - 1}{T_3 / T_2 - 1}$$

Isoentrópicamente se tiene que $V_1=V_4$ y $V_2=V_3$ el rendimiento térmico viene dado por:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{K-1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{K-1}$$

La eficiencia del ciclo Otto de aire estándar ideal, sea de dos o de cuatro tiempos, se encuentra fácilmente por:

$$\eta_{T, Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{K-1} = 1 - \frac{1}{r^{K-1}}$$

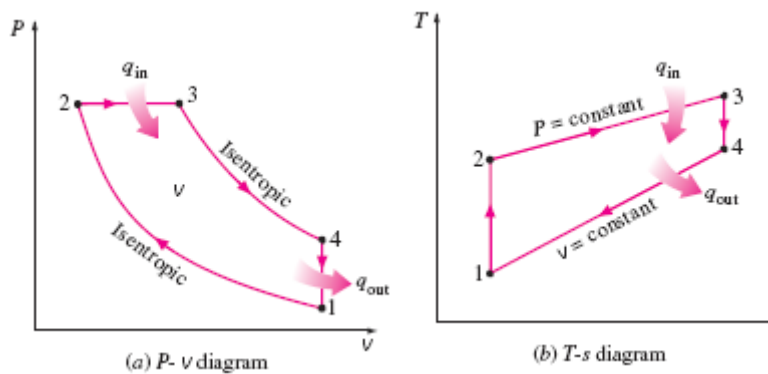
En general, la eficiencia de un motor de este tipo depende de la relación de compresión, proporción entre los volúmenes máximo y mínimo de la cámara de combustión. Esta proporción suele ser de **8 a 1 o 10 a 1** en la mayoría de los motores Otto modernos. Se pueden utilizar proporciones mayores, **como de 12 a 1**, aumentando así la eficiencia del motor, pero este diseño requiere la utilización de combustibles de alto índice de octano. Una relación de compresión baja requiere un octanaje bajo para evitar los

efectos de detonación del combustible, es decir, que se produzca una auto ignición del combustible antes de producirse la chispa en la bujía. De la misma manera, una compresión alta requiere un combustible de octanaje alto para evitar el mismo problema. La eficiencia media de un buen motor Otto es de un **20 a un 25%**: sólo la cuarta parte de la energía calorífica se transforma en energía mecánica.

5. Ciclo Diesel

El ciclo de Diesel es un intento para lograr una eficiencia lo más afín posible a la de Carnot en una máquina de combustión interna. De nuevo, el ciclo real difiere considerablemente del comportamiento predicho por la versión de aire estándar.

Se presenta en la figura (a) el diagrama P – V y en la figura (b) el diagrama T-s, para el ciclo de Diesel de aire estándar ideal. Al **estado 1**, el pistón inicia una **compresión isentrópica** del aire de combustión y continúa hasta el **estado 2**. En el estado 2 el combustible se inyecta en el aire. Cuando se emplea una relación de compresión suficientemente alta, la temperatura del aire comprimido es lo bastante elevada como para que el combustible se encienda sin necesidad de una fuente de encendido exterior. Se considera que el proceso de ignición tiene lugar con una rapidéz tal que la energía añadida al cilindro es suficiente para mantener **la presión en el cilindro constante** en tanto que el pistón se mueve alcanzando el **estado 3**. Se supone que el proceso de combustión termina en este punto y la expansión continúa como un **proceso isentrópico** hasta el **punto 4**. Se abre la válvula de escape y la presión cae hasta las condiciones iniciales del estado 1 a **volumen constante**.



Para el proceso 2-3 de suministro de calor a presión constante esta dado por:

$$q_{sum} = C_p(T_3 - T_2)$$

Para el proceso 4-1 de cesión de calor a volumen constante esta dado al igual que en Otto por la ecuación

$$q_{ced} = C_v(T_4 - T_1)$$

Planteado las ecuaciones de cantidades de calor intercambiadas en el ciclo: La eficiencia del ciclo de Diesel es:

$$\eta_{t,Diesel} = \frac{q_{sum} - q_{ced}}{q_{sum}} = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{K(T_3 - T_2)}$$

Relación de Corte : Tomando como referencia el diagrama P-V, se define como el cociente entre el volumen **V3** posterior al suministro de calor y el volumen **V2** anterior a ese suministro.

$$r_c \equiv \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

En este caso las temperaturas de los estados 2 y 4 se obtienen a partir de las relaciones de isoentropía:

$$v_{r4} = v_{r3} \frac{V_4}{V_3} = \frac{r v_{r3}}{r_c} \quad \text{y} \quad v_{r2} = v_{r1} \frac{V_2}{V_1} = \frac{v_{r1}}{r}$$

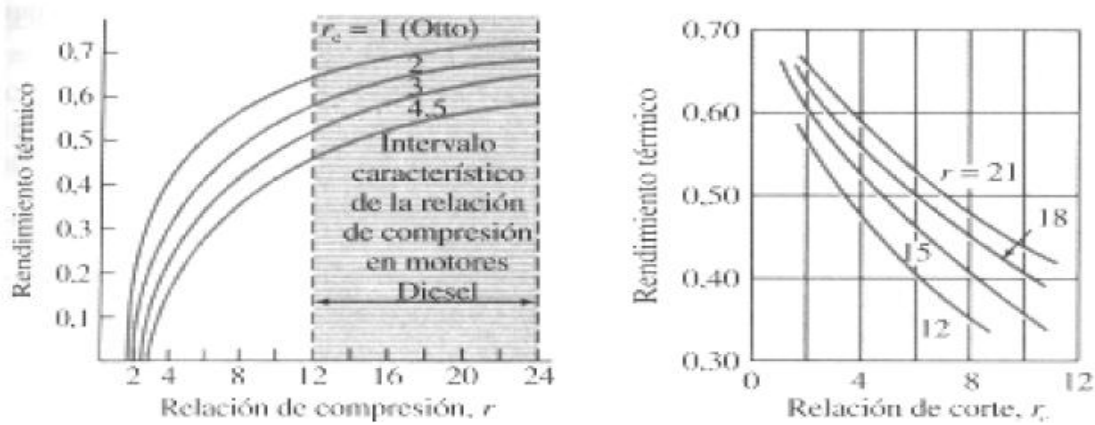
$$r_c \equiv \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2}$$

Hay que destacar que los valores de V son función exclusivamente de la temperatura.

La Ecuación de rendimiento en el ciclo Diesel de aire estándar frío, planteadas en función de las temperaturas, puede expresarse en función de los volúmenes. El resultado es:

$$\eta_{t,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

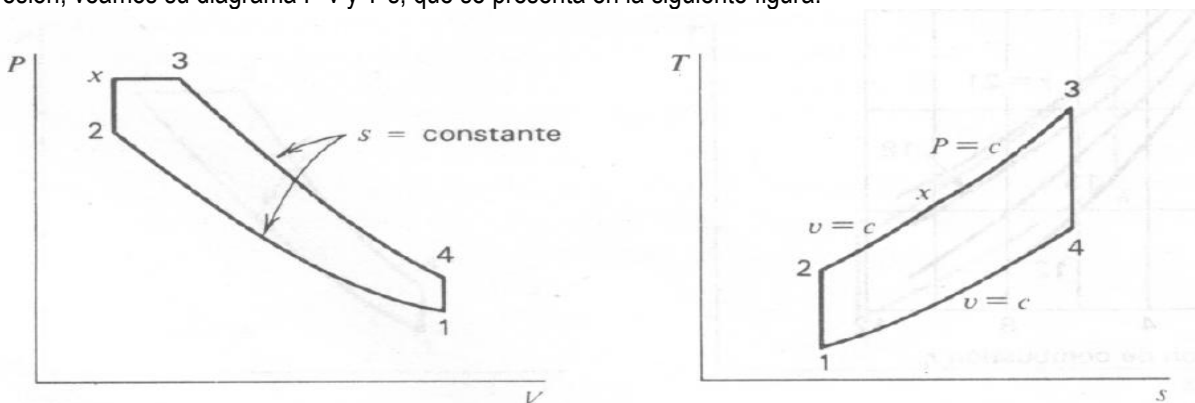
La ecuación anterior indica que el rendimiento térmico de un ciclo teórico Diesel es fundamentalmente función de la relación de compresión r , de la relación de corte r_c y del cociente de capacidades térmicas específicas k como se muestra a continuación:



Si se supone que la máquina de Diesel es más eficiente en la práctica que otras máquinas de combustión interna, ¿Por qué resulta su eficiencia menor que la de la máquina de Otto para las condiciones dadas? Parte de la respuesta se refiere a que la máquina Otto no opera con una relación de compresión tan alta, ya que la elevación de la temperatura durante la compresión de la mezcla combustible-aire haría que ésta se encendiese antes de la llegada del pistón al límite de su carrera. Esta ignición anticipada (golpeteo) dañaría la máquina. En la máquina de Diesel este problema no se presenta puesto que solo se comprime el aire y el combustible se inyecta después de que ha tenido lugar la compresión. Por tanto, la máquina de Diesel se puede operar a una relación de compresión tal que su eficiencia sea mejor que la de las máquinas de Otto, que tienen una relación de compresión limitada en la práctica.

6. Ciclo Dual

Aproximando el proceso de combustión en motores de combustión interna como un proceso de adición de calor a volumen constante o a presión constante es demasiado simple y nada realista. Un enfoque probablemente mejor, pero más complejo sería modelar el proceso de combustión tanto en motores de gasolina como diesel, como una combinación de dos procesos de transferencia de calor, esto es, una parte a volumen constante y otra a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de **ciclo dual**; es un ciclo teórico que se acerca más al funcionamiento real de los motores modernos de ignición por compresión, veamos su diagrama P-v y T-s, que se presenta en la siguiente figura:



Secuencia de los procesos

- 1-2 Compresión adiabática reversible.
- 2-x Transmisión de calor a volumen constante.
- x-3 Transmisión de calor a presión constante
- 3-4 Expansión adiabática reversible.
- 4-5 Cede calor a volumen constante.

Suministro de calor **2-X** a volumen constante se plantea como la ecuación

$$q_{2-x, \text{sum}} = C_V (T_X - T_2)$$

Suministro de calor **X-3** a presión constante se plantea como en la ecuación:

$$q_{x-3, \text{sum}} = C_P (T_3 - T_X)$$

Suministro total de calor en el ciclo:

$$q_{\text{total, sum}} = q_{\text{sum}, 2-x} + q_{\text{sum}, x-3}$$

Calor cedido 4-1 a volumen constante se plantea como en la ecuación:

$$q_{\text{ced}} = C_V (T_4 - T_1)$$

Y la eficiencia

$$\eta_{t, \text{dual}} = \frac{q_{\text{sum}} - q_{\text{ced}}}{q_{\text{sum}}}$$

Recuérdese la relación de compresión $r = V_1/V_2$ y la relación de corte $r_c = V_3/V_X = V_3/V_2$. Si además, se define la relación de presiones $r_{p,v}$, durante el proceso de combustión a volumen constante como:

$$r_{p,v} = \frac{P_X}{P_2} = \frac{P_3}{P_2}$$

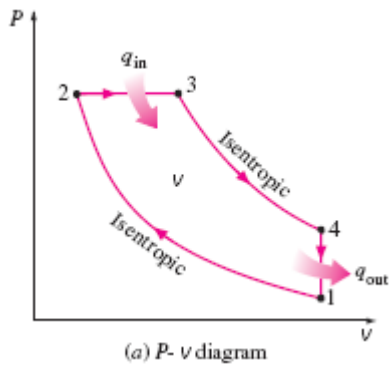
Con la misma cantidad de calor suministrado y el mismo valor de la relación de compresión, el rendimiento térmico de los tres ciclos teóricos decrece en el siguiente orden: ciclo Otto, ciclo dual, ciclo Diesel. Esta es la principal razón por la que los motores modernos de encendido por compresión se diseñan para funcionar del modo más aproximado posible a los modelos de ciclo Otto o del ciclo dual en vez de hacerlo según el ciclo Diesel.

7. Autoevaluación

- 7.1. ¿Cuál es la diferencia entre el ciclo termodinámico de los motores de encendido por chispa y los motores de encendido por compresión?
- 7.2. ¿Quién es más eficiente el motor de dos tiempos o el de cuatro tiempos?
- 7.3. ¿De que depende la eficiencia del ciclo Otto?. ¿Cuál es el valor promedio de eficiencia que supera este motor?
- 7.4. ¿Cuántas RPM produce un motor diesel y un motor Otto?
- 7.5. ¿Quién tiene mayor eficiencia el motor Diesel o el motor Otto?

8. Ejercicio Resuelto

8.1.- Un ciclo diesel cuyo fluido de trabajo es aire, posee una relación de compresión de **18**, y una relación de corte de **2**. Las condiciones al inicio del proceso de compresión son: **14.7 psia, 80°F, y 117 in³**. Asuma las condiciones para ciclos de aire estándar. Determine: **a)** La presión y temperatura del aire al final de cada proceso. **b)** Rendimiento Térmico. **c)** Presión Media Efectiva.



Datos:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_1}{V_2} = 18$$

$$T_1 = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 14.7 \text{ Psia}$$

$$V_1 = 117 \text{ in}^3$$

Incógnitas:

- a) T_2 y $P_2 = ?$
 T_3 y $P_3 = ?$
 T_4 y $P_4 = ?$
b) $\eta_t = ?$ c) $\text{PME} = ?$

a) Las Temperaturas y Presiones finales de los procesos 1-2 y 3-4 se pueden determinar haciendo uso de las relaciones isoentrópicas. Pero primero debes determinar el volumen de cada proceso, como sigue:

$$V_2 = \frac{V_1}{r} = \frac{117 \text{ in}^3}{18} = 6.5 \text{ in}^3$$

$$V_3 = r_c V_2 = (2)(6.5 \text{ in}^3) = 13 \text{ in}^3$$

$$V_4 = V_1 = 117 \text{ in}^3$$

Evaluando el proceso de 1-2 (**Compresión Isoentrópica del gas ideal**)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (540 \text{ R})(18)^{1.4-1} = \mathbf{1716 \text{ R}}$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

Analizando el proceso de 2-3 (**Adición de Calor a Presión Constante**)

$$P_3 = P_2 = \mathbf{841 \text{ psia}}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} \rightarrow T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = (1716 \text{ R})(2) = \mathbf{3432 \text{ R}}$$

Ahora, el proceso de 3-4 (**Expansión Isoentrópica del gas ideal**)

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = (3432 \text{ R}) \left(\frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3} \right)^{1.4-1} = \mathbf{1425 \text{ R}}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = (841 \text{ psia}) \left(\frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3} \right)^{1.4} = \mathbf{38.8 \text{ psia}}$$

b) Para conocer el Rendimiento Térmico

$$\eta_t = \frac{W_{neto}}{q_{sum}} \Rightarrow \frac{q_{sum} - q_{ced}}{q_{sum}}$$

Es necesario determinar la cantidad de calor suministrado y cedido al ciclo

1.- Calor suministrado:

$$q_{sum} = C_p (T_3 - T_2) = \mathbf{0.240 \text{ Btu/lbm R} * (3432 \text{ R} - 1716 \text{ R}) = 411.84 \text{ Btu/lbm}}$$

2. Calor cedido por el sistema:

$$q_{ced} = C_v (T_4 - T_1) = \mathbf{0.178 \text{ Btu/lbm R} * (1425 \text{ R} - 540 \text{ R}) = 157.53 \text{ Btu/lbm}}$$

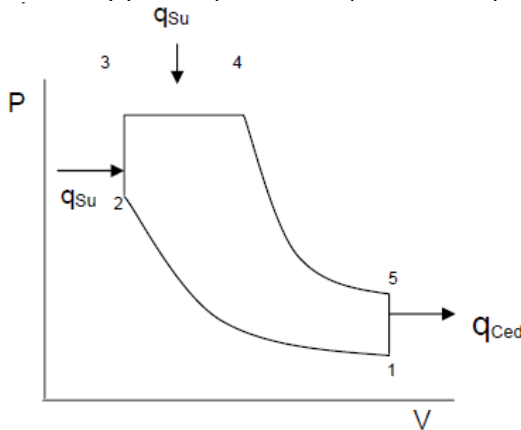
$$\eta_t = \frac{411.84 \text{ Btu/lbm} - 157.53 \text{ Btu/lbm}}{411.84 \text{ Btu/lbm}} = 0.617 = 61.7 \%$$

c) Determinando la Presión Media Efectiva: (MEP)

$$MEP = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = \frac{1.297 \text{ Btu}}{(117 - 6.5) \text{ in}^3} \left(\frac{778.17 \text{ lbf} \cdot \text{ft}}{1 \text{ Btu}} \right) \left(\frac{12 \text{ in.}}{1 \text{ ft}} \right)$$

$$= 110 \text{ psia}$$

8.2.- Un ciclo dual de aire estándar funciona con una relación de compresión de 15. Las condiciones al comienzo de la compresión son 17 °C; 0,95 bar y 3.80 Litros. El calor suministrado al ciclo es 6.60 Kj, un tercio del cual se suministra a volumen constante y el resto a presión constante. Determine: (a) La temperatura antes de suministrar calor a presión constante y Presión final del proceso de suministro de calor a volumen constante, (b) La temperatura después de suministrar calor a presión constante, (c) La temperatura después de la expansión isoentrópica, y (d) el rendimiento térmico.



Datos:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_5} = 15$$

$$T_1 = 17 \text{ °C} + 273 = 290 \text{ K}$$

$$P_1 = 0.95 \text{ bar}$$

$$V_1 = 3.80 \text{ Litros} = 0.0038 \text{ m}^3$$

$$Q_{SUM_{TOTAL}} = 6.60 \text{ Kj}$$

Incógnitas:

a) T_3 y $P_3 = ?$

b) $T_4 = ?$

c) $T_5 = ?$

d) $\eta_t = ?$

Se determina el resto de condiciones iniciales (estado 1), y por medio de la relación de compresión, obtener la temperatura, el volumen específico y la presión en el estado 2, que una vez conocidas se pueden relacionar con el final del proceso de suministro de calor a volumen constante y así conocer la presión.

$$P_1 v_1 = RT_1 \Rightarrow v_1 = \frac{RT_1}{P_1} \Rightarrow \frac{0.00287 \frac{\text{bar} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot \text{K}} * 290 \text{ K}}{0.95 \text{ bar}}$$

$$v_1 = \frac{0.876 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}}{\text{Kg}} \quad \mathbf{v_1 = v_5}$$

Se Determina la temperatura en 2:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} \Rightarrow T_2 = T_1 * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{K-1} = 290 \text{ K} * (15)^{1.4-1} =$$

$$T_2 = 856.71 \text{ K}$$

Se Obtiene el volumen específico en 2:

$$r = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} = 15 \Rightarrow v_2 = \frac{v_1}{r} = \frac{0.876 \text{ m}^3/\text{Kg}}{15} = v_2 = 0.0584 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

Se determina la presión en 2:

$$P_1 V_1^K = P_2 V_2^K$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^K \Rightarrow P_2 = 0.95 \text{ bar} * (15)^{1.4} =$$

$$P_2 = 42.09 \text{ bar}$$

Se Determina el punto 3 planteando el suministro de calor a volumen constante:

$$q_{sum2-3} = C_V(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \frac{q_{sum2-3}}{C_V} + T_2 \Rightarrow \text{Ecuación 1.}$$

$$q_{sum} = \frac{Qh}{m} \quad \text{Ecuación 2.}$$

Se determina la masa:

$$m = \frac{V}{v} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{0.0038 \text{ m}^3}{0.876 \text{ m}^3/\text{Kg}} =$$

$$m = 0.00433 \text{ Kg}$$

Sustituyendo en la Ecuación 2

$$q_{sum} = \frac{6.60 \text{ Kj}}{0.00433 \text{ Kg}} =$$

$$q_{sum_{total}} = 1521.93 \text{ Kj/Kg}$$

Un tercio del cual se suministra a volumen constante y el resto a presión constante.

$$q_{sum_{2-3}} = \frac{q_{sum_{total}}}{3} = \frac{1521.93 \text{ Kj/Kg}}{3} = 507.31 \text{ Kj/Kg}$$

$$q_{sum_{3-4}} = q_{sum_{total}} - q_{sum_{2-3}} = 1521.93 \text{ Kj/Kg} - 507.31 \text{ Kj/Kg} = 1014.61 \text{ Kj/Kg}$$

(a) La temperatura antes de suministrar calor a presión constante

Sustituyendo en la Ecuación 1

$$T_3 = \left(\frac{507.31 \text{ Kj/Kg}}{0.718 \text{ Kj/Kg K}} \right) + 856.71 \text{ K} = \quad T_3 = 1563.26 \text{ K}$$

(a) Se calcula la presión en 3 por medio de la relación temperatura presión

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} \Rightarrow P_3 = \frac{T_3}{T_2} \times P_2 \Rightarrow = \frac{1563.29 \text{ K} * 42.09 \text{ bar}}{856.71 \text{ K}}$$

$$P_3 = 76.80 \text{ bar}$$

El volumen específico en 3 es:

$$v_2 = v_3 = 0.0584 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

(b) La temperatura después de suministrar calor a presión constante

$$q_{sum3-4} = C_p(T_4 - T_3) \Rightarrow T_4 = \frac{q_{sum3-4}}{C_p} + T_3$$

$$T_4 = \frac{1014.61 \text{ Kj/Kg}}{1.005 \text{ Kj/Kg K}} + 1563.26 \text{ K} =$$

$$T_4 = 2572.82 \text{ K}$$

La presión en 4 es:

$$P_3 = P_4 = 76.80 \text{ bar}$$

(c) La temperatura después de la expansión isoentrópica

Se obtiene el volumen específico en 4:

$$P_4 v_4 = RT_4 \Rightarrow v_4 = \frac{RT_4}{P_4} \Rightarrow v_4 = \frac{0.00287 \frac{\text{bar} \cdot \text{m}^3}{\text{Kg} \cdot \text{K}} * 2572.82 \text{ K}}{76.80 \text{ bar}}$$

$$v_4 = 0.09614 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

(c) La temperatura después de la expansión isoentrópica

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{K-1} \Rightarrow T_5 = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{0.4} \times T_4 \Rightarrow \left(\frac{0.09614 \text{ m}^3/\text{Kg}}{0.876 \text{ m}^3/\text{Kg}}\right)^{0.4} * 2572.82 \text{ K}$$

$$T_5 = 1063.10 \text{ K.}$$

$$P_5 v_5^K = P_4 v_4^K \Rightarrow P_5 = P_4 \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^K \Rightarrow 76.80 \text{ bar} * \left(\frac{0.09614 \text{ m}^3/\text{Kg}}{0.876 \text{ m}^3/\text{Kg}}\right)^{0.4}$$

$$P_5 = 31.733 \text{ bar.}$$

(d) Rendimiento térmico

$$\eta_t = \frac{w_{neto}}{q_{sum}} \Rightarrow \frac{q_{sum} - q_{ced}}{q_{sum}}$$

Se calcula el calor cedido por el sistema:

$$q_{ced} = C_v(T_5 - T_1) \Rightarrow 0.718 \text{ Kj/Kg K} * (1063.10 \text{ K} - 290 \text{ K}) = 555.08 \text{ Kj/Kg}$$

$$\eta_t = \frac{1521.93 \text{ Kj/Kg} - 555.08 \text{ Kj/Kg}}{1521.93 \text{ Kj/Kg}} = 0.6352 = 63.52 \%$$

9. Ejercicios propuestos

✚ Un ciclo Otto de aire estándar funciona con una relación de compresión de **9** y condiciones iniciales del aire en la compresión isoentrópica se encuentra a **98 Kpa y 32 °C**. El calor suministrado al aire en cada ciclo es de **2470 KJ/Kg**. Determine:

- Temperaturas y Presiones del ciclo en grados Kelvin y KPa respectivamente.
- El rendimiento térmico del ciclo
- La presión media efectiva en Kpa.

✚ Un ciclo dual de aire estándar funciona con una relación de compresión de **15**. Las condiciones al comenzar la compresión isoentrópica son **94.6 °F, y 14.7 Psia**. El calor total suministrado es de **1470 KJ/Kg**, del que un **30** por ciento se suministra a volumen constante y el resto a presión constante. Determine:

- Temperaturas y Presiones del ciclo en grados Rankine y Psia respectivamente.
- El rendimiento térmico del ciclo.
- La presión media efectiva en Bar.

✚ Un ciclo diesel de aire estándar tiene una relación de compresión de **16** y el calor transferido al fluido de trabajo es **1800 KJ/Kg** por cada ciclo. Al comienzo del proceso de compresión la presión es de **0.1 Mpa** y la temperatura es **15 °C**. Determine:

- Presión y temperatura en cada punto del ciclo.
- Eficiencia térmica.
- Presión media efectiva en Bar.

RECUERDA QUE CONSEGUIR LAS COSAS QUE DESEAMOS PUEDE SER DIFÍCIL. ASÍ QUE SÉ LO SUFICIENTEMENTE FLEXIBLE Y ADAPTABLE PARA ACEPTAR LO INESPERADO. TEN PRESENTE QUE PUEDES APRENDER DE LOS FRACASOS.