

UNITEC^{MR}

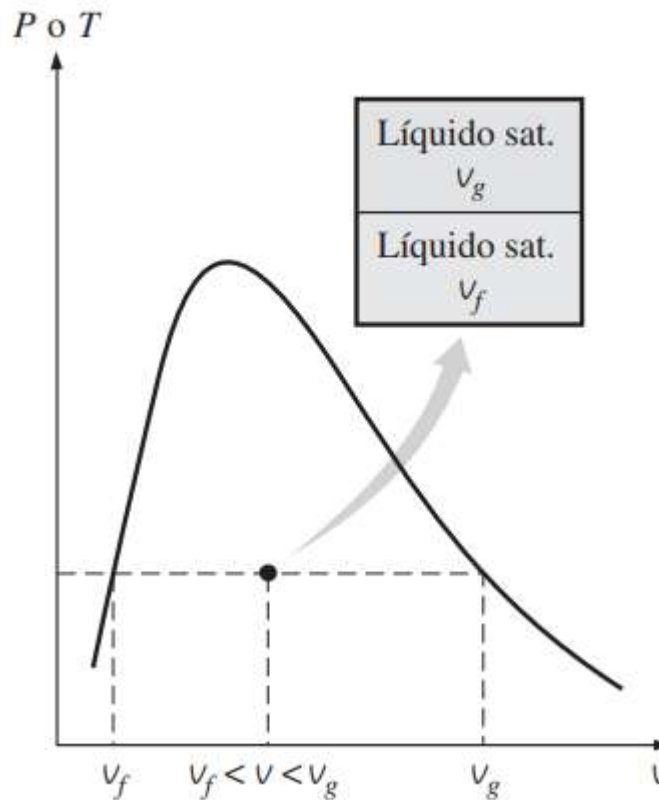
Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

Tablas de Propiedades Termodinámicas

Ejercicio TAREA 8

1.- Un recipiente rígido contiene 10 kg de agua a 90 °C. Si 8 kg del agua están en forma líquida y el resto como vapor, determine a) la presión en el recipiente y b) el volumen del recipiente



Tablas de Propiedades Termodinámicas

Ejercicio TAREA 8

1.- Un recipiente rígido contiene 10 kg de agua a 90 °C. Si 8 kg del agua están en forma líquida y el resto como vapor, determine a) la presión en el recipiente y b) el volumen del recipiente

Solución

a) Las dos fases coexisten en equilibrio, se tiene un vapor húmedo y la presión debe ser la de saturación a la temperatura dada:

$$P = P_{\text{sat @ } 90^{\circ}\text{C}} = \mathbf{70.183 \text{ kPa}}$$

b) A 90 °C, se tiene $v_f = 0.001036 \text{ m}^3/\text{kg}$ y $v_g = 2.3593 \text{ m}^3/\text{kg}$. Una manera de hallar el volumen del recipiente es determinar el volumen que ocupa cada fase y luego sumarlos:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = mv_f + mv_g$$

$$V = 8 \text{ kg}(0.001036 \text{ m}^3/\text{kg}) + 2 \text{ kg}(2.3593 \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$V = \mathbf{4.73 \text{ m}^3}$$

TABLA A-4

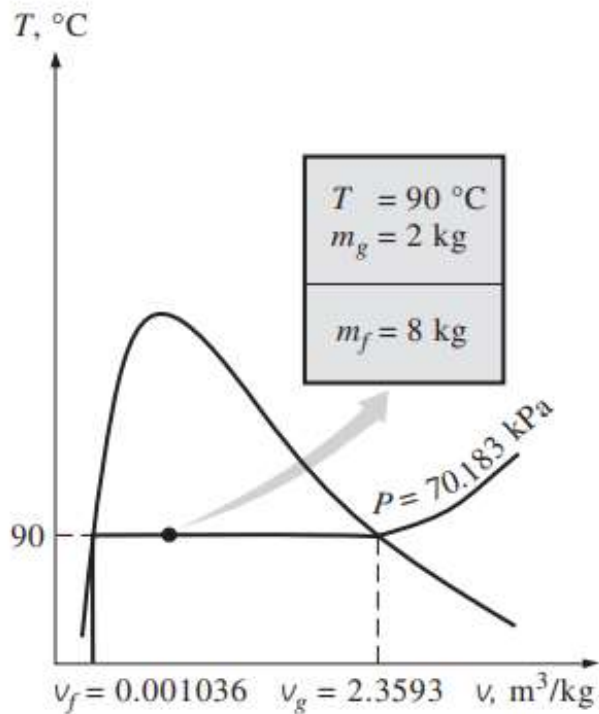
Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg	
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00
5	0.8725	0.001000	147.03
10	1.2281	0.001000	106.32
15	1.7057	0.001001	77.885
20	2.3392	0.001002	57.762
25	3.1698	0.001003	43.340
30	4.2469	0.001004	32.879
35	5.6291	0.001006	25.205
40	7.3851	0.001008	19.515
45	9.5953	0.001010	15.251
50	12.352	0.001012	12.026
55	15.763	0.001015	9.5639
60	19.947	0.001017	7.6670
65	25.043	0.001020	6.1935
70	31.202	0.001023	5.0396
75	38.597	0.001026	4.1291
80	47.416	0.001029	3.4053
85	57.868	0.001032	2.8261
90	70.183	0.001036	2.3593
95	84.609	0.001040	1.9808

Tablas de Propiedades Termodinámicas

Ejercicio TAREA 8

1.- Un recipiente rígido contiene 10 kg de agua a 90 °C. Si 8 kg del agua están en forma líquida y el resto como vapor, determine a) la presión en el recipiente y b) el volumen del recipiente



Tablas de Propiedades Termodinámicas

Ejercicio TAREA 8

2.- Refrigerante 134a sobrecalentado, cuyo volumen específico es 0.46190 pies³/lbm, fluye por un tubo a 120 psia. ¿Cuál es la temperatura de saturación en el tubo?

Solución

De la lectura de la tabla A-13E $T_{\text{sat}@ 120 \text{ psia}} = 160^\circ\text{F} = 71.11^\circ\text{C}$

TABLA A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado (conclusión)

T °F	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R
$P = 90 \text{ psia } (T_{\text{sat}} = 72.78^\circ\text{F})$					$P = 100 \text{ psia } (T_{\text{sat}} = 79.12^\circ\text{F})$				$P = 120 \text{ psia } (T_{\text{sat}} = 90.49^\circ\text{F})$			
Sat.	0.53113	104.21	113.06	0.22006	0.47760	104.99	113.83	0.21976	0.39644	106.35	115.16	0.21924
80	0.54388	105.74	114.80	0.22330	0.47906	105.18	114.05	0.22016				
100	0.57729	109.91	119.52	0.23189	0.51076	109.45	118.90	0.22900	0.41013	108.48	117.59	0.22362
120	0.60874	114.04	124.18	0.24008	0.54022	113.66	123.65	0.23733	0.43692	112.84	122.54	0.23232
140	0.63885	118.19	128.83	0.24797	0.56821	117.86	128.37	0.24534	0.46190	117.15	127.41	0.24058
160	0.66796	122.38	133.51	0.25563	0.59513	122.08	133.09	0.25309	0.48563	121.46	132.25	0.24851
180	0.69629	126.62	138.22	0.26311	0.62122	126.35	137.85	0.26063	0.50844	125.79	137.09	0.25619
200	0.72399	130.92	142.97	0.27043	0.64667	130.67	142.64	0.26801	0.53054	130.17	141.95	0.26368
220	0.75119	135.27	147.78	0.27762	0.67158	135.05	147.47	0.27523	0.55206	134.59	146.85	0.27100
240	0.77796	139.69	152.65	0.28468	0.69605	139.49	152.37	0.28233	0.57312	139.07	151.80	0.27817
260	0.80437	144.19	157.58	0.29162	0.72016	143.99	157.32	0.28931	0.59379	143.61	156.79	0.28521
280	0.83048	148.75	162.58	0.29847	0.74396	148.57	162.34	0.29618	0.61413	148.21	161.85	0.29214
300	0.85633	153.38	167.64	0.30522	0.76749	153.21	167.42	0.30296	0.63420	152.88	166.96	0.29896
320	0.88195	158.08	172.77	0.31189	0.79079	157.93	172.56	0.30964	0.65402	157.62	172.14	0.30569

Tablas de Propiedades Termodinámicas

INTERPOLACIÓN

$$y = y_1 + (x - x_1) \frac{(y_2 - y_1)}{(x_2 - x_1)}$$

y = valor de interpolación lineal

x = variable independiente

x_1, y_1 = valores de la función en un punto

x_2, y_2 = valores de la función en otro punto

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589

Ejemplo 4. Se requiere el valor correspondiente de temperatura de un $v_f = 84.512 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $y = ?$

$x = 84.512 \text{ m}^3/\text{kg}$

$x_1 = 85.34 \text{ m}^3/\text{kg}$ $y_1 = 650 \text{ K}$

$x_2 = 81.89 \text{ m}^3/\text{kg}$ $y_2 = 660 \text{ K}$

$$y = 650 \text{ K} + \left(84.512 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 85.34 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) \left(\frac{(660 \text{ K} - 650 \text{ K})}{\left(81.89 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 85.34 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)} \right) = \mathbf{652.4 \text{ K}}$$

Tablas de Propiedades Termodinámicas

Ejercicio TAREA 8

3.- Complementa la siguiente tabla utilizando los valores de referencia y el método de interpolación:

	T [K]	h [kJ/kg]	P _r	u [kJ/kg]	V _r
1	223	222.985	0.49261	158.974	1303.7
2	278.29	278.41	1.0666	198.52	750
3	299.20	299.39	1.3734	213.5	625.47
4	843.53	870	58.57	627.8560	41.37
5	941.87	980.03	90	709.6599	30.05
6	535	539.17	10.74	385.5900	143.20
7	1186.25	1261.6700	227.1388	921.12	15
8	583.78	590	14.73	422.4218	113.77
9	770	789.11	41.31	568.0650	53.59
10	870.39	899.85	66.1507	650	37.82

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 13: Ciclos termodinámicos ideales
en motores de combustión interna**

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales

Dos áreas importantes de aplicación de la termodinámica son la generación de potencia y la refrigeración. Ambos objetivos usualmente se realizan mediante sistemas que operan en un ciclo termodinámico.

Los ciclos termodinámicos se pueden dividir en dos categorías generales: los ciclos de potencia y los ciclos de refrigeración.

Los dispositivos o sistemas que se usan para producir una salida neta de potencia se llaman a menudo motores o máquinas térmicas, y los ciclos termodinámicos en los que operan se llaman ciclos de potencia. Los dispositivos o sistemas que se usan para producir un efecto de refrigeración se llaman refrigeradores, acondicionadores de aire o bombas térmicas, y los ciclos en los que operan se llaman ciclos de refrigeración.

Los ciclos termodinámicos se pueden también clasificar como ciclos de gas y ciclos de vapor, dependiendo de la fase del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en la fase gaseosa durante todo el ciclo, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida durante otra parte.

Ciclos termodinámicos ideales

Los ciclos termodinámicos se pueden clasificar todavía de otra manera: ciclos cerrados y abiertos. En los ciclos cerrados, el fluido de trabajo vuelve al estado inicial al final del ciclo y se recircula. En los ciclos abiertos, el fluido de trabajo se renueva al final de cada ciclo en vez de recircularse.

En los motores de automóvil, los gases de combustión escapan y se reemplazan con nueva mezcla aire-combustible al final de cada ciclo. El motor opera en un ciclo mecánico, pero el fluido de trabajo no recorre un ciclo termodinámico completo.

Las máquinas 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 nuclear 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.

Ciclos termodinámicos ideales

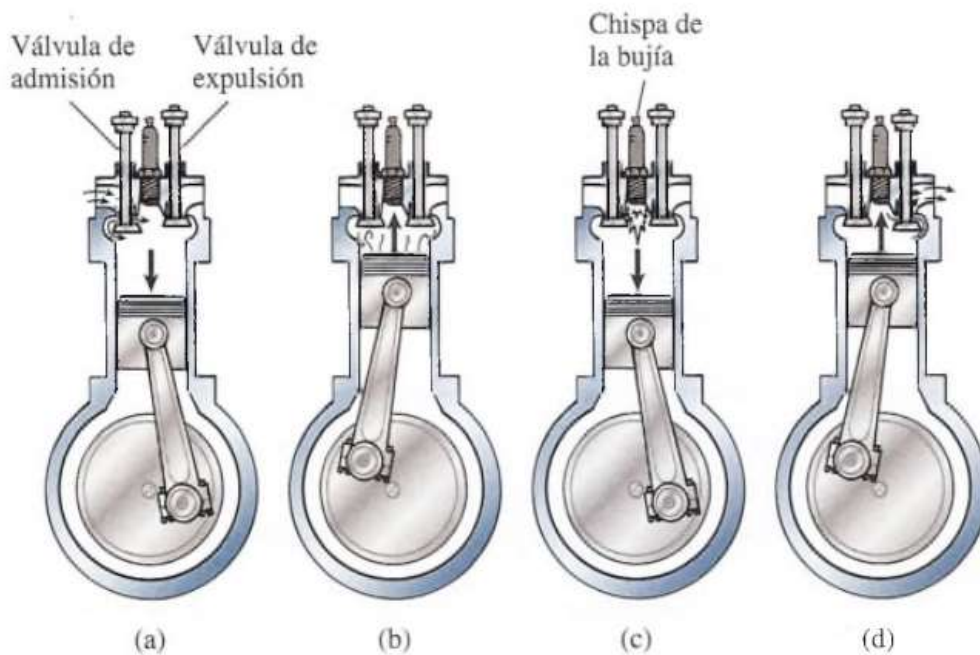
Ciclos termodinámicos: clasificación general

- Ciclos de potencia, o máquinas térmicas
- Ciclos de refrigeración, o bombas de calor
- Ciclos de gas
- Ciclos de vapor
- Ciclos cerrados
- Ciclos abiertos
- Máquinas de combustión interna
- Máquinas de combustión externa
- Ciclos ideales
- Ciclos reales
- Ciclos totalmente reversibles
- Ciclos internamente reversibles

Ciclos termodinámicos ideales

Máquinas de combustión interna

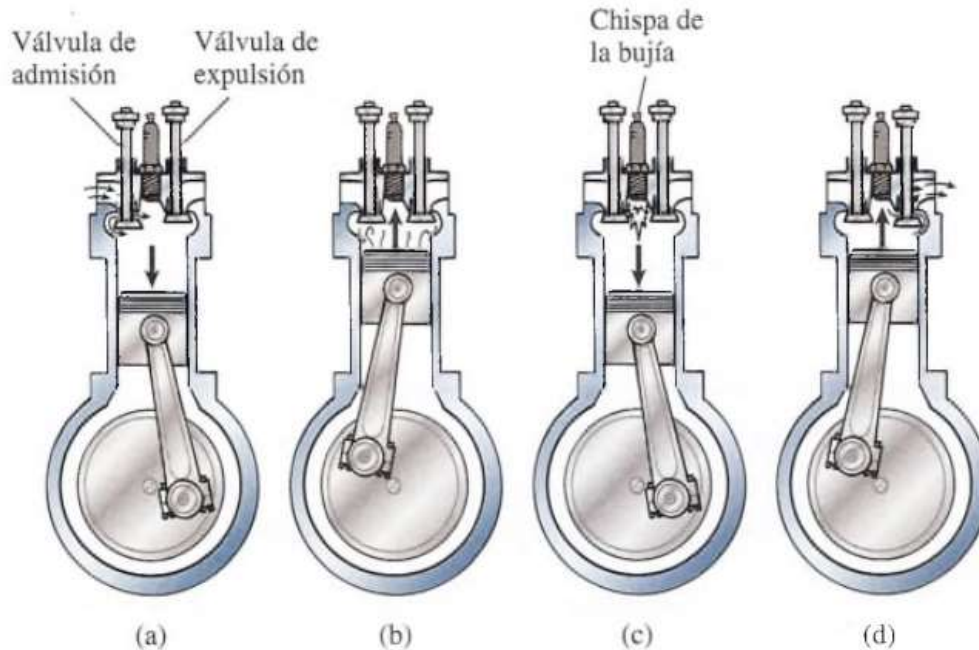
Un motor de combustión interna genera el calor de entrada dentro de la máquina misma. La máquina más común de este tipo es el motor de gasolina de cuatro tiempos, en el cual la mezcla de gasolina y aire se inflama por medio de una bujía en cada cilindro. La energía térmica liberada se convierte en trabajo útil debido a la presión que ejercen los gases que se dilatan sobre el pistón.



Proceso de cuatro tiempos

- Carrera de admisión:** una mezcla de aire y vapor de gasolina entra en el cilindro a través de la válvula de admisión.
- Carrera de compresión:** ambas válvulas se cierran y el pistón se mueve hacia arriba causando una elevación en la presión. Justo antes de que el pistón llegue al extremo superior, se lleva el encendido de la mezcla, lo que origina un cambio abrupto tanto en temperatura y presión.

Ciclos termodinámicos ideales



Proceso de cuatro tiempos

d. Carrera de trabajo: la fuerza de los gases que se expanden impulsa el pistón hacia abajo, con lo que se realiza trabajo externo.

e. Carrera de expulsión: se expulsan los gases quemados fuera del cilindro mediante la válvula de escape.

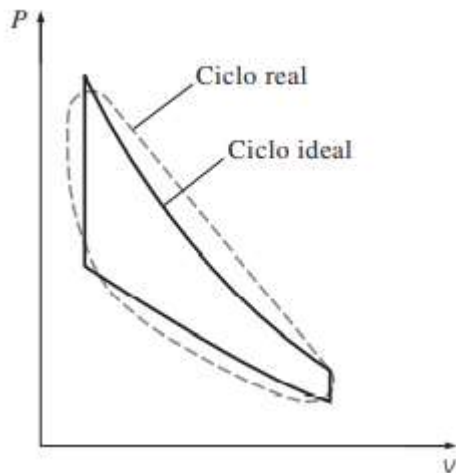
Nuevamente se repite todo el ciclo mientras se siga suministrando combustible al cilindro.

https://youtu.be/V833dR_8Fik

La mayor parte de los dispositivos que producen potencia operan en ciclos. Los ciclos que se llevan a cabo en los dispositivos reales son difíciles de analizar debido a la presencia de efectos complicados, como la fricción y la falta de tiempo suficiente para establecer las condiciones de equilibrio durante el ciclo.

Ciclos termodinámicos ideales

Para que sea factible el estudio analítico de un ciclo es necesario mantener estas complejidades en un nivel manejable y utilizar algunas idealizaciones. Cuando al ciclo real se le eliminan todas las irreversibilidades y complejidades internas, se consigue finalmente un ciclo que se parece en gran medida al real pero que está formado en su totalidad de procesos internamente reversibles. Tal ciclo es llamado un ciclo ideal



Las idealizaciones y simplificaciones empleadas comúnmente en el análisis de los ciclos de potencia, pueden resumirse del siguiente modo:

1. El ciclo no implica ninguna fricción. Por lo tanto, el fluido de trabajo no experimenta ninguna caída de presión cuando fluye en tuberías o dispositivos como los intercambiadores de calor.
2. Todos los procesos de expansión y compresión ocurren en la forma de cuasi equilibrio.

3. Las tuberías que conectan a los diferentes componentes de un sistema están muy bien aisladas y la transferencia de calor a través de ellas es insignificante. Ignorar los cambios en las energías cinética y potencial del fluido de trabajo es otra simplificación comúnmente empleada en el análisis de ciclos de potencia.

Ciclos termodinámicos ideales

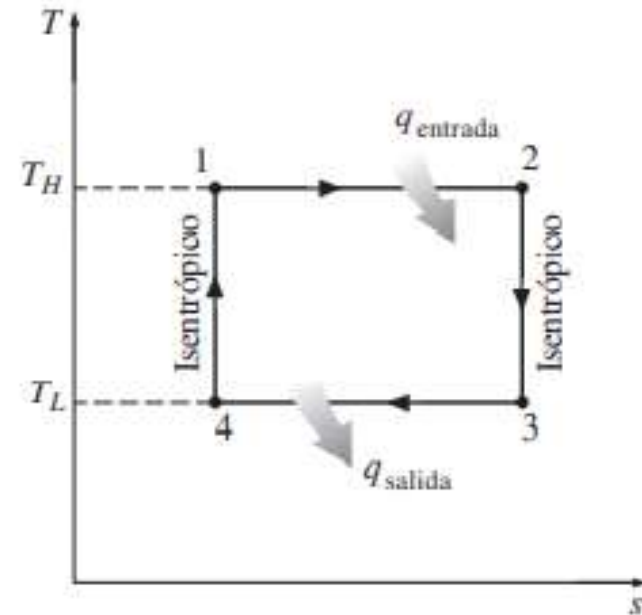
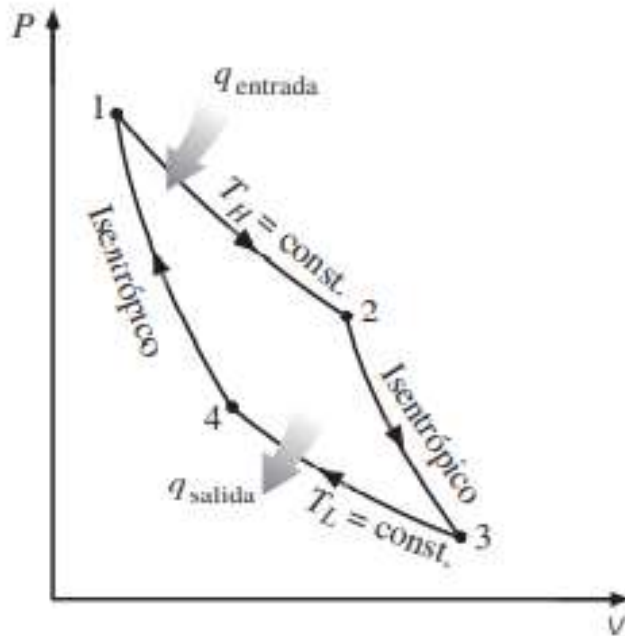
Ciclos internamente reversibles (ideales)

- Sin fricción
- Sin pérdida de carga
- Procesos cuasiestáticos para la expansión y compresión
- Conexiones entre equipos perfectamente aisladas (térmicamente)
- Energía cinética y potencial, generalmente despreciables

Ciclos termodinámicos ideales

Ciclo Carnot

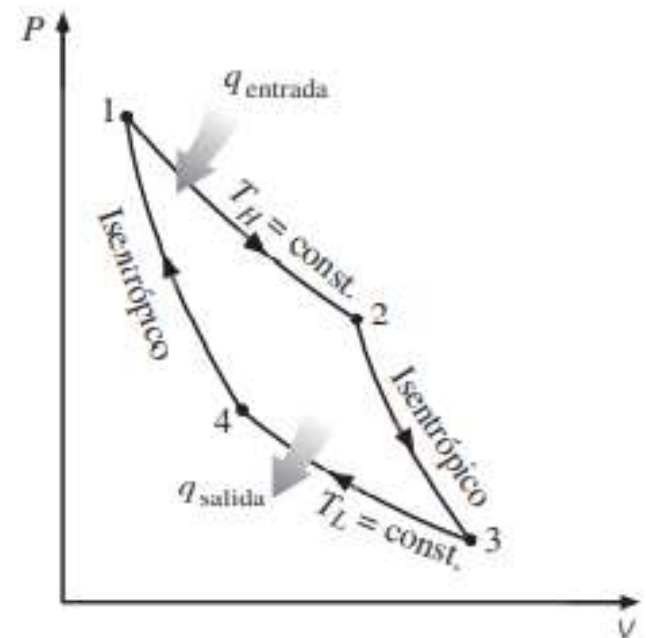
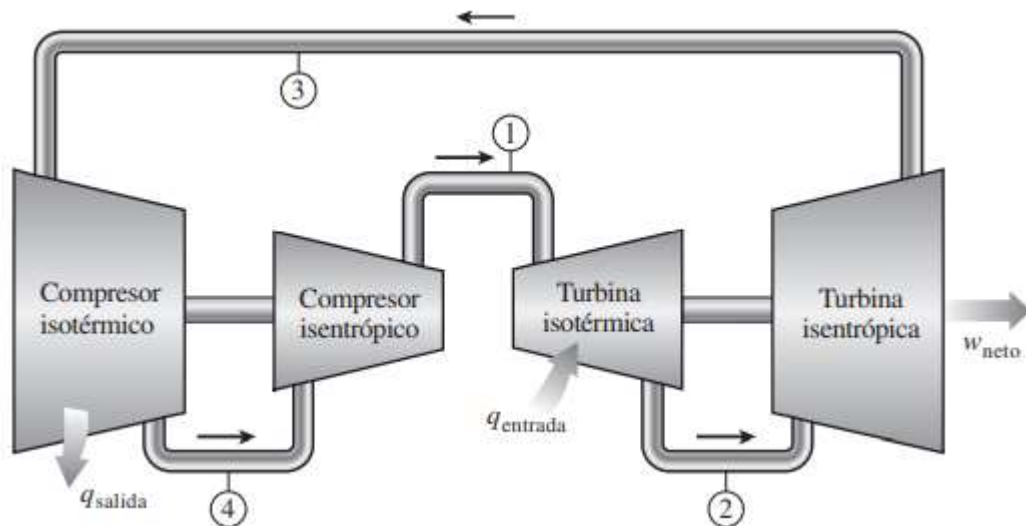
El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isoentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isoentrópica.



Ciclos termodinámicos ideales

El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estacionario (usando dos turbinas y dos compresores), y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L y su eficiencia térmica se expresa de la siguiente forma:

$$\eta_{tér \text{ Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$



Ciclos termodinámicos ideales

La transferencia de calor isotérmica reversible es muy difícil de lograr en la práctica porque requeriría intercambiadores de calor muy grandes y necesitaría mucho tiempo (un ciclo de potencia en una máquina común se completa en una fracción de un segundo). Por lo tanto, no es práctico construir una máquina que opere en un ciclo que se aproxima en gran medida al de Carnot.

El verdadero valor del ciclo de Carnot reside en que es el estándar contra el cual pueden compararse ciclos reales o ideales. La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot es una función de las temperaturas del sumidero y de la fuente, y la relación de la eficiencia térmica para este ciclo transmite un importante mensaje que es igualmente aplicable a ciclos ideales reales: la eficiencia térmica aumenta con un incremento en la temperatura promedio a la cual se suministra calor hacia el sistema o con una disminución en la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza del sistema.

<https://youtu.be/yHyeHdR1m5w> **CICLO CARNOT**

Ciclos termodinámicos ideales

Ejemplo 1. Deducción de la eficiencia de una máquina ideal

Una máquina ideal funciona entre dos depósitos a 500 K y 400 K, absorbe 900 J de calor del depósito a alta temperatura durante cada ciclo. ¿Cuál es su eficiencia y cuánto calor libera al medio?

La eficiencia ideal es: $\eta_{\text{tér Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{400 \text{ K}}{500 \text{ K}} = 0.2$

Por lo tanto la eficiencia ideal es de 20%

$$\text{Ahora: } \eta_{\text{tér}} = \frac{W_{\text{SALIDA}}}{Q_{\text{ENTRADA}}} = 0.20 \qquad W_{\text{SALIDA}} = (0.20)(900 \text{ J}) = 180 \text{ J}$$

Con base a la primera ley de la termodinámica, el trabajo neto es igual al intercambio neto de calor

$$W_{\text{SALIDA}} = Q_{\text{ENTRADA}} - Q_{\text{SALIDA}}$$

$$Q_{\text{SALIDA}} = Q_{\text{ENTRADA}} - W_{\text{SALIDA}}$$

$$Q_{\text{SALIDA}} = 900 \text{ J} - 180 \text{ J} = 720 \text{ J}$$

Una máquina ideal con eficiencia del 20% toma 900 J de energía, 180 J de trabajo y libera 720 J al medio.

Ciclos termodinámicos ideales

Ejercicio de Clase. Deducción de la eficiencia de una máquina ideal

Una máquina ideal funciona entre dos depósitos a 800 K y 470 K, absorbe 1100 J de calor del depósito a alta temperatura durante cada ciclo. ¿Cuál es su eficiencia y cuánto calor libera al medio?

La eficiencia ideal es: $\eta_{tér\ Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{470\ K}{800\ K} = 0.4125$

Por lo tanto la eficiencia ideal es de 41.25%

Ahora: $\eta_{tér} = \frac{W_{SALIDA}}{Q_{ENTRADA}} = 0.4125$ $W_{SALIDA} = (0.4125)(1100\ J) = 453.75\ J$

Con base a la primera ley de la termodinámica, el trabajo neto es igual al intercambio neto de calor

$$W_{SALIDA} = Q_{ENTRADA} - Q_{SALIDA}$$

$$Q_{SALIDA} = Q_{ENTRADA} - W_{SALIDA}$$

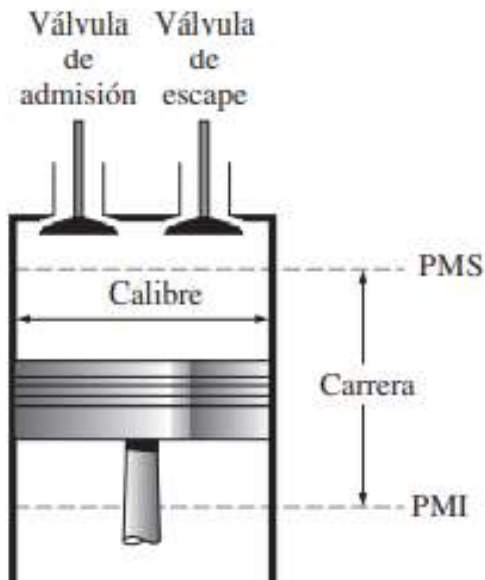
$$Q_{SALIDA} = 1100\ J - 453.75\ J = 646.25\ J$$

Una máquina ideal con eficiencia del 41.25% toma 1100 J de energía, 453.75 J de trabajo y libera 646.25 J al medio.

Ciclos termodinámicos ideales

Ciclo Otto

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido por chispa

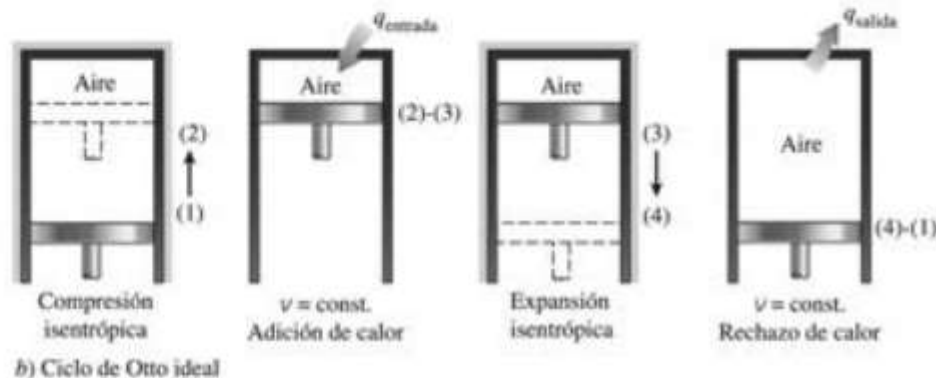
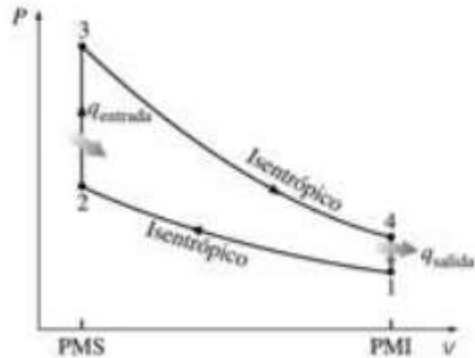
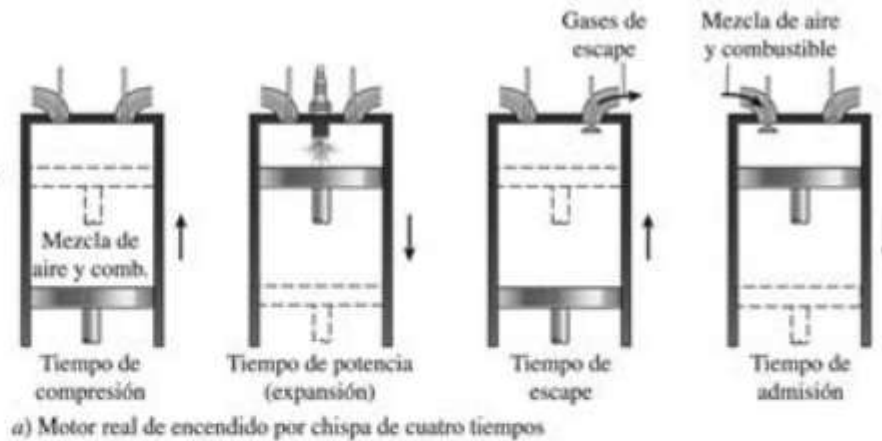
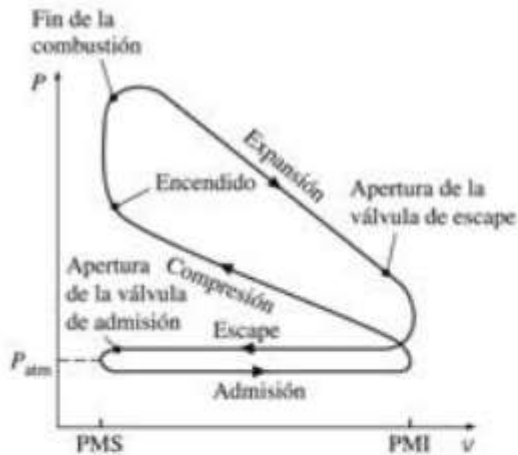


Los componentes básicos de una máquina reciprocante se muestran en la figura. El émbolo reciprocante en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas punto muerto superior (PMS) —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y punto muerto inferior (PMI) —la posición del émbolo cuando se forma el volumen más grande en el cilindro—.

La distancia entre el PMS y el PMI es la más larga que el émbolo puede recorrer en una dirección y recibe el nombre de carrera del motor. El diámetro del pistón se llama calibre. El aire o una mezcla de aire y combustible se introducen al cilindro por la válvula de admisión, y los productos de combustión se expelen del cilindro por la válvula de escape. El volumen mínimo formado en el cilindro cuando el émbolo está en el PMS se denomina volumen de espacio libre. El volumen desplazado por el émbolo cuando se mueve entre el PMS y el PMI se llama volumen de desplazamiento.

Ciclos termodinámicos ideales

En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el émbolo ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de combustión interna de cuatro tiempos.



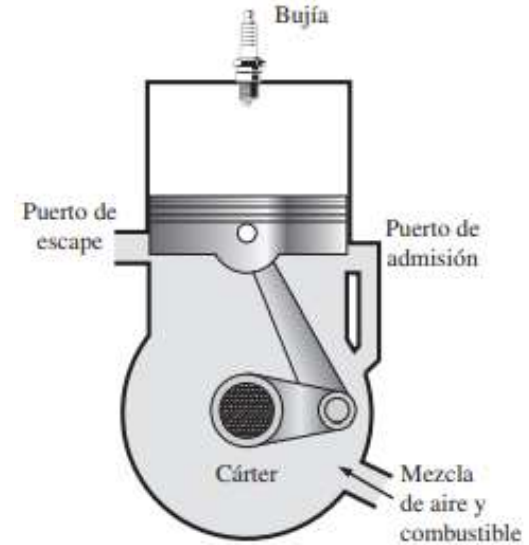
Ciclos termodinámicos ideales

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la carrera de compresión, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el émbolo alcance su posición más alta (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se enciende, con lo cual aumenta la presión y la temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al émbolo hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la carrera de expansión o carrera de potencia. Al final de esta carrera, el émbolo se encuentra en su posición más baja (la terminación del primer ciclo mecánico) y el cilindro se llena con los productos de la combustión. Después el émbolo se mueve hacia arriba una vez más y evacua los gases de escape por la válvula de escape (carrera de escape), para descender por segunda vez extrayendo una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (carrera de admisión). Observe que la presión en el cilindro está un poco arriba del valor atmosférico durante la carrera de escape y un poco abajo durante la carrera de admisión.

En las máquinas de dos tiempos, las cuatro funciones descritas anteriormente se ejecutan sólo en dos tiempos: el de potencia y el de compresión. En estas máquinas el cárter se sella y el movimiento hacia fuera del émbolo se emplea para presurizar ligeramente la mezcla de aire y combustible en el cárter.

Ciclos termodinámicos ideales

Además, las válvulas de admisión y de escape se sustituyen por aberturas en la porción inferior de la pared del cilindro. Durante la última parte de la carrera de potencia, el émbolo descubre primero el puerto de escape permitiendo que los gases de escape sean parcialmente expelidos, entonces se abre el puerto de admisión permitiendo que la mezcla fresca de aire y combustible se precipite en el interior e impulse la mayor parte de los gases de escape restantes hacia fuera del cilindro. Esta mezcla es entonces comprimida cuando el émbolo se mueve hacia arriba durante la carrera de compresión y se enciende subsecuentemente mediante una bujía.

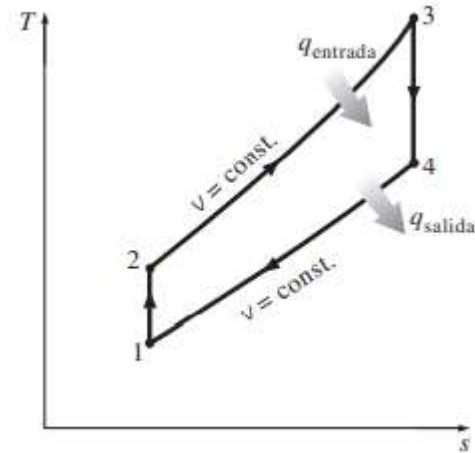
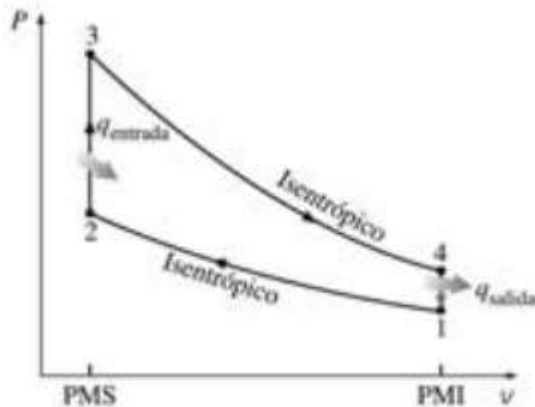


Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a la expulsión incompleta de los gases de escape y la expulsión parcial de la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen altas relaciones entre potencia y peso así como entre potencia y volumen, lo cual las hace más adecuadas en aplicaciones que requieren tamaño y peso pequeños como motocicletas, sierras de cadena y podadoras de pasto.

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 .

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza