

# UNITEC<sup>MR</sup>

---

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

# PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 16: Ciclos termodinámicos ideales  
en motores de combustión interna**

**CICLO ESCOLAR: 22-2**

**DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel**

## Ciclos termodinámicos ideales

### Ejercicio Tarea:

Considerando un mol de gas ideal ( $C_v = 3/2 R$ ) en el estado inicial de 300 K y 1 atm, para cada una de las transformaciones indicadas a continuación calcule:  $Q$ ,  $W$ ,  $\Delta H$  y  $\Delta E$ . Represente el diagrama térmico correspondiente.

- El gas se calienta a 400K a presión constante de 1 atm
- El gas se calienta a volumen constante hasta 500 K
- El gas se expande isotérmica y reversiblemente hasta que la presión disminuye a  $1/3$  de su valor inicial
- El gas se expande isométricamente contra una presión de  $1/2$  de la presión inicial
- El gas se expande adiabáticamente hasta que la presión alcanzada del gas es de  $1/3$  de la presión inicial

## Ciclos termodinámicos ideales

1. Se construye la tabla de condiciones de estado con los datos proporcionados:

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	1		300	Isobárico (1 - 2)  Isocórico (2 - 3)  Isotérmico (3 - 4)  Isocórico (4 - 5)  Adiabático (5 - 6)
2			400	
3			500	
4	$1/3 p_1$			
5	$1/2 p_1$			
6	$1/3 p_1$			

## Ciclos termodinámicos ideales

2. Se determina el  $V_1$  considerando las condiciones de gas ideal

$$P_1 V_1 = n R T_1$$

$$V_1 = \frac{n R T_1}{P_1} = \frac{(1 \text{ mol}) (0.082205 \frac{\text{atm L}}{\text{mol K}}) (300 \text{ K})}{1 \text{ atm}} = 24.66 \text{ L}$$

3. Se determina el  $V_2$  considerando que es un proceso isobárico

Partiendo de la Ley de Charles

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

$$V_2 = V_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) = 24.66 \text{ L} \left( \frac{400 \text{ K}}{300 \text{ K}} \right) = 32.88 \text{ L}$$

4. Se determina la  $P_3$  considerando el proceso isométrico o isocórico

Partiendo de la Ley de Gay-Lussac

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

$$P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) = 1 \text{ atm} \left( \frac{500 \text{ K}}{400 \text{ K}} \right) = 1.25 \text{ atm}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

5. Se determina el  $V_4$  considerando el proceso isotérmico  
 Partiendo de la Ley de Boyle

$$P_3 V_3 = P_4 V_4$$

$$P_4 = \frac{1}{3} P_1 = \frac{1}{3} (1 \text{ atm}) = 0.33 \text{ atm}$$

$$V_4 = V_3 \left( \frac{P_3}{P_4} \right) = 32.88 \text{ L} \left( \frac{1.25 \text{ atm}}{0.33 \text{ atm}} \right) = 123.31 \text{ L}$$

6. Se determina la  $T_5$  considerando el proceso isocórico  
 Partiendo de la Ley de Gay-Lussac

$$\frac{P_4}{T_4} = \frac{P_5}{T_5}$$

$$T_5 = T_4 \left( \frac{P_5}{P_4} \right) = 500 \text{ K} \left( \frac{0.5 \text{ atm}}{0.33 \text{ atm}} \right) = 750 \text{ K}$$

7. Se determina el  $V_6$  y  $T_6$  considerando que es un proceso adiabático

$$C_v = \frac{3}{2} R$$

$$= \frac{3}{2} \left( 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) = 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

$$C_p = C_v + R$$

$$= 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} + 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} = 20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

$$= \frac{20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}}{12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}} = 1.67$$

Partiendo de las expresiones

$$P_5 V_5^\gamma = P_6 V_6^\gamma$$

$$V_6 = \sqrt[\gamma]{\left( \frac{P_5}{P_6} \right) V_5^\gamma} = \sqrt[1.67]{\left( \frac{0.5 \text{ atm}}{0.33 \text{ atm}} \right) (123.31 \text{ L})^{1.67}}$$

$$= 157.27 \text{ L}$$

$$\frac{T_6}{T_5} = \left( \frac{V_5}{V_6} \right)^{\gamma-1}$$

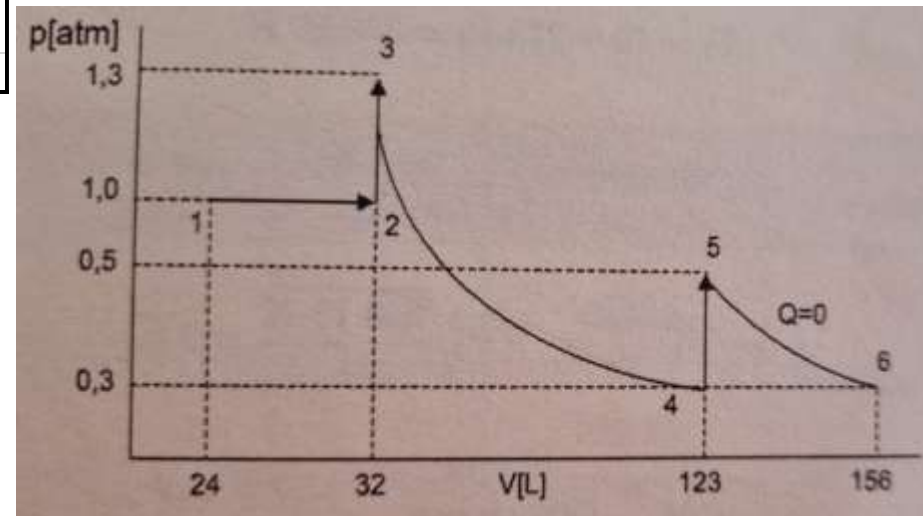
$$T_6 = T_5 \left( \frac{V_5}{V_6} \right)^{\gamma-1} = 750 \text{ K} \left( \frac{123.31 \text{ L}}{157.27 \text{ L}} \right)^{1.67-1}$$

$$= 637.71 \text{ K}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

El diagrama termodinámico a partir de la tabla de las condiciones de estado es la siguiente:

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	1	24.66	300	Isobárico (1 - 2)
2	1	32.88	400	
3	1.25	32.88	500	Isocórico (2 - 3)
4	0.33	123.31	500	Isotérmico (3 - 4)
5	0.50	123.31	750	Isocórico (4 - 5)
6	0.33	157.27	637.71	Adiabático (5 - 6)



## Ciclos termodinámicos ideales

9. Se determinan las variables termodinámicas del proceso isobárico (1-2)

$$W = nR(T_2 - T_1) = (1 \text{ mol}) \left( 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (400 - 300) \text{ K} = 831.4 \text{ J}$$

$$\Delta H = nC_p(T_2 - T_1) = (1 \text{ mol}) \left( 20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (400 - 300) \text{ K} = 2078.5 \text{ J}$$

$$\Delta E = nC_v(T_2 - T_1) = (1 \text{ mol}) \left( 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (400 - 300) \text{ K} = 1247.1 \text{ J}$$

$$Q = \Delta H = 2078.5 \text{ J}$$

10. Se determinan las variables termodinámicas del proceso isocórico (2-3)

$$W = 0$$

$$\Delta H = nC_p(T_3 - T_2) = (1 \text{ mol}) \left( 20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (500 - 400) \text{ K} = 2078.5 \text{ J}$$

$$\Delta E = nC_v(T_3 - T_2) = (1 \text{ mol}) \left( 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (500 - 400) \text{ K} = 1247.1 \text{ J}$$

$$Q = \Delta E = 1247.1 \text{ J}$$

11. Se determinan las variables termodinámicas del proceso isotérmico (3-4)

$$W = nRT \ln \left( \frac{V_4}{V_3} \right) = 1 \text{ mol} \left( 8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (500 \text{ K}) \ln \left( \frac{123.31 \text{ L}}{32.88 \text{ L}} \right) = 5494.5 \text{ J}$$

$$\Delta H = \Delta E = 0$$

$$Q = W = 5494.5 \text{ J}$$



## Ciclos termodinámicos ideales

12. Se determinan las variables termodinámicas del proceso isocórico (4-5)

$$W = 0$$

$$\Delta H = n C_p (T_5 - T_4) = (1 \text{ mol}) \left( 20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (750 - 500) \text{ K} = 5196.25 \text{ J}$$

$$\Delta E = n C_v (T_5 - T_4) = (1 \text{ mol}) \left( 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (750 - 500) \text{ K} = 3117.75 \text{ J}$$

$$Q = \Delta E = 3117.75 \text{ J}$$

13. Se determinan las variables termodinámicas del proceso adiabático (5-6)

$$Q = 0$$

$$\Delta H = n C_p (T_6 - T_5) = (1 \text{ mol}) \left( 20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (637.71 - 750) \text{ K} = -2333.90 \text{ J}$$

$$\Delta E = n C_v (T_6 - T_5) = (1 \text{ mol}) \left( 12.471 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (637.71 - 750) \text{ K} = -1400.34 \text{ J}$$

$$W = -\Delta E = 1400.34 \text{ J}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

La tabla de los datos termodinámicos es la siguiente:

Proceso	Q [J]	W [J]	$\Delta H$ [J]	$\Delta E$ [J]
Isobárico (1 - 2)	2078.5	831.4	2078.5	1247.1
Isocórico (2 - 3)	1247.1	0	2078.5	1247.1
Isotérmico (3 - 4)	5494.54	5494.54	0	0
Isocórico (4 - 5)	3117.75	0	5196.25	3117.75
Adiabático (5 - 6)	0	1400.34	-2333.90	-1400.34
Total	11937.889	7726.27955	7019.34912	4211.609474

## Ciclos termodinámicos ideales

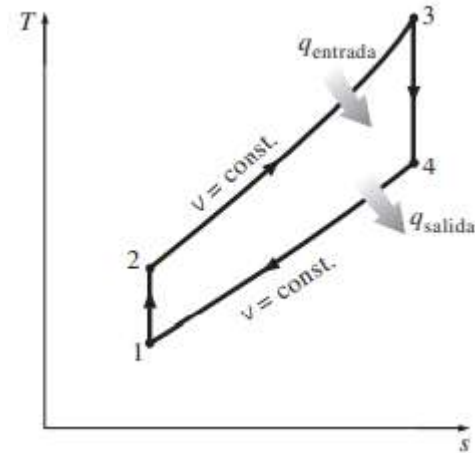
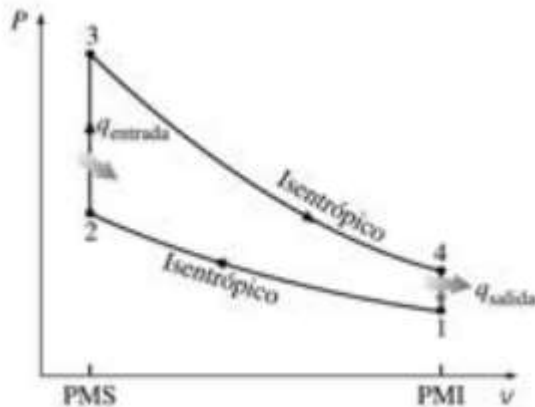
El análisis termodinámico de los ciclos reales de cuatro y dos tiempos antes descritos no es una tarea simple. Sin embargo, el análisis puede simplificarse de manera significativa si se utilizan las suposiciones de aire estándar, ya que el ciclo que resulta y que es parecido a las condiciones de operación reales es el ciclo de Otto ideal, el cual se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

1-2 Compresión isentrópica

2-3 Adición de calor a volumen constante

3-4 Expansión isentrópica

4-1 Rechazo de calor a volumen constante



## Ciclos termodinámicos ideales

El ciclo de Otto se ejecuta en un sistema cerrado, y sin tomar en cuenta los cambios en las energías cinética y potencial, el balance de energía para cualquiera de los procesos se expresa, por unidad de masa, como:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = \Delta u \quad (\text{kJ/kg})$$

No hay trabajo involucrado durante los dos procesos de transferencia de calor porque ambos toman lugar a volumen constante. Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo puede expresarse como:

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)$$

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo de Otto ideal supuesto para el aire estándar frío es

$$\eta_{\text{térr, Otto}} = \frac{w_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, y  $v_2 = v_3$  y  $v_4 = v_1$ . Por lo tanto:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \left( \frac{v_3}{v_4} \right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3}$$

Sustituyendo estas ecuaciones en la relación de la eficiencia térmica y simplificando, se obtiene:

$$\eta_{\text{térm, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

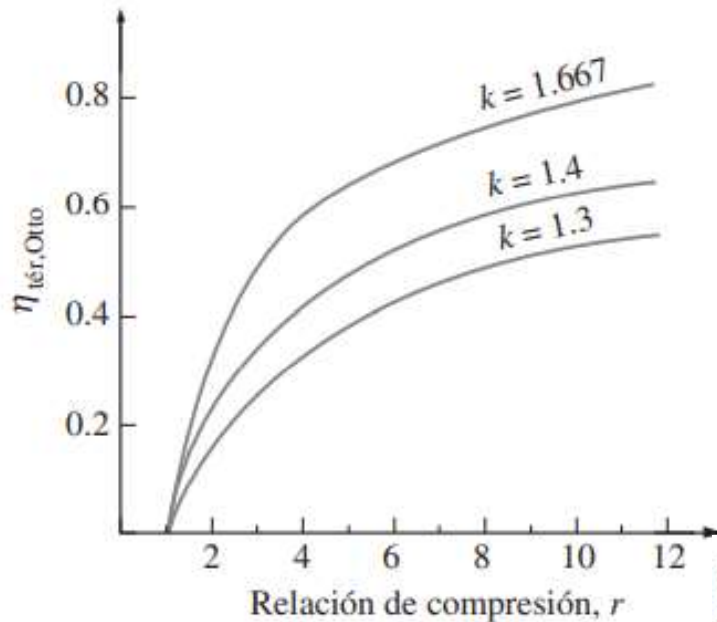
Donde:

$$r = \frac{v_{\text{máx}}}{v_{\text{mín}}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

que es la relación de compresión, y  $k$  es la relación de calores específicos  $C_p / C_v$ .

## Ciclos termodinámicos ideales

El segundo parámetro que afecta la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal es la relación de calores específicos  $k$ . Para una relación de compresión dada, un ciclo de Otto ideal que emplea un gas monoatómico (como argón o helio,  $k = 1.667$ ) como fluido de trabajo tendrá la eficiencia térmica más alta. La relación de calores específicos  $k$ , y por lo tanto la eficiencia térmica de un ciclo de Otto ideal, disminuye cuando las moléculas del fluido de trabajo son más grandes. A temperatura ambiente, este valor es de 1.4 para el aire, de 1.3 para el dióxido de carbono y de 1.2 para el etano.



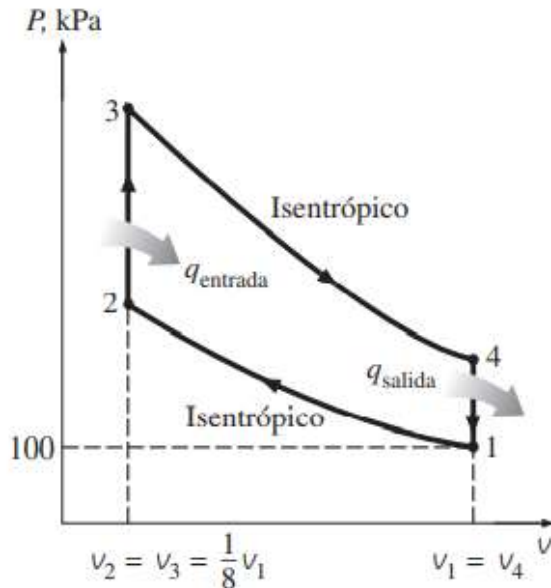
El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia térmica de máquinas reales de encendido por chispa varía de aproximadamente 25 a 30 por ciento.

La eficiencia térmica del ciclo de Otto aumenta con la relación de calores específicos  $k$  del fluido de trabajo.

# Ciclos termodinámicos ideales

## Ejemplo 1. Ciclo Otto ideal

Un ciclo de Otto ideal tiene una relación de compresión de 8. Al inicio del proceso de compresión el aire está a 100 kPa y 15 °C, y 800 kJ/kg de calor se transfieren a volumen constante hacia el aire durante el proceso de adición de calor. Tome en cuenta la variación de los calores específicos del aire con la temperatura y determine a) la temperatura y presión máximas que ocurren durante el ciclo, b) la salida de trabajo neto, c) la eficiencia térmica y d) la presión media efectiva en el ciclo.





# Ciclos termodinámicos ideales

## Ejemplo 1. Ciclo Otto ideal

- Ciclo Otto ideal
- Se determinarán la temperatura y presión máximas
- Se determinará el trabajo neto, la eficiencia térmica y la presión media efectiva en el ciclo.
- De acuerdo al diagrama del proceso, se observa que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

1. La temperatura y presión máximas en un ciclo Otto ocurren al final del proceso de adición de calor a volumen constante (Estado 3). Se requiere determinar la temperatura y presión del aire al final del proceso isentrópico de compresión (Estado 2), se toman datos de la tabla A-17.

$$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg} \\ v_{r1} = 676.1 \end{cases}$$

**TABLA A-17**

Propiedades de gas ideal del aire

$T$ K	$h$ kJ/kg	$P_r$	$u$ kJ/kg	$v_r$	$s^\circ$ kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515



# Ciclos termodinámicos ideales

## Ejemplo 1. Ciclo Otto ideal

2. Proceso 1-2; compresión isentrópica de un gas ideal :

$$\frac{V_{r2}}{V_{r1}} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{r} \quad V_{r2} = \frac{V_{r1}}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.512 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 652.4 \text{ K} \\ u_2 = 475.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{cases}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_1 V_1}{T_1} \quad P_2 = P_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \left( \frac{V_1}{V_2} \right)$$

$$= 100 \text{ kPa} \left( \frac{652.4 \text{ K}}{290 \text{ K}} \right) (8)$$

$$= 1799.7 \text{ kPa}$$

3. Proceso 2-3, adición de calor a volumen constante :

$$q_{\text{entrada}} = u_3 - u_2$$

$$u_3 = q_{\text{entrada}} + u_2$$

$$= 800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 475.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$u_3 = 1275.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\rightarrow \begin{cases} T_3 = 1575.1 \text{ K} \\ V_{r3} = 6.108 \end{cases}$$

$$\frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \rightarrow P_3 = P_2 \left( \frac{T_3}{T_2} \right) \left( \frac{V_2}{V_3} \right)$$

$$= 1799.7 \text{ kPa} \left( \frac{1575.1 \text{ K}}{652.4 \text{ K}} \right) (1)$$

$$= 43451.03 \text{ kPa}$$

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P <sub>r</sub>	u kJ/kg	v <sub>r</sub>	s° kJ/kg · K
580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P <sub>r</sub>	u kJ/kg	v <sub>r</sub>	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829

## Ciclos termodinámicos ideales

4. La salida de trabajo neto es igual a la transferencia neta de calor.  
 Se requiere determinar la energía interna del aire en el estado 4.

Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal

$$\frac{V_{r4}}{V_{r3}} = \frac{V_4}{V_3} = r \rightarrow V_{r4} = r V_{r3} = 8(6.108) = 48.864 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 795.6 \text{ K} \\ u_4 = 588.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{cases}$$

5. Proceso 4-1, rechazo de calor a volumen constante:

$$-q_{\text{salida}} = u_1 - u_4$$

$$q_{\text{salida}} = u_4 - u_1$$

$$= 588.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 206.91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$= 381.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= q_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} \\ &= 800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 381.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &= 418.17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P <sub>r</sub>	u kJ/kg	v <sub>r</sub>	s° kJ/kg · K
730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344

## Ciclos termodinámicos ideales

### Ejemplo 1. Ciclo Otto ideal

6. La eficiencia térmica del ciclo es determinada por:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} \rightarrow \text{Por definición}$$

$$= \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{800 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 0.523 \rightarrow 52.3\%$$

7. Bajo las suposiciones de aire estándar frío (valores de calores específicos constantes a temperatura ambiente), la eficiencia térmica está determinada por:

$$\eta_{\text{ter, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad \begin{matrix} k=1.4 \text{ para el aire} \\ r=8 \end{matrix}$$

$$= 1 - \frac{1}{(8)^{1.4-1}}$$

$$= 0.565 \rightarrow 56.5\%$$

la diferencia es considerable al considerar la eficiencia calculada por definición, por ello debe ser puntual cuidadoso al utilizar las suposiciones de aire estándar frío.

8. La presión media efectiva se determina por su definición a partir de:

$$PME = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - V_2} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - \frac{V_1}{r}} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 \left(1 - \frac{1}{r}\right)}$$

donde:

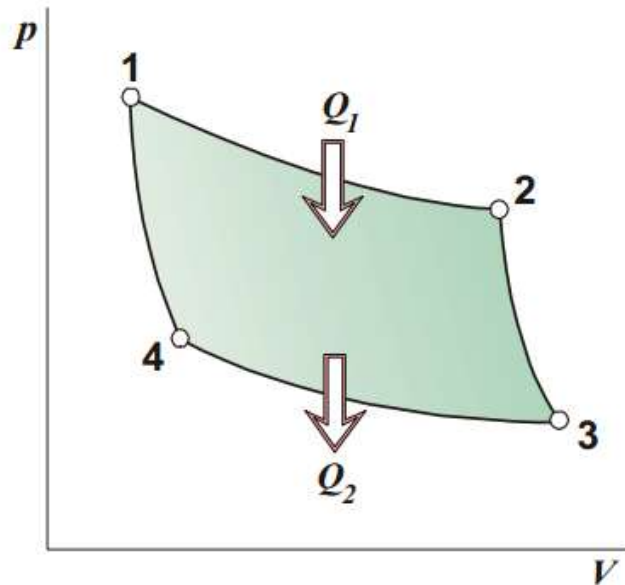
$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}})(290 \text{ K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$PME = \frac{418.17 \text{ kJ/kg}}{(0.832 \text{ m}^3/\text{kg}) \left(1 - \frac{1}{8}\right)} = 574.91 \text{ kPa}$$

# Ciclos Termodinámicos

## Ciclo de Carnot

Es un ciclo teórico y reversible.



**Tiempo 1**  $\Rightarrow$  Expansión isotérmica, de 1 a 2.

Trabajo realizado  $W_1 = Q_1$

**Tiempo 2**  $\Rightarrow$  Expansión adiabática, de 2 a 3.

**Tiempo 3**  $\Rightarrow$  Compresión isotérmica, de 3 a 4.

Trabajo realizado  $W_2 = Q_2$

**Tiempo 4**  $\Rightarrow$  Compresión adiabática, de 4 a 1.

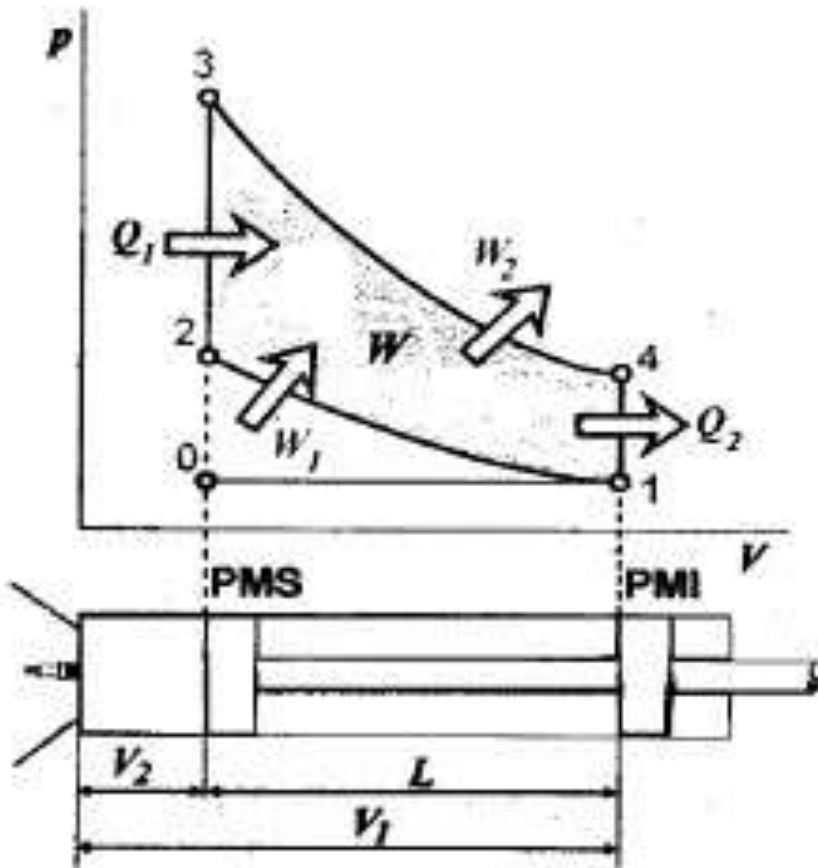
El rendimiento de una máquina de Carnot está determinado por la temperatura del foco frío  $T_2$  y del foco caliente  $T_1$ .

$$\boxed{\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}} \Rightarrow T_1 > T_2$$



## Ciclos Termodinámicos

### Ciclo Otto



Transformación 0-1 y 1-0  $\Rightarrow$  Isobara a presión atmosférica

Transformación 1-2  $\Rightarrow$  Adiabática ( $Q = 0$ )

Transformación 2-3  $\Rightarrow$  Isócora ( $V = \text{cte}$ )

Transformación 3-4  $\Rightarrow$  Adiabática ( $Q = 0$ )

Transformación 4-1  $\Rightarrow$  Isócora ( $V = \text{cte}$ )

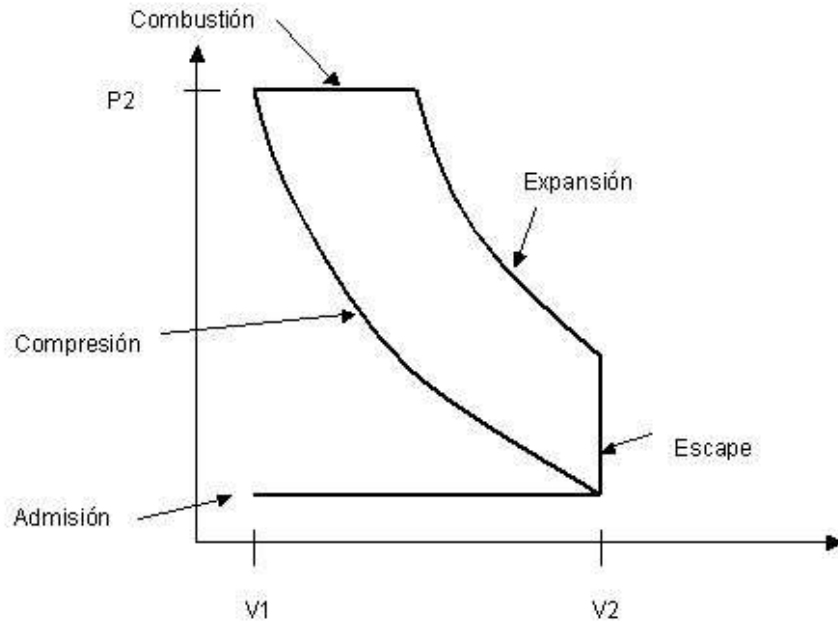
$Q_1 \Rightarrow$  Calor generado en la combustión.

$Q_2 \Rightarrow$  Calor cedido al ambiente o perdido.

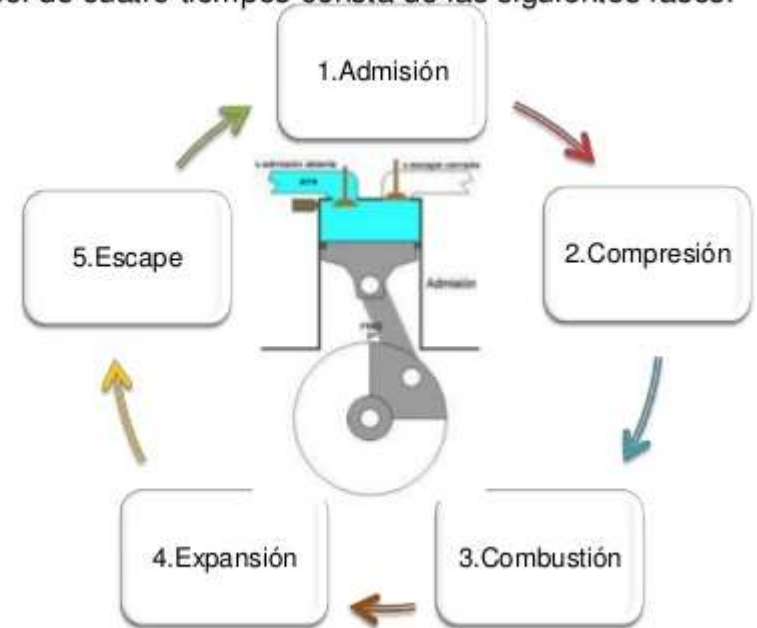
# Ciclos Termodinámicos

## CICLO DIESEL TEORICO

Diagrama P-V



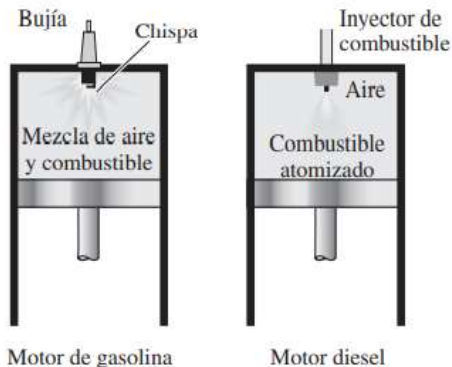
El ciclo Diesel de cuatro tiempos consta de las siguientes fases:



## Ciclos termodinámicos ideales

**CICLO DIESEL:** el ciclo ideal para máquinas de encendido por compresión.

El ciclo Diesel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes. El motor ECOM (conocido mejor como motor diésel) , por primera vez propuesto por Rudolph Diesel en la década de 1890; la diferencia principal está en el método de inicio de la combustión. En los motores de encendido por chispa (conocidos también como motores de gasolina), la mezcla de aire y combustible se comprime hasta una temperatura inferior a la temperatura de autoencendido del combustible y el proceso de combustión se inicia al encender una bujía. En los motores diésel el aire se comprime hasta una temperatura que es superior a la temperatura de autoencendido del combustible, y la combustión inicia al contacto, cuando el combustible se inyecta dentro de este aire caliente. Por lo tanto, en los motores diésel la bujía y el carburador son sustituidos por un inyector de combustible



En los motores diesel la bujía se reemplaza por un inyector de combustible, y sólo se comprime el aire durante el proceso de compresión.

## Ciclos termodinámicos ideales

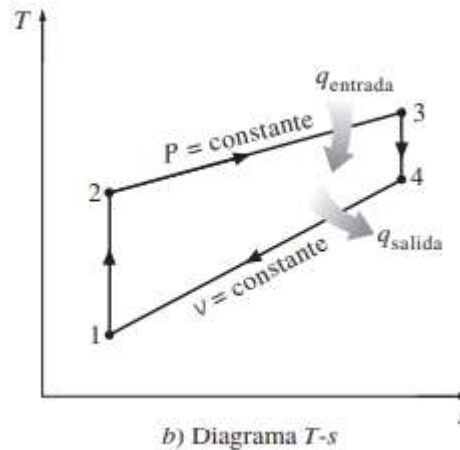
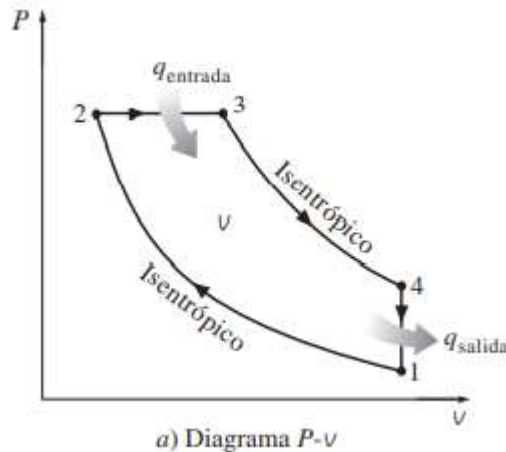
En los motores de gasolina, una mezcla de aire y combustible se comprime durante la carrera de compresión, mientras que las relaciones de compresión están limitadas por el comienzo del autoencendido o el golpeteo del motor. En los diésel, solamente el aire se comprime durante la carrera de compresión, eliminando la posibilidad de autoencendido. Por lo tanto, los motores diésel pueden ser diseñados para operar a relaciones de compresión mucho más altas, generalmente entre 12 y 24. No tener el problema del autoencendido conlleva otro beneficio: muchos de los exigentes requerimientos impuestos a la gasolina pueden ser eliminados, de manera que los combustibles menos refinados (y por lo tanto menos costosos) pueden utilizarse en los motores diésel.

El proceso de inyección de combustible en los motores diésel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso de combustión en el ciclo Diesel ideal se obtiene como un proceso de adición de calor a presión constante. De hecho, éste es el único proceso donde los ciclos de Otto y Diesel difieren. Los tres procesos restantes son los mismos para ambos ciclos ideales.



## Ciclos termodinámicos ideales

Es decir, el proceso 1-2 es una compresión isoentrópica, el 2-3 adición de calor a presión constante, el 3-4 una expansión isoentrópica y el 4-1 un rechazo de calor a volumen constante. La similitud entre los dos ciclos es también evidente en los diagramas P-v y T-s del ciclo Diesel.



Si se observa que el ciclo Diesel se ejecuta en un dispositivo de émbolo y cilindro, que forma un sistema cerrado, la cantidad de calor añadida al fluido de trabajo a presión constante y rechazada por éste a volumen constante puede expresarse como:

$$\begin{aligned}
 q_{\text{entrada}} - w_{b,\text{salida}} &= u_3 - u_2 \rightarrow q_{\text{entrada}} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) \\
 &= h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \\
 -q_{\text{salida}} &= u_1 - u_4 \rightarrow q_{\text{salida}} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1)
 \end{aligned}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

Entonces, la eficiencia térmica de un ciclo Diesel ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se vuelve:

$$\eta_{\text{té},\text{Diesel}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{kT_2(T_3/T_2 - 1)}$$

Ahora se define una nueva cantidad, la relación de corte de admisión  $r_c$ , como la relación de los volúmenes del cilindro antes y después del proceso de combustión:

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

Al usar esta definición y las relaciones de gas ideal isoentrópicas para los procesos 1-2 y 3-4, la relación de la eficiencia térmica se reduce a:

$$\eta_{\text{té},\text{Diesel}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad r = \frac{V_{\text{máx}}}{V_{\text{mín}}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad \text{que es la relación de compresión, y } k \text{ es la relación de calores específicos } c_p/c_v$$

se notará que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia de un ciclo Diesel difiere de la de un ciclo de Otto por la cantidad que está entre paréntesis, la cual siempre es mayor que 1. Por lo tanto:

$$\eta_{\text{té},\text{Otto}} > \eta_{\text{té},\text{Diesel}}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

En los motores de ignición y compresión de alta velocidad, se inyecta combustible en la cámara de combustión con una rapidez mucho mayor en comparación con los primeros motores diésel. El combustible inicia su ignición en una etapa avanzada del ciclo de compresión y, en consecuencia, parte de la combustión tiene lugar casi a volumen constante. La inyección de combustible continúa hasta que el pistón alcanza el centro muerto superior, y la combustión del combustible mantiene alta la presión hasta bien entrado el ciclo de expansión. Así, el proceso completo de combustión se puede modelar mejor como la combinación de procesos a volumen constante y a presión constante. El ciclo ideal basado en este concepto recibe el nombre de ciclo dual y su diagrama  $P$ - $v$  se presenta en la figura:

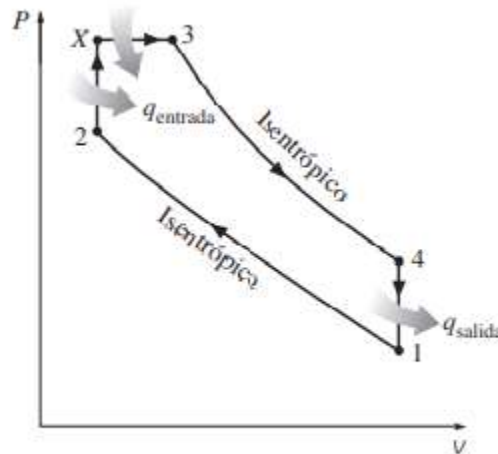


Diagrama  $P$ - $v$  para el ciclo dual ideal.

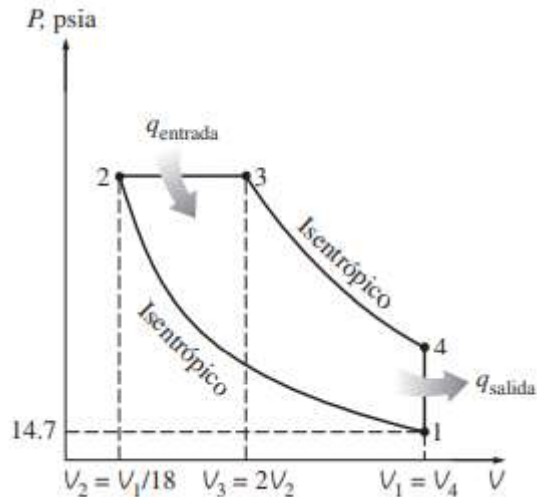
## Ciclos termodinámicos ideales

Las cantidades relativas de calor transferido durante cada proceso pueden ajustarse para asemejar al ciclo real con mayor exactitud. Observe que tanto el ciclo de Otto como el Diesel pueden obtenerse como casos especiales del ciclo dual. El ciclo Dual es un modelo más realista que el ciclo diésel para representar motores modernos de alta velocidad encendidos por compresión.

## Ciclos termodinámicos ideales

### Ejemplo 2. El ciclo Diesel ideal

Un ciclo Diesel ideal con aire como fluido de trabajo tiene una relación de compresión de 18 y una relación de corte de admisión de 2. Al principio del proceso de compresión el fluido de trabajo está a 14.7 psia, 80 °F y 117 pulg<sup>3</sup>. Utilice las suposiciones de aire estándar frío y determine a) la temperatura y presión del aire al final de cada proceso, b) la salida de trabajo neto y la eficiencia térmica y c) la presión media efectiva.



La constante de gas del aire es  $R = 0.3704 \text{ psia} \cdot \text{pie}^3/\text{lbm} \cdot \text{R}$ , mientras que sus otras propiedades a temperatura ambiente son  $C_p = 0.240 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$ ,  $C_v = 0.171 \text{ Btu/lbm} \cdot \text{R}$  y  $k = 1.4$

El diagrama P-V del ciclo Diésel ideal muestra que el aire contenido en el cilindro forma un sistema cerrado.

## Ciclos termodinámicos ideales

1. Los valores de la temperatura y la presión al final de cada proceso pueden determinarse si se utilizan las relaciones isentrópicas de gas ideal para los procesos 1-2 y 3-4.

Primero se determinan los volúmenes al final de cada proceso a partir de las definiciones de la relación de compresión y de la relación de corte de admisión:

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

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

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

2. Proceso 1-2, compresión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

$$T_2 = T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = (540 \text{ R})(18)^{1.4-1} = 1715.94 \text{ R}$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = 840.81 \text{ psia}$$

## Ciclos termodinámicos ideales

3. Proceso 2-3, adición de calor a un gas ideal a presión constante

$$P_3 = P_2 = 840.81 \text{ psia}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3}$$

$$T_3 = T_2 \left( \frac{P_3}{P_2} \right) \left( \frac{V_3}{V_2} \right) = (1715.94 \text{ R})(1)(2) = 3431.88 \text{ R}$$

4. Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes

$$T_4 = T_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = (3431.88 \text{ R}) \left( \frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3} \right)^{1.4-1} = 1425.1 \text{ R}$$

$$P_4 = P_3 \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = (840.81 \text{ psia}) \left( \frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3} \right)^{1.4} = 38.79 \text{ psia}$$



## Ciclos termodinámicos ideales

5. El trabajo neto para un ciclo es equivalente a la transferencia de calor neta.

Se determina la masa de aire:

$$m = \frac{P V_1}{R T_1} = \frac{(14.7 \text{ psia})(117 \text{ in}^3)}{(0.3709 \frac{\text{psia} \cdot \text{in}^3}{\text{lbm} \cdot \text{R}})(540 \text{ R})} \left( \frac{1 \text{ ft}^3}{1728 \text{ in}^3} \right)$$

$$= 0.00498 \text{ lbm}$$

6. Para el proceso 2-3

$$\begin{aligned} Q_{\text{entrada}} &= m (h_3 - h_2) \\ &= m C_p (T_3 - T_2) \\ &= (0.00498 \text{ lbm}) \left( 0.24 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}} \right) (3431.88 \text{ R} - 1715.94 \text{ R}) \\ &= 2.049 \text{ Btu} \end{aligned}$$

7. Para el proceso 4-1 es de rechazo de calor a volumen constante

$$W = 0$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{salida}} &= m (u_4 - u_1) \\ &= m C_v (T_4 - T_1) \\ &= (0.00498 \text{ lbm}) \left( 0.171 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm} \cdot \text{R}} \right) (1425.1 \text{ R} - 540 \text{ R}) \\ &= 0.754 \text{ Btu} \end{aligned}$$



## Ciclos termodinámicos ideales

8. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} \\ &= 2.049 \text{ Btu} - 0.754 \text{ Btu} \\ &= 1.295 \text{ Btu} \end{aligned}$$

9. La eficiencia térmica por definición:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = \frac{1.295 \text{ Btu}}{2.049 \text{ Btu}} = 0.632 \rightarrow 63.2\%$$

10. La presión media efectiva para este ciclo:

$$\begin{aligned} \text{PME} &= \frac{W_{\text{neto}}}{V_{\text{máx}} - V_{\text{min}}} = \frac{W_{\text{neto}}}{V_1 - V_2} \\ &= \frac{1.295 \text{ Btu}}{(117 \text{ in}^3 - 6.5 \text{ in}^3)} \left( \frac{778.17 \text{ lb}_f \cdot \text{ft}}{1 \text{ Btu}} \right) \left( \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} \right) \\ &= 109.44 \text{ psia} \end{aligned}$$

Una presión constante de 109.44 psia durante la carrera de potencia produciría la misma salida de trabajo neto que el ciclo Diesel completo.

# UNITEC<sup>MR</sup>

---

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza