

UNITEC^{MR}

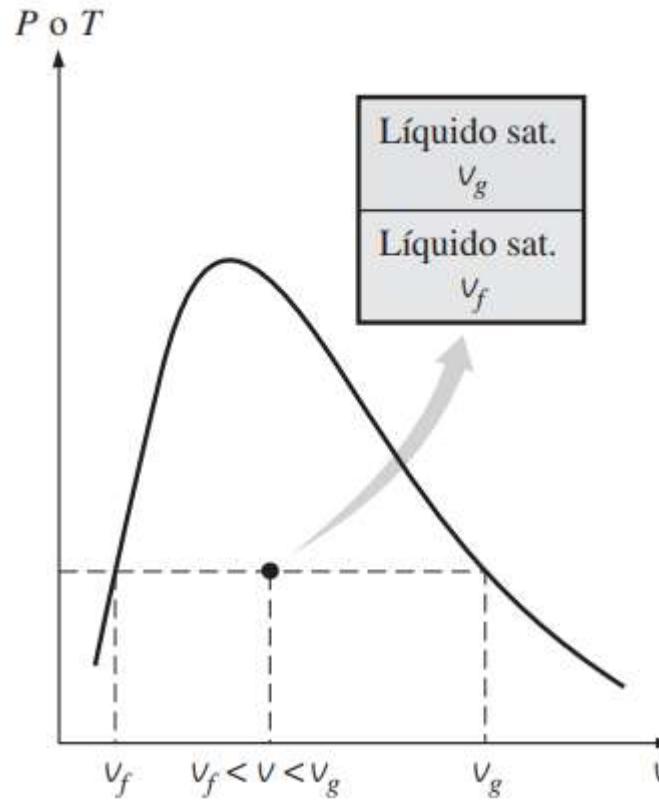
Universidad Tecnológica de México

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:

$$V = V_f + V_g$$

$$V = m v_f + m v_g$$

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

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

TABLA A-4

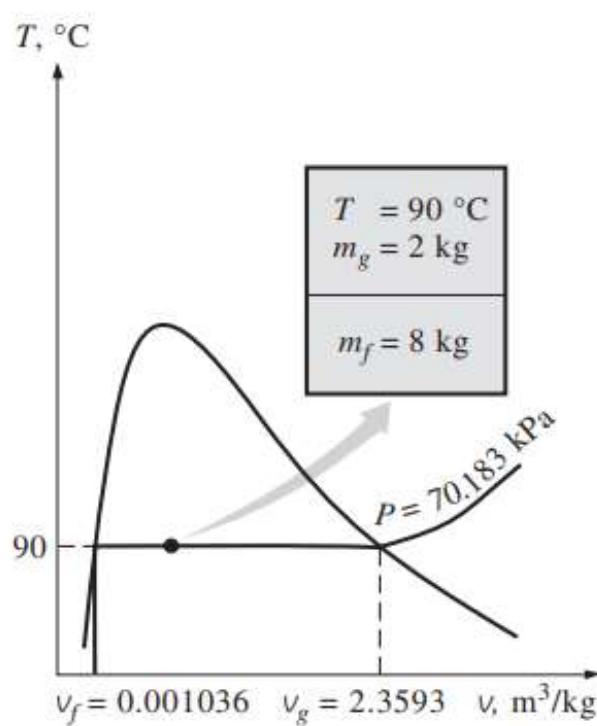
Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., <i>T</i> °C	Pres. sat., <i>P</i> _{sat} kPa	Volumen específico, <i>m</i> ³ /kg	
		Liq. sat., <i>V</i> _f	Vapor sat., <i>V</i> _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 $T_{\text{sat}} @ 120 \text{ psia} = 160 \text{ }^{\circ}\text{F} = 71.11 \text{ }^{\circ}\text{C}$

TABLA A-13E

Refrigerante 134a sobrecalentado (conclusión)

T °F	v ft ³ /lbm	u Btu/lbm	h Btu/lbm	s Btu/ lbm · R	P = 90 psia ($T_{\text{sat}} = 72.78 \text{ }^{\circ}\text{F}$)				P = 100 psia ($T_{\text{sat}} = 79.12 \text{ }^{\circ}\text{F}$)				P = 120 psia ($T_{\text{sat}} = 90.49 \text{ }^{\circ}\text{F}$)			
					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
$P = 90 \text{ psia } (T_{\text{sat}} = 72.78 \text{ }^{\circ}\text{F})$																
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

x₁, y₁ = valores de la función en un punto

x₂, y₂ = 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 $v_f = 84.512 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$y = ?$$

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

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

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

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

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

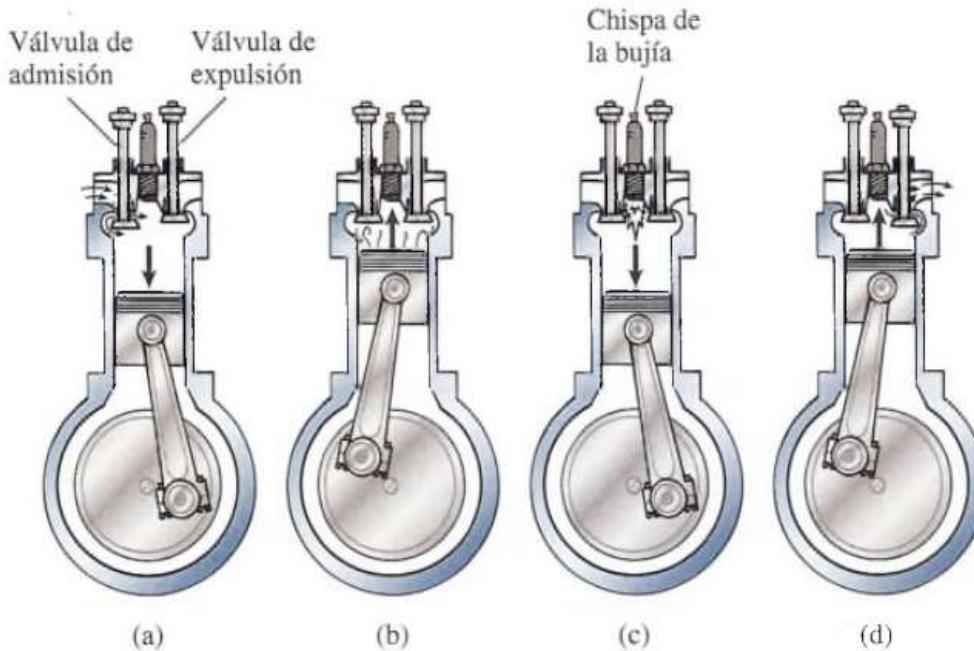
Ciclos termodinámicos: clasificación general

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

Ciclos termodinámicos ideales

Máquinas de combustión interna

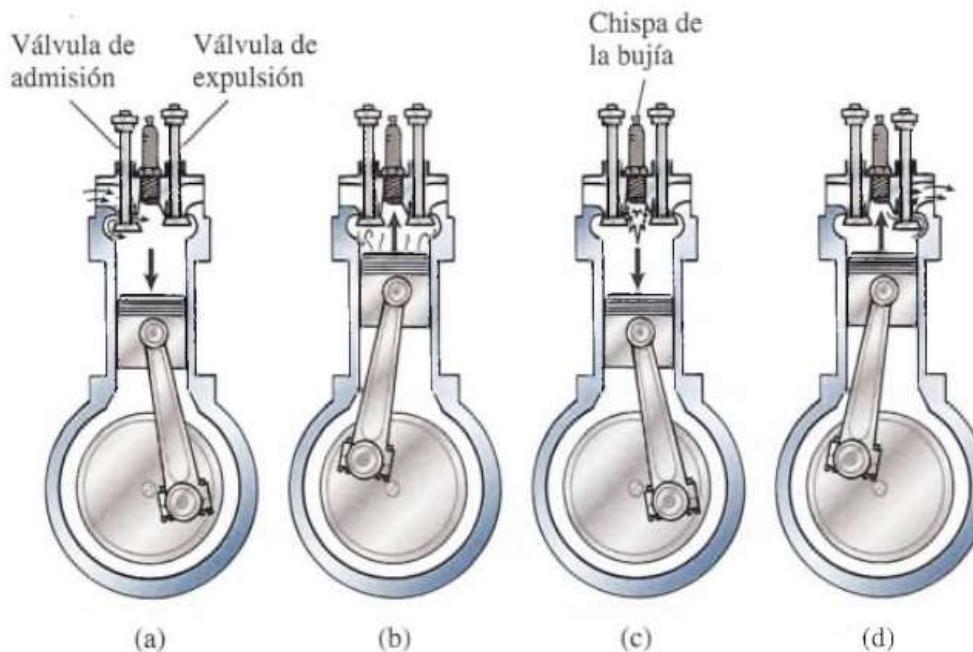
Un motor de combustión interna genera el calor de entrada dentro de la máquina misma. La máquina más común de este tipo es el motor de gasolina de cuatro tiempos, en el cual la mezcla de gasolina y aire se inflama por medio de una bujía en cada cilindro. La energía térmica liberada se convierte en trabajo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



Proceso de cuatro tiempos

- a. Carrera de admisión: una mezcla de aire y vapor de gasolina entra en el cilindro a través de la válvula de admisión.
- b. 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.

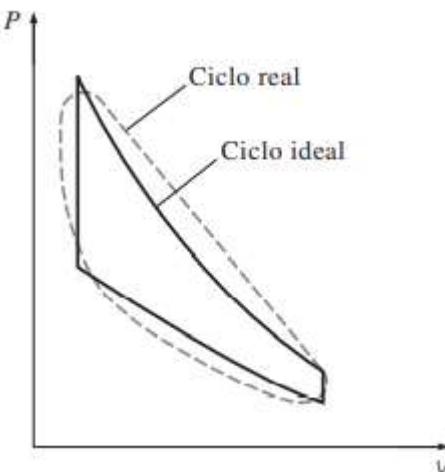
https://youtu.be/V833dR_8Fik

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 quasi 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

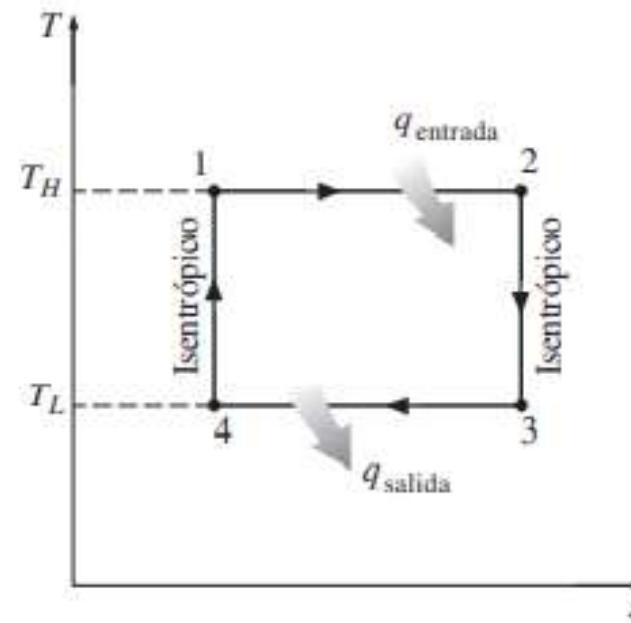
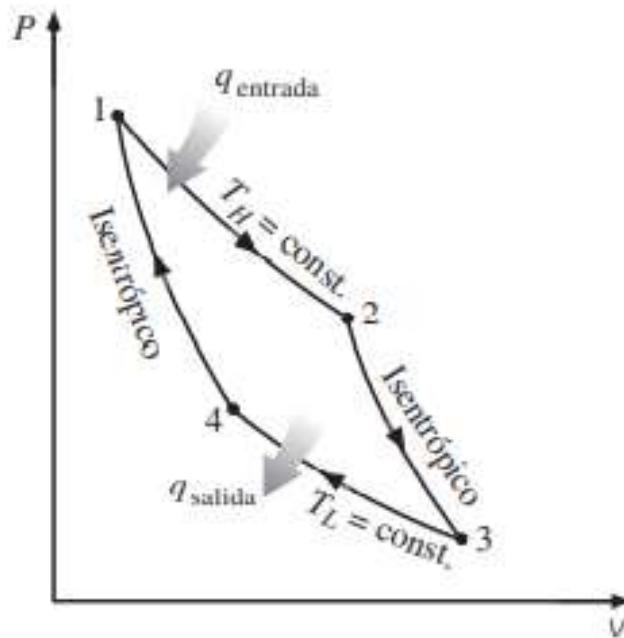
Ciclos internamente reversibles (ideales)

- 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

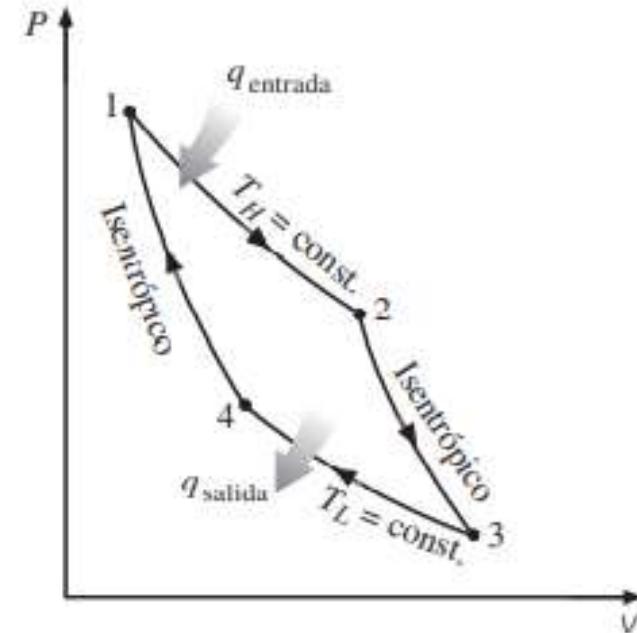
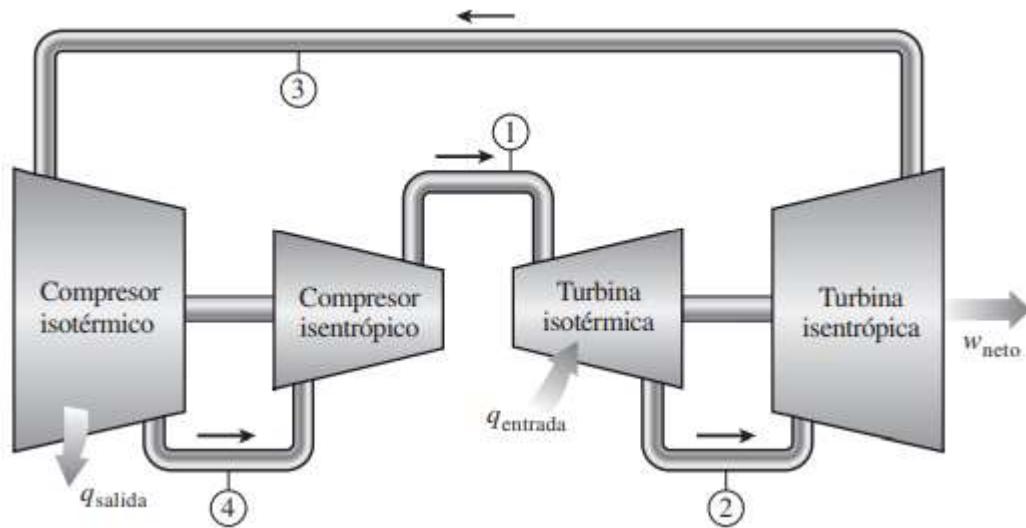
El ciclo de Carnot se compone de cuatro procesos totalmente reversibles: adición de calor isotérmica, expansión isoentrópica, rechazo de calor isotérmico y compresión isoentrópica.



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:

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



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?

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

Por lo tanto la eficiencia ideal es de 20%

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

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

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

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

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

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?

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

Por lo tanto la eficiencia ideal es de 41.25%

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

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

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

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

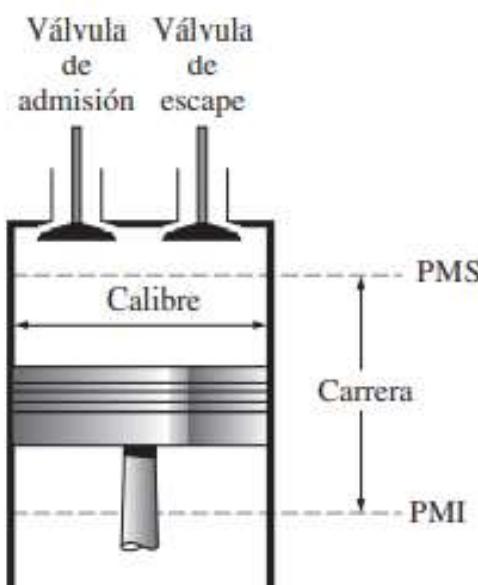
$$Q_{\text{SALIDA}} = 1100 \text{ J} - 453.75 \text{ J} = 646.25 \text{ J}$$

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 reciprocatas de encendido por chispa

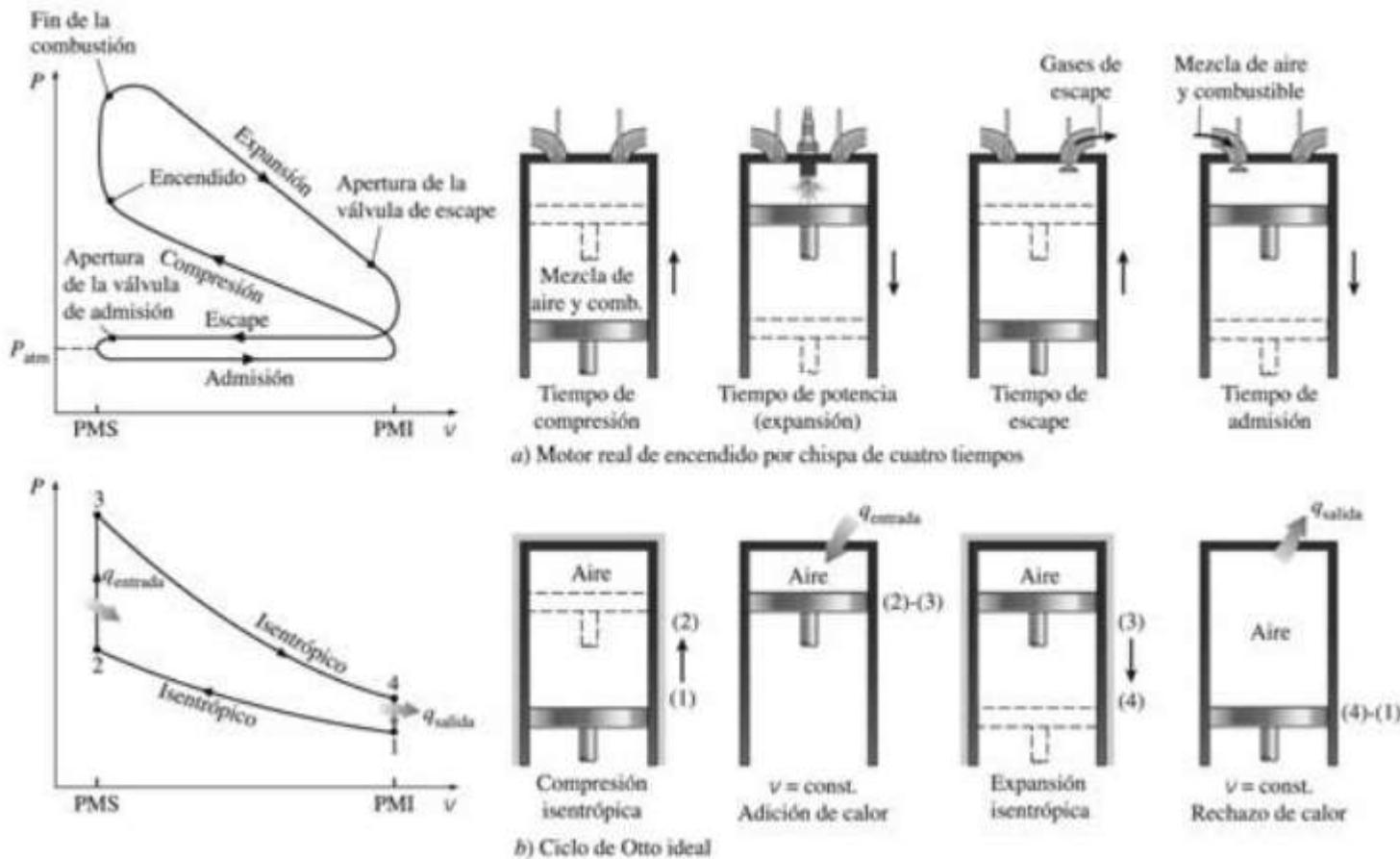


Los componentes básicos de una máquina reciprocatante se muestran en la figura. El émbolo reciprocatante en el cilindro se alterna entre dos posiciones fijas llamadas punto muerto superior (PMS) —la posición del émbolo cuando se forma el menor volumen en el cilindro— y punto muerto inferior (PMI) —la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

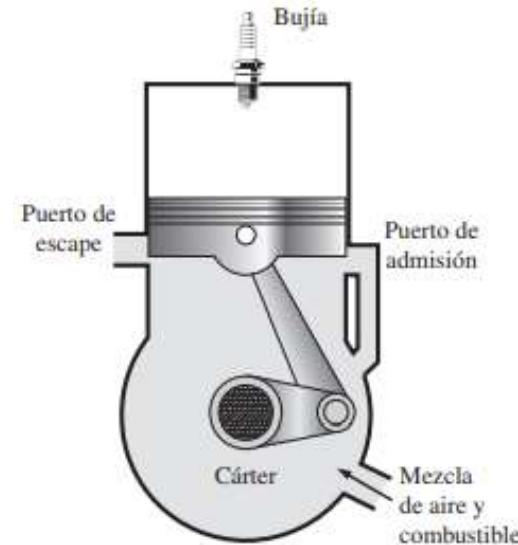
Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el émbolo se encuentra en su posición más baja (PMI). Durante la carrera de compresión, el émbolo se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el émbolo alcance su posición más alta (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. Despues el émbolo se mueve hacia arriba una vez más y evaca 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.

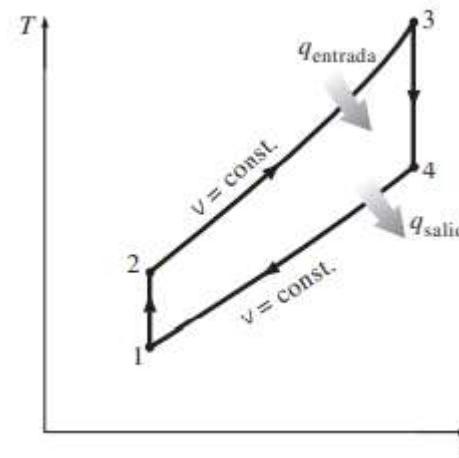
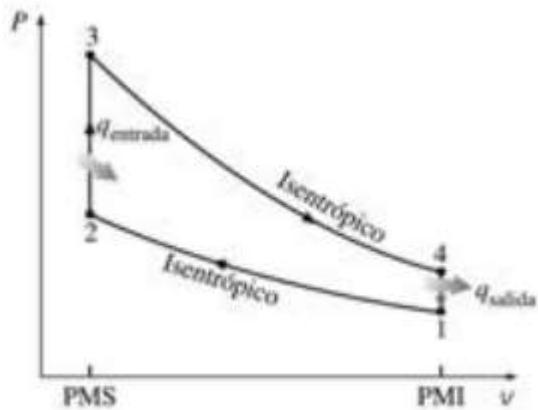
Las máquinas de dos tiempos son generalmente menos eficientes que sus contrapartes de cuatro tiempos, debido a la expulsión incompleta de los gases de escape y la expulsión parcial de la mezcla fresca de aire y combustible con los gases de escape. Sin embargo, son más sencillas y económicas y tienen 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 isoentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión isoentrópica
- 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

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

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:

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

Donde:

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

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

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 14: Ciclos termodinámicos ideales
en motores de combustión interna**

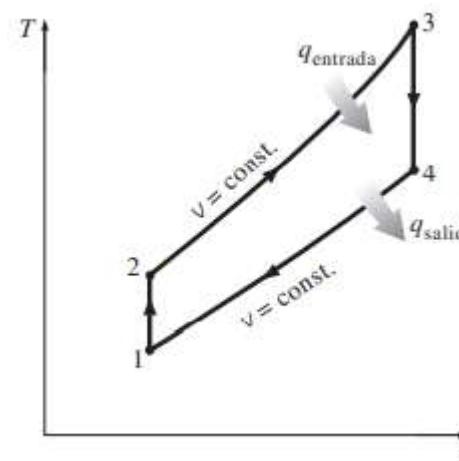
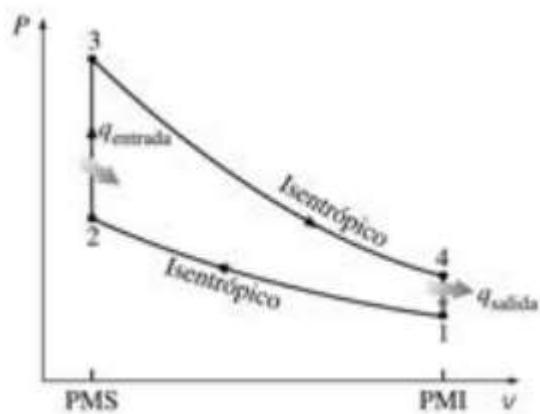
CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

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 isoentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión isoentrópica
- 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

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

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:

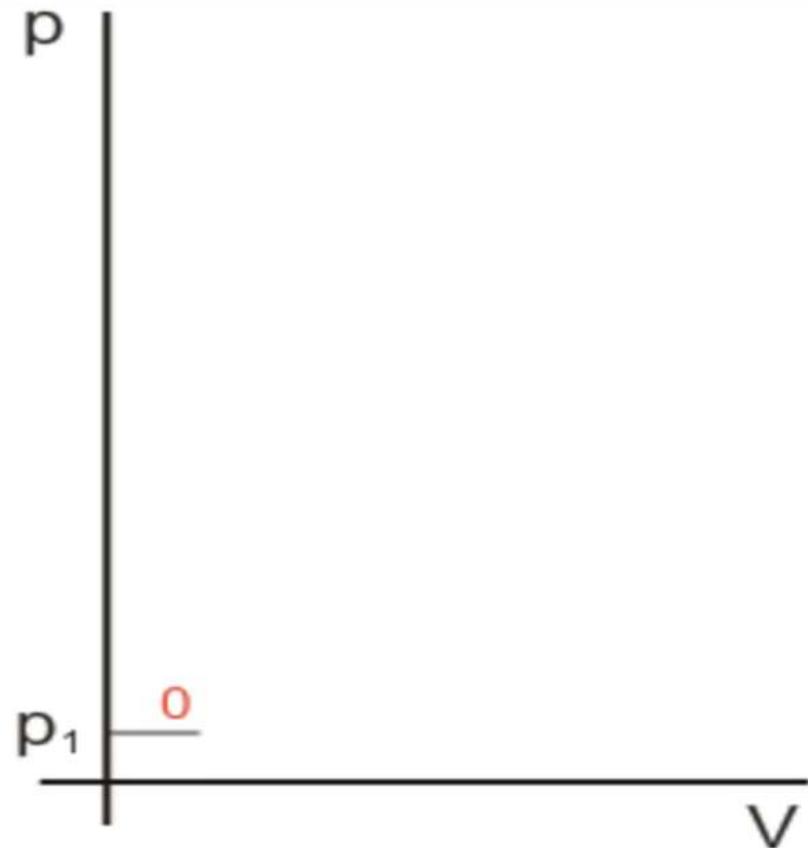
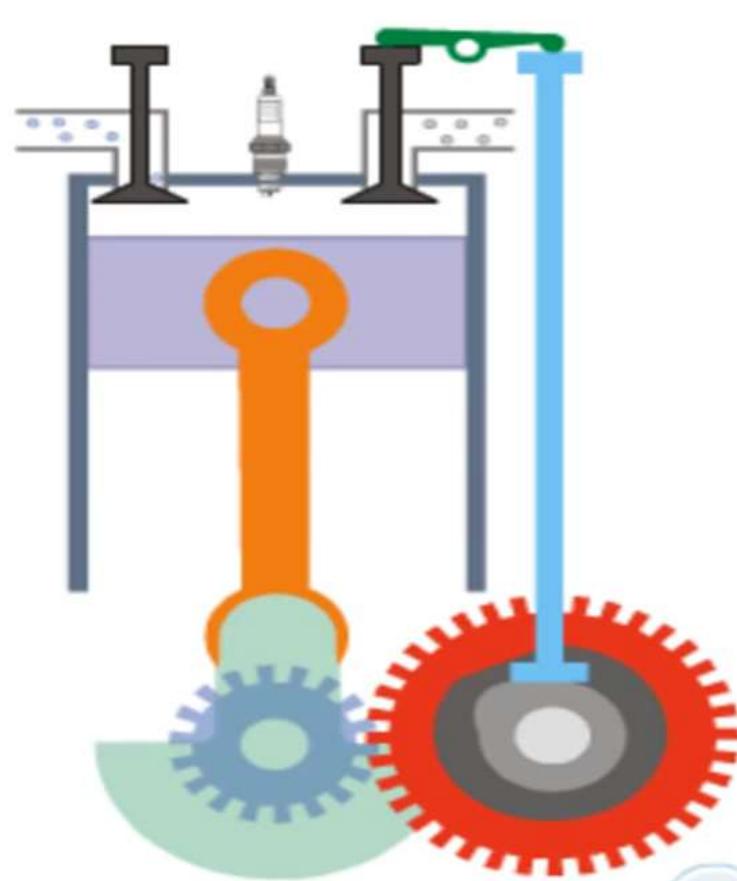
$$\eta_{\text{ter, Otto}} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Donde:

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

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

Ciclos termodinámicos ideales



<https://youtu.be/u7geC32XZrY> ciclo otto. motor 4:54

Ciclos termodinámicos ideales



<https://youtu.be/XvJII4ASmoA>

CICLO TEÓRICO MOTOR OTTO 4 TIEMPOS - MECÁNICA AUTOMOTRIZ 12:35

M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales

Estado de un sistema

La caracterización de un sistema termodinámico implica el establecer las variables o propiedades termodinámicas que influyen en él, ello es importante ya que su cuantificación macroscópica sirve para medir su energía y el estado del sistema.

Las principales variables termodinámicas usadas para lograr este objetivo son el número de moles (n), la presión (p), el volumen (V) y la temperatura termodinámica (T). Recordando la ecuación de los gases ideales:

$$pV = nRT$$

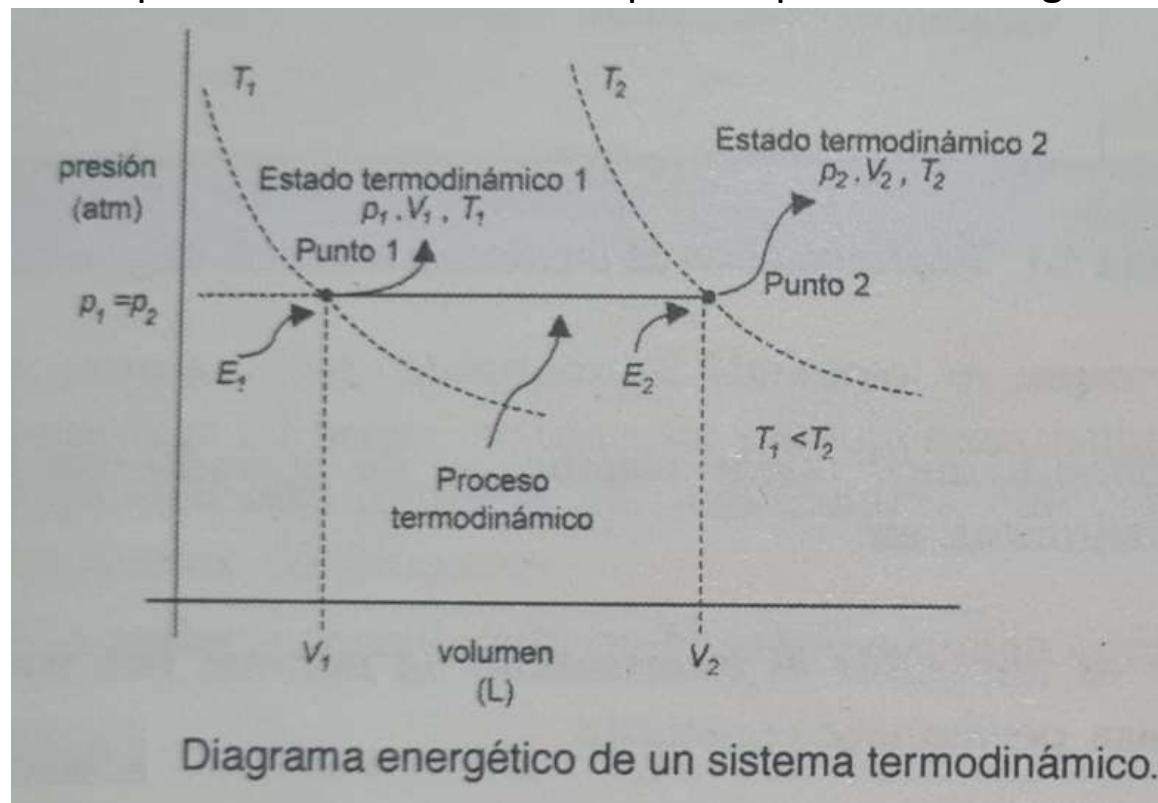
el producto pV resulta con unidades relacionadas a la energía ya que:

$$(\text{atm})(\text{L}) = 22.24 \text{ cal} = 101.3 \text{ joules}$$

por esta razón en la descripción energética del sistema, frecuentemente se utiliza un diagrama del o los procesos termodinámicos efectuados.

Ciclos termodinámicos ideales

Los valores de las coordenadas de las variables termodinámicas (p_1, V_1, T_1) y (p_2, V_2, T_2), son definidas para las isotermas en cada punto T_1 y T_2 , si los procesos corresponden a una compresión ($V_2 < V_1$), o una expansión ($V_2 > V_1$), además queda descrito el estado inicial y final del proceso (Punto 1, Punto 2), todo ello en el diagrama presión contra volumen o estado energético del proceso termodinámico que se aprecia en el siguiente diagrama:



Ciclos termodinámicos ideales

Debe mencionarse que cuando un sistema es afectado por sus alrededores y la interacción tiene como consecuencia un cambio en el estado del sistema, se ha efectuado un proceso.

Al definir el concepto de función de estado termodinámico se consideran dos ideas:

- A cada punto del proceso le corresponde un valor determinado de presión, volumen, temperatura y energía; son las llamadas propiedades puntuales.
- El cálculo de cada una de estas variables de estado está definido solo considerando las condiciones finales (x_2) e iniciales (x_1) del proceso: $\Delta x_{\text{total}} = x_2 - x_1$; esta expresión es uno de los más importantes términos para calcular el valor de las funciones de estado presión, volumen, temperatura, energía y entalpía, y no así para el calor y trabajo.

Tipos de procesos termodinámicos

Como ya se mencionó anteriormente, el producto pV es una expresión energética, si ahora se tiene la ecuación:

$$pV^n$$

donde n indica el proceso típico efectuado, se tiene la siguiente tabla:

Ciclos termodinámicos ideales

TIPO DE PROCESO	FUNCIÓN TERMODINÁMICA CARACTERÍSTICA	VALOR DE n	EXPRESIÓN OBTENIDA
Isobárico	$p = \text{constante}$	0	$pV^0 = p$
Isotérmico	$T = \text{constante}$	1	$pV^1 = pV$
Isocórico	$V = \text{constante}$	∞	$pV^\infty = p$
Adiabático	$S = \text{constante con } Q = 0$	γ	$pV^\gamma = pV^\gamma$

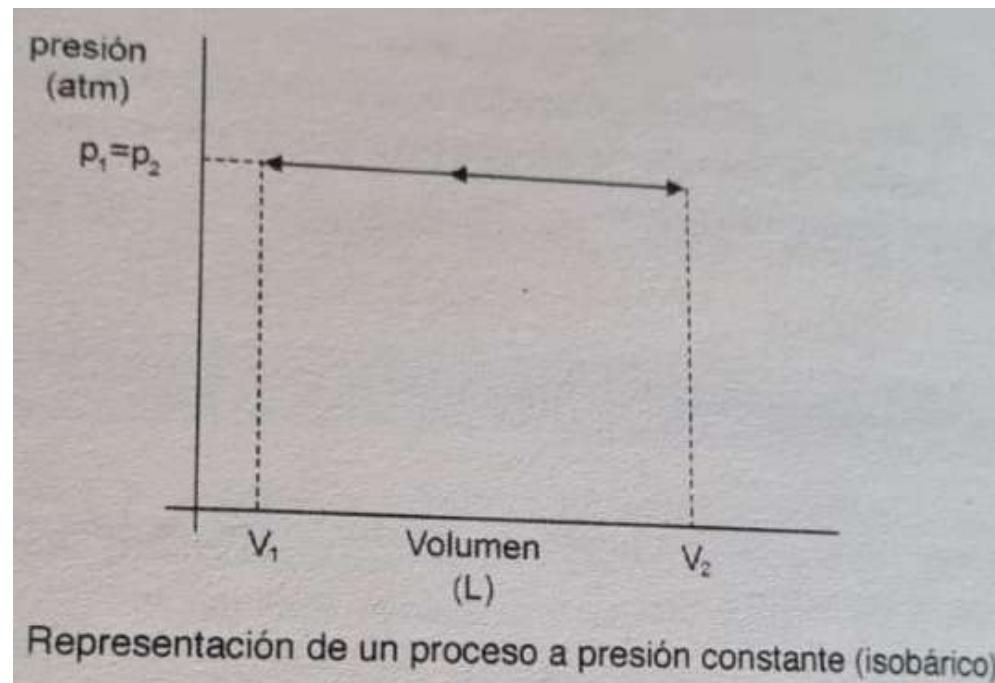
Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isobárico

Para este tipo de proceso la presión p permanece constante, la relación involucrada es:

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

La cual se conoce como *Ley de Charles* ($T \propto V$) y se representa con el diagrama:



Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isobárico

El calor Q_p se relaciona con la función de estado denominada entalpía ΔH , derivada de la siguiente relación :

$$\Delta E = Q + W$$

$$Q_P = \Delta E - W$$

$$Q_P = (E_2 - E_1) + p\Delta V$$

$$Q_P = (E_2 + pV_2) - (E_1 + pV_1)$$

Al revisar esta expresión existen condiciones iniciales $E_1 + pV_1(H_1)$ y condiciones finales $E_2 + pV_2(H_2)$, que están relacionados con la evaluación de ΔH :

$$Q_P = \Delta E - W = \Delta H$$

Otras relaciones importantes para el proceso isobárico son:

$$W = p(V_2 - V_1)$$

$$\Delta E = nC_V (T_2 - T_1)$$

$$W = nR(T_2 - T_1)$$

$$\Delta H = nC_P (T_2 - T_1)$$

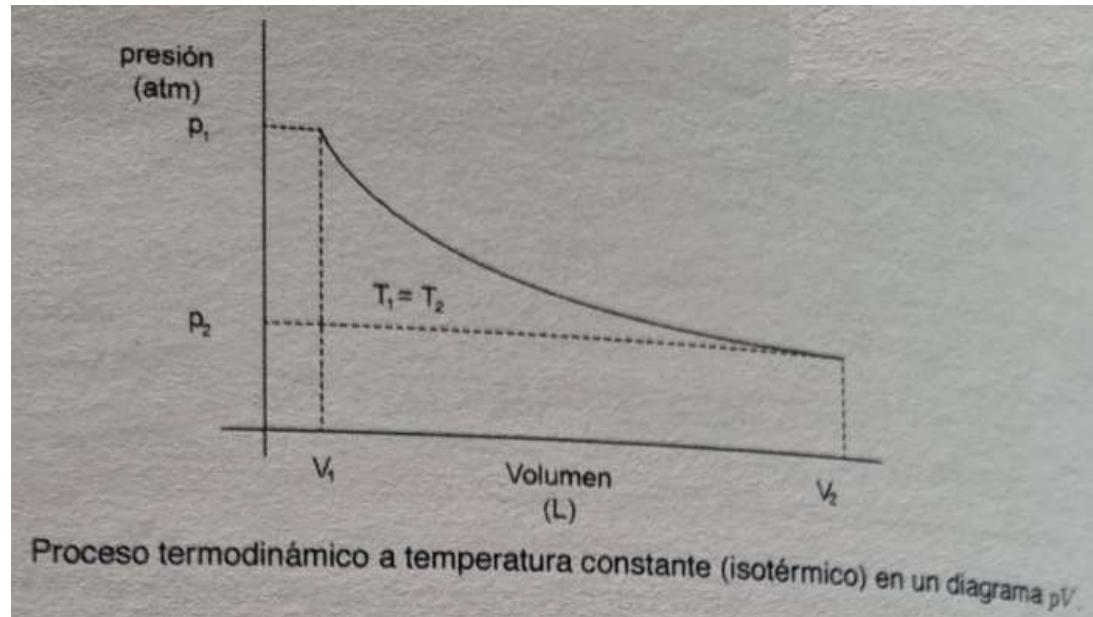
Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isotérmico

Es el proceso donde la temperatura inicial y la final son iguales; esto lo podemos traducir a la siguiente relación:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2$$

Esta expresión se conoce como la Ley de Boyle en donde $p \propto 1/V$, este comportamiento se ilustra en la siguiente figura:



Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isotérmico

$$Q = \Delta E + W$$

$$T_1 = T_2$$

$$\Delta E = nC_V(T_2 - T_1) = 0$$

$$\Delta H = nC_P(T_2 - T_1) = 0$$

$$W = Q$$

$$W = \int_{V_1}^{V_2} pdV$$
$$p = \frac{nRT}{V}$$

$$W = \int_{V_1}^{V_2} \frac{nRT}{V} dV = nRT \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{V} dV$$

$$W = nRT \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = nRT \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)$$

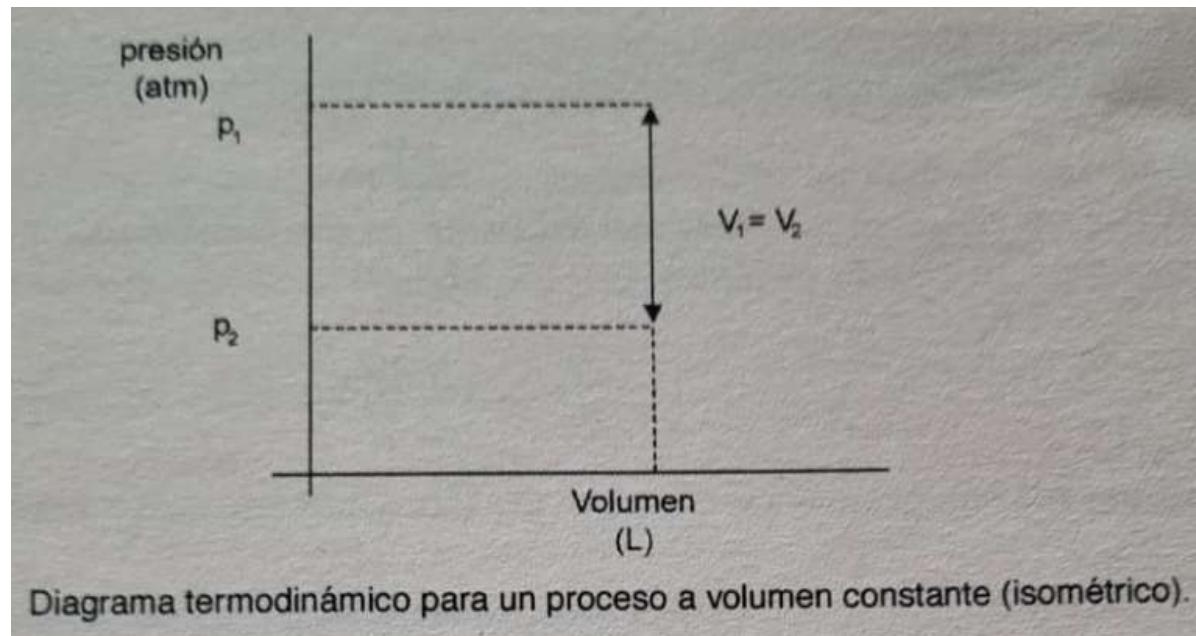
Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isocórico

Todo proceso en donde no hay un cambio de volumen ($V = \text{cte}$), se le conoce como proceso isométrico o isocórico, el cual está regido por:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

Esta ecuación se conoce como Ley Gay – Lussac, lo cual se representa en el siguiente diagrama:



Ciclos termodinámicos ideales

Proceso isocórico

$$Q = \Delta E + W$$

$$W = 0$$

$$Q = \Delta E$$

$$\Delta E = nC_V(T_2 - T_1)$$

$$\Delta H = nC_P(T_2 - T_1)$$

Ciclos termodinámicos ideales

Proceso adiabático

Al no haber transferencia de calor en el sistema, se efectúa una reducción de la energía interna, a consecuencia del trabajo realizado, con la consiguiente reducción de la temperatura, lo que provoca un enfriamiento del gas; además existe la relación C_p/C_v que se conoce como coeficiente del proceso adiabático ($Q = 0$).

Partiendo de este hecho y aplicando la Primera Ley de la Termodinámica se tiene:

$$\Delta E_{interna} = W$$

Como $W = -pdV$, y sustituyendo la presión en la relación del gas ideal

$$\Delta E_{interna} = -pdV$$

$$p = \frac{nRT}{V}$$

y sabiendo que:

$$\Delta E = nC_VdT$$

Ciclos termodinámicos ideales

Proceso adiabático

Se obtiene:

$$nC_V dT = \frac{nRT}{V} dV$$

Eliminando y asociando términos :

$$\frac{dT}{T} = - \frac{R}{C_V} \frac{dV}{V}$$

Realizando las operaciones:

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = - \frac{R}{C_V} \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V}$$

Se obtienen las siguientes relaciones:

$$p_1 V_1^\gamma = p_2 V_2^\gamma$$

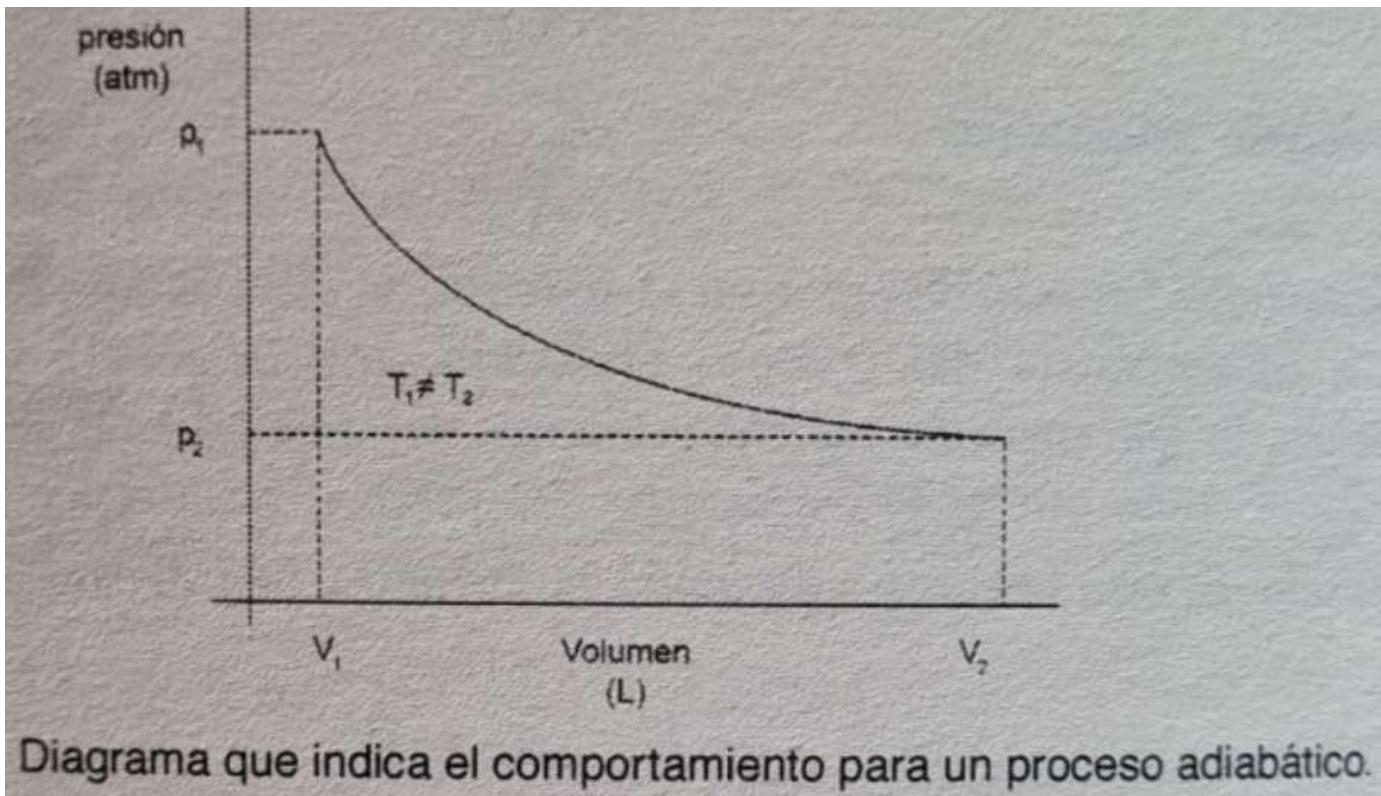
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}$$

Ciclos termodinámicos ideales

Proceso adiabático

Las relaciones antes descritas se pueden representar en el siguiente diagrama:



$$Q = 0$$

$$T_2 \neq T_1$$

$$\Delta E = nC_V(T_2 - T_1)$$

$$\Delta H = nC_P(T_2 - T_1)$$

$$W = Q - \Delta E$$

$$W = -\Delta E$$

Diagrama que indica el comportamiento para un proceso adiabático.

Ciclos termodinámicos ideales

Análisis de ciclos termodinámicos

Durante un ciclo termodinámico el sistema ha efectuado un trabajo, que ha de ser proporcionado por los alrededores en forma de transferencia de calor; para preservar el principio de conservación de la energía, $W = Q$, se tiene, si:

- La transformación no es cíclica $\Delta E \neq 0$
- No se realiza trabajo mecánico $\Delta E = Q$
- El sistema está aislado térmicamente $\Delta E = -W$
- El sistema realiza trabajo, E disminuye
- Se realiza trabajo sobre el sistema, E aumenta
- El sistema absorbe calor al ponerlo en contacto térmico con un foco a temperatura superior, E aumenta
- El sistema cede calor al ponerlo en contacto térmico con un foco a temperatura inferior, E disminuye

Todos estos casos se pueden resumir en una única ecuación que describe la conservación de la energía del sistema:

$$\Delta E = Q + W$$

Si el estado inicial y final están muy próximos entre sí, el primer principio se describe:

$$dE = dQ - pdV$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

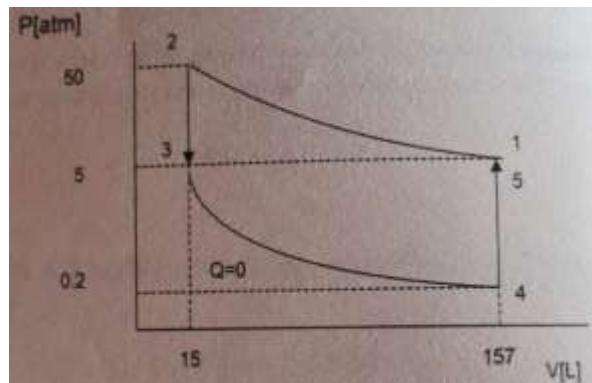
Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

Análisis de ciclos termodinámicos

TAREA 12

Para los siguientes diagramas termodinámicos, realiza su descripción enunciativa del proceso que representa cada uno, detallando cada etapa de los ciclos:



DESCRIPCIÓN 1

En el diagrama se puede observar en la primera línea (4-5) proceso isocórico, de igual manera de la línea (2-3). Se repite un proceso isocórico. Estas etapas están constituidas por dos líneas adiabáticas las cuales son (2-1) y (3-4) cumpliendo el ciclo. También podemos observar la presión de 0.2 a 50 atm. Y el volumen de 15 a 157 L.

DESCRIPCIÓN 2

De 1 a 2 se tiene un proceso isotérmico, el volumen se comprime de 157L a 15L y la presión aumenta de 5atm a 50atm. De 2 a 3 es isocórico a volumen constante y la presión disminuye a 5atm. De 3 a 4 es adiabático el volumen se expande a 157L y la presión disminuye a 0.2atm de 4 a 5 es isocórico a volumen constante y la presión aumenta a 5atm.

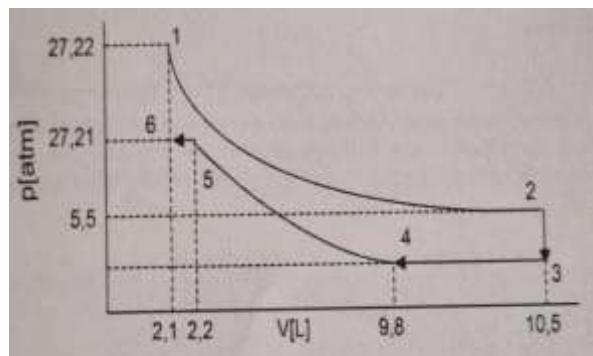
Análisis de ciclos termodinámicos

TAREA 9

Para los siguientes diagramas termodinámicos, realiza su descripción enunciativa del proceso que representa cada uno, detallando cada etapa de los ciclos:

DESCRIPCIÓN 1

En el estado inicial tenemos 27.22 atm y 2.1 L, mediante un proceso isotérmico disminuye la presión a 5.5 atm y aumenta el volumen a 10.5 L. Con un proceso isométrico vuelve a disminuir la presión hasta 3 atm. El siguiente proceso es isobárico en el que disminuye el volumen a 9.8 L. Después con un proceso isotérmico disminuye el volumen a 2.2 L y aumenta la presión a 27.21 atm, lo siguiente es un proceso isobárico donde disminuye el volumen a 2.1 L, y por último regresa al estado inicial.



DESCRIPCIÓN 2

De 1 a 2 es un proceso isotérmico, el volumen se expande de 2.1L a 10.5L y la presión disminuye de 27.22atm a 5.5atm. De 2 a 3 es isocórico a volumen constante y la presión disminuye. De 3 a 4 es isobárico a presión constante y su volumen se comprime a 9.8L. De 4 a 5 es isotérmico, el volumen se comprime a 2.2L y la presión aumenta a 27.21atm. De 5 a 6 es isobárico a una presión constante y el volumen se comprime a 2.1L

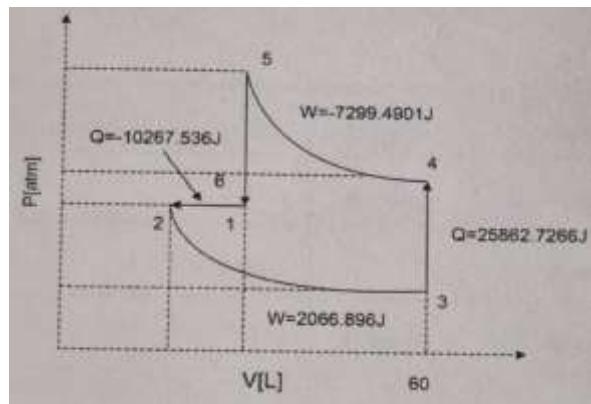
Análisis de ciclos termodinámicos

TAREA 9

Para los siguientes diagramas termodinámicos, realiza su descripción enunciativa del proceso que representa cada uno, detallando cada etapa de los ciclos:

DESCRIPCIÓN 1

En la entrada del sistema ingresan 10267.536 J de calor, mediante un proceso isobárico disminuye el volumen para pasar al siguiente proceso, el cual es isotérmico donde se realizan 1066.896 J de trabajo para aumentar el volumen hasta 60 L, mediante un proceso isométrico se liberan 25862.7266 J de calor para aumentar la presión, y por último se liberan 7299.4901 J de trabajo para regresar al estado inicial.



DESCRIPCIÓN 2

De 1 a 2 es un proceso isobárico a presión constante y el volumen se comprime. De 2 a 3 es un proceso isotérmico, el volumen se expande y la presión disminuye. De 3 a 4 es isocórico a volumen constante y la presión aumenta. De 4 a 5 es isotérmico, el volumen se comprime y la presión aumenta.

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 15. Análisis de Ciclos
Termodinámicos**

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 1

Calcular el valor de ΔE para la conversión a 100°C y 1 atm de presión de 1 mol de agua (H_2O) líquida en vapor, si el calor necesario para llevar a cabo este proceso es de 40 760 J/mol y la densidad de H_2O_{liq} es de 1 g/mL

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 1

Calcular el valor de ΔE para la conversión a 100°C y 1 atm de presión de 1 mol de agua (H_2O) líquida en vapor, si el calor necesario para llevar a cabo este proceso es de 40 760 J/mol y la densidad de H_2O_{liq} es de 1 g/mL

1. Partiendo de la Primera Ley de la Termodinámica:

$$\Delta E = Q + W$$

$$Q = 40\,760 \frac{J}{mol} (1 \text{ mol}) = 40\,760 \text{ J}$$

$$W = \rho (V_2 - V_1)$$

De las condiciones proporcionadas se indica que:

$V_1 \rightarrow$ líquido

$V_2 \rightarrow$ gas

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 1

$$\rho_1 V_2 = n R T_2$$

$$V_2 = \frac{n R T_2}{P_2}$$

$$= (1 \text{ mol}) (0.08205 \frac{\text{atm L}}{\text{mol K}}) (373.15 \text{ K})$$

1 atm

$$= 30.61 \text{ L} \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right) = 0.031 \text{ m}^3$$

Para determinar el volumen de agua líquida:

$$\rho = \frac{m}{V_1} \rightarrow \text{densidad}$$

$$V_1 = \frac{m}{\rho}$$

$$n = \frac{m}{PM}$$

$$m = n (PM) = 1 \text{ mol} (18 \text{ g/mol}) = 18 \text{ g}$$

$$V_1 = \frac{18 \text{ g}}{1 \text{ g/mL}} = 18 \text{ mL} \left(\frac{1 \text{ L}}{1000 \text{ mL}} \right) \left(\frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ L}} \right)$$

$$= 1.8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$P = 1 \text{ atm} \left(\frac{101325 \text{ Pa}}{1 \text{ atm}} \right) = 101325 \text{ Pa}$$

$$W = 101325 \text{ Pa} (0.031 - 1.8 \times 10^{-5}) \text{ m}^3$$

$$= 3139.25 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3$$

$$= 3139.25 \text{ J}$$

$$\Delta E = Q - W \quad \text{Cambia de signo el } W$$

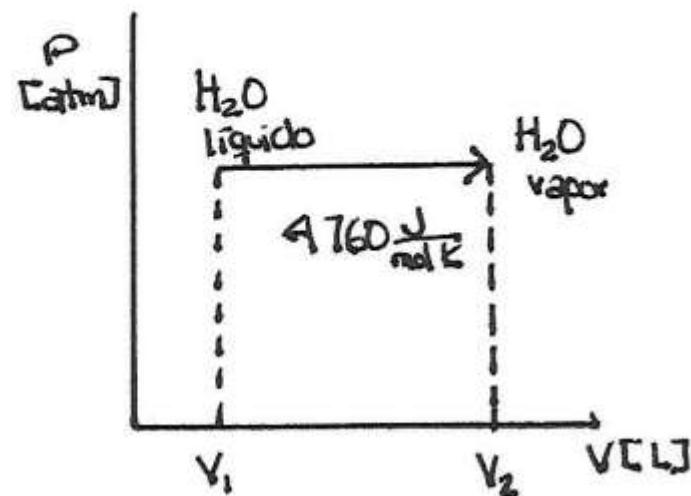
$$= 40760 - 3139.25$$

$$\Delta E = 37620.75 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 1

El diagrama termodinámico P-V



Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

Un mol de un gas ideal que está encerrado a una presión constante de 2 atm, se enfría y la temperatura varía desde 100°C hasta 25°C. ¿Cuál es el valor de las variables termodinámicas si el $C_v = 3 \text{ cal/mol K}$?

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

Un mol de un gas ideal que está encerrado a una presión constante de 2 atm, se enfría y la temperatura varía desde 100°C hasta 25°C. ¿Cuál es el valor de las variables termodinámicas si el $C_v = 3 \text{ cal/mol K}$?

1. Se construye una tabla con los datos proporcionados, la que se llamará, condiciones de estado :

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	2		373.15	Isobárico (1-2)
2	2		298.15	

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

2. Se calcula el volumen del estado 1 a partir de la ecuación de gases ideales:

$$P_1 V_1 = n R T_1$$

$$V_1 = \frac{n R T_1}{P_1} = \frac{(1\text{ mol})(0.08205 \frac{\text{atm L}}{\text{mol K}})(373.15 \text{ K})}{2 \text{ atm}} = 15.31 \text{ L}$$

3. Aplicando la Ley de Charles se calcula el volumen del estado 2:

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

$$V_2 = V_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) = 15.31 \text{ L} \left(\frac{298.15 \text{ K}}{373.15 \text{ K}} \right) = 12.23 \text{ L}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	2	15.31	373.15	Isobárico (1-2)
2	2	12.23	298.15	

1. Se elabora la tabla de datos termodinámicos.

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Isobárico (1-2)				

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

5. Se calcula C_p a partir de C_v

$$C_p - C_v = R$$

$$C_p = C_v + R$$

$$C_v = 3 \frac{\text{cal}}{\text{mol K}} \left(\frac{4.186 \text{ J}}{1 \text{ cal}} \right) = 12.558 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

$$C_p = (12.558 + 8.314) \frac{\text{J}}{\text{mol K}} = 20.872 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

6. Se calculan las variables termodinámicas del proceso isobárico:

$$W = nR(T_2 - T_1)$$

$$= 1 \text{ mol} \left(8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (298.15 - 373.15) \text{ K}$$

$$= -633.55 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

$$\begin{aligned}\Delta E &= n C_v (T_2 - T_1) \\ &= 1 \text{ mol} \left(12.558 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (298.15 - 373.15) \text{ K} \\ &= -941.85 \text{ J}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta H &= n C_p (T_2 - T_1) \\ &= 1 \text{ mol} \left(20.872 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (298.15 - 373.15) \text{ K} \\ &= -1565.4 \text{ J}\end{aligned}$$

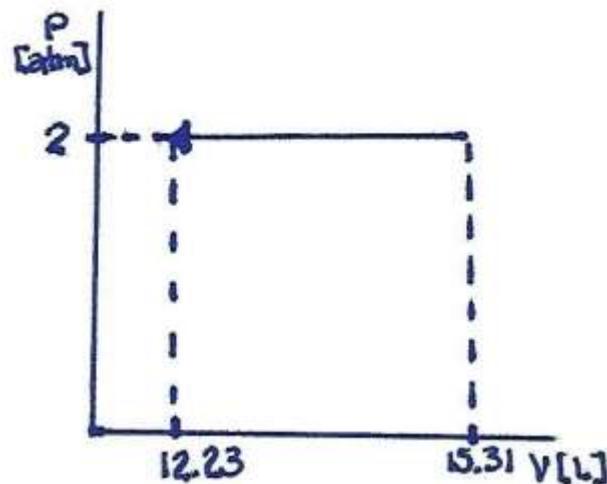
$$Q_p = \Delta H = -1565.4 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 2

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Isobárico (1-2)	-1565.9	-623.55	-1,565.4	-9.9185

7. Se realiza el diagrama P-V



Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

Al enfriar un gas de 140°C a 20°C de manera isocórica, se liberan -4800 J en forma de calor, con una presión inicial de 10 atm. Enseguida se comprime el gas hasta una presión de 1 atm, a temperatura constante, y luego se expande adiabáticamente hasta 10 atm y por último se enfriá isobáricamente hasta 140°C, el $C_p = 20 \text{ J/mol K}$. Calcule las variables termodinámicas para cada punto, y el valor de la energía interna, entalpía, calor y trabajo para cada proceso y para el ciclo.

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3. Al enfriar un gas de 140°C a 20°C de manera isocórica, se liberan -4800 J en forma de calor, con una presión inicial de 10 atm. Enseguida se comprime el gas hasta una presión de 1 atm, a temperatura constante, y luego se expande adiabáticamente hasta 10 atm y por último se enfriá isobáricamente hasta 140°C, el $C_p = 20 \text{ J/mol K}$. Calcule las variables termodinámicas para cada punto, y el valor de la energía interna, entalpía, calor y trabajo para cada proceso y para el ciclo.

1. Se construye una tabla con los datos proporcionados originalmente que describe las condiciones de estado:

Estado	Presión [atm.]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	10		413.15	
2			293.15	Isométrico (1-2)
3	1		293.15	Isotérmico (2-3)
4	10			Adiabático (3-4)
5			413.15	Isobárico (4-5)

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

2. La cantidad de sustancia inicial puede obtenerse del proceso 1-2 ($V = \text{cte}$)

$$Q_V = \Delta E = -4800 \text{ J}$$

$$\Delta E = n C_V (T_2 - T_1)$$

$$n = \frac{\Delta E}{C_V (T_2 - T_1)}$$

Calculando C_V a partir C_P

$$C_P - C_V = R$$

$$C_V = C_P - R$$

$$C_V = (20 - 8.3 \text{ kJ}) \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

$$C_V = 11.686 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}$$

$$n = \frac{-4800 \text{ J}}{\left(11.686 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}\right) (293.15 - 213.15) \text{ K}} = 3.42 \text{ mol}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

3. Se determina el volumen del estado inicial considerando la ecuación de los gases ideales

$$p_1 V_1 = n R T_1$$

$$V_1 = \frac{n R T_1}{p_1} = \frac{3.42 \text{ mol} (0.082 \frac{\text{atm L}}{\text{mol K}})(413.15 \text{ K})}{10 \text{ atm}}$$

$$V_1 = 11.59 \text{ L}$$

Como el proceso 1-2 es isocórico $V_1 = V_2$

4. Aplicando la Ley de Gay-Lussac

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

$$P_2 = \left(\frac{T_2}{T_1} \right) P_1 = \left(\frac{293.15 \text{ K}}{413.15 \text{ K}} \right) 10 \text{ atm} = 7.09 \text{ atm}$$

5. Para el proceso 2-3 que es isotérmico $T_2 = T_3$, consideramos:

$$P_2 V_2 = P_3 V_3$$

$$V_3 = V_2 \left(\frac{P_2}{P_3} \right) = 11.59 \text{ L} \left(\frac{7.09 \text{ atm}}{1 \text{ atm}} \right) = 82.33 \text{ L}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

6. Para el proceso 3-4 que es adiabático $Q=0$, se tiene:

$$P_3 V_3^\gamma = P_4 V_4^\gamma$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} = \frac{20 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}}{11.686 \frac{\text{J}}{\text{mol}\cdot\text{K}}} = 1.71$$

$$V_4 = \sqrt[\gamma]{\left(\frac{P_3}{P_4}\right) V_3^\gamma} = \sqrt[1.71]{\left(\frac{1 \text{ atm}}{10 \text{ atm}}\right) (82.33 \text{ L})^{1.71}} = 21.42 \text{ L}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = 293.15 \text{ K} \left(\frac{82.33 \text{ L}}{21.42 \text{ L}}\right)^{1.71-1} = 762.53 \text{ K}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

7. Para el proceso 4-5 como es isobárico

$$P_4 = P_5 \quad P_5 = 10 \text{ atm}$$

y considerando que el proceso es reversible

$$V_4 = V_5 \quad V_5 = 11.59 \text{ atm}$$

Estado	Presión [atm.]	Volumen [L.]	Temperatura [K.]	Proceso
1	10	11.59	413.15	Isométrico (1-2)
2	7.09	11.59	293.15	Isotérmico (2-3)
3	1	82.33	293.15	Aclíabático (3-4)
4	10	21.42	762.53	
5	10	11.59	413.15	Isobárico (4-5)

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

B. Se elabora la tabla de datos termodinámicos:

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Isoométrico (1-2)				
Isotérmico (2-3)				
Adiabáตico (3-1)				
Isobárico (4-1)				
Total				

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

9. Para el proceso isométrico o isocórico (1-2) que es a volumen constante:

$$W=0$$

$$\begin{aligned}\Delta H &= n C_p (T_2 - T_1) = 3.42 \text{ mol} \left(20 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (293.15 - 213.15) \text{ K} \\ &\approx -8208 \text{ J}\end{aligned}$$

$$\Delta E = Q_v = -1800 \text{ J}$$

10. Para el proceso isotérmico (2-3)

$$\begin{aligned}W &= n R T \ln \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = 3.42 \text{ mol} \left(8.31 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (293.15 \text{ K}) \ln \left(\frac{82.33 \text{ L}}{11.59 \text{ L}} \right) \\ &\approx 16334.45 \text{ J}\end{aligned}$$

$$Q = W = 16334.45 \text{ J}$$

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

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

11. Para el proceso adiabático (3-4)

$$Q=0$$

$$\Delta H = n C_p (T_4 - T_3) = 3.42 \text{ mol} \left(20 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (762.53 - 293.15) \text{ K}$$

$$= 32105.6 \text{ J}$$

$$\Delta E = n C_v (T_4 - T_3) = 3.42 \text{ mol} \left(11.69 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (762.53 - 293.15) \text{ K}$$

$$= 18765.72 \text{ J}$$

$$W = -\Delta E = -18765.72 \text{ J}$$

12. Para el proceso isobárico 4-5

$$W = n R (T_5 - T_4) = 3.42 \text{ mol} \left(8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (413.15 - 762.53) \text{ K}$$

$$= -9934.23 \text{ J}$$

$$\Delta E = n C_v (T_5 - T_4) = 3.42 \text{ mol} \left(11.69 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (413.15 - 762.53) \text{ K}$$

$$= -13963.36 \text{ J}$$

$$\Delta H = n C_p (T_5 - T_4) = 3.42 \text{ mol} \left(20 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (413.15 - 762.53) \text{ K}$$

$$= -23891.59 \text{ J}$$

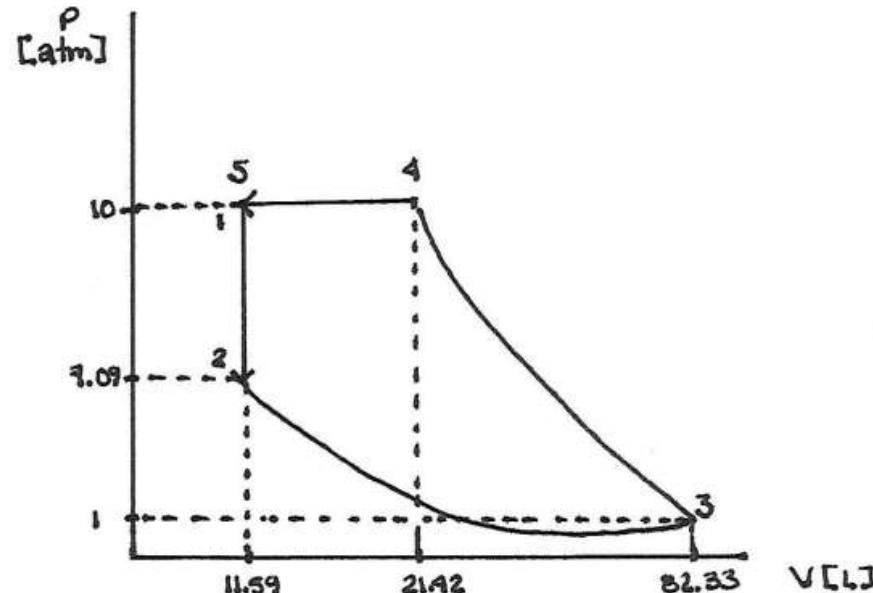
$$Q = \Delta H = -23891.59 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

13. El diagrama correspondiente P-V para este proceso es:

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Isoométrico (1-2)	-4800	0	-8208	-4800
Isotérmico (2-3)	16339.45	16339.45	0	0
Adiabático (3-1)	0	-18765.72	32105.6	18765.72
Isobárico (4-1)	-23897.59	-9939.23	-23897.59	-13963.46
Total	-12363.14	-12365.5	0	0

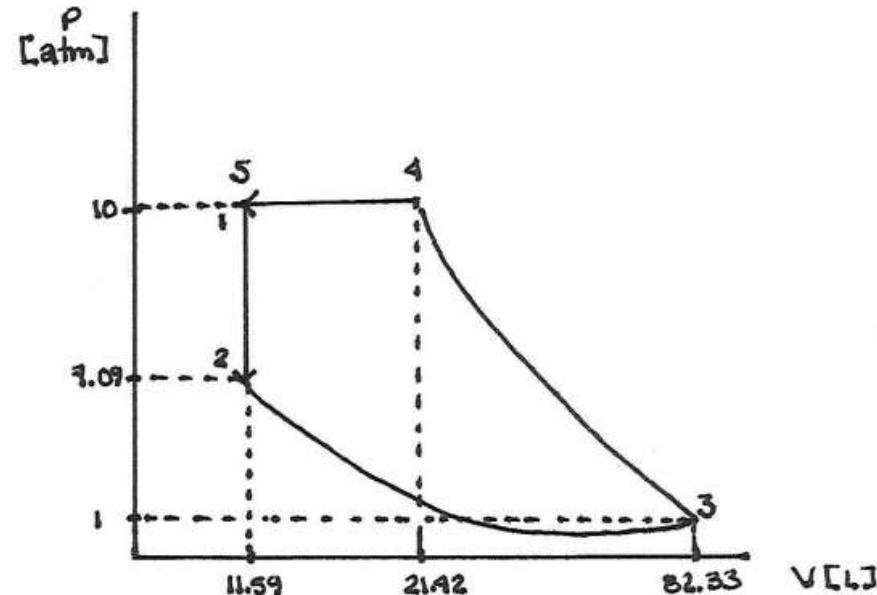


Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 3

- Se construye una tabla con los datos proporcionados originalmente que describe las condiciones de estado:

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	10	11.59	413.15	
2	1.09	11.59	293.15	Isométrico (1-2)
3	1	82.33	293.15	Isotérmico (2-3)
4	10	21.42	762.53	Adiabático (3-4)
5	10	11.59	413.15	Isobárico (4-5)



Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

La temperatura al principio del proceso de compresión en un ciclo Otto de aire estándar (N_2 y O_2) es de 300K, con una relación de compresión de $V_1/V_2 = 8$ y $V_3/V_4 = 0.125$; una presión inicial de 1 atm, con un volumen del cilindro de 0.6 dm³. La temperatura máxima durante el ciclo es de 2000 K. Considere que para los gases diatómicos se considera $\gamma = 1.4$, $C_p = 29.099 \text{ J/mol K}$, $C_v = 20.785 \text{ J/mol K}$. Con esta información determine:

- Las temperaturas y presiones finales de cada proceso del ciclo
- El Q , W , ΔH , ΔE para cada proceso

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

1. Se construye la tabla de condiciones de estado con las variables iniciales

Estado	Presión [atm]	Volumen [L]	Temperatura [K]	Proceso
1	1		300	Adiabático (1-2)
2				Isocórico (2-3)
3			2000	Adiabático (3-4)
4				Isocórico (4-5)
5	1		300	

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

2. Para el estado 1 determinar en L las unidades de volumen:

$$V_1 = 0.6 \text{ dm}^3 \left(\frac{1 \text{ L}}{1 \text{ dm}^3} \right) = 0.6 \text{ L}$$

3. El volumen del estado 2, el cálculo parte de la relación de compresión:

$$\frac{V_1}{V_2} = 8 \quad V_2 = \frac{V_1}{8} = \frac{0.6 \text{ L}}{8} = 0.075 \text{ L}$$

4. Ahora se calcula P_2 con el aire considerado como un gas diatómico $\gamma = 1.4$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma} = 1 \text{ atm} \left(\frac{0.6 \text{ L}}{0.075 \text{ L}} \right)^{1.4} = 18.38 \text{ atm}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

5. Para la T_2 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = 300\text{ K} \left(\frac{0.6\text{ L}}{0.075\text{ L}}\right)^{1.4-1} = 689.22\text{ K}$$

6. Para el estado 3 aplicando la Ley de Gay-Lussac:

$$V_3 = V_2 = 0.075\text{ L} \rightarrow \text{ya que es un proceso isoádico}$$

$$\frac{P_3}{T_3} = \frac{P_2}{T_2} \quad P_3 = P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right) = 18.38\text{ atm} \left(\frac{2000\text{ K}}{689.21\text{ K}}\right) = 53.34\text{ atm}$$

7. Las variables termodinámicas del estado 4:

$$\frac{V_3}{V_4} = 0.125 \quad V_4 = \frac{V_3}{0.125} = \frac{0.075\text{ L}}{0.125} = 0.6\text{ L}$$

$$P_4 V_4^{\gamma} = P_3 V_3^{\gamma}$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma} = 53.33\text{ atm} \left(\frac{0.075}{0.6}\right)^{1.4} = 2.90\text{ atm}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1}$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = 2000\text{ K} \left(\frac{0.075\text{ L}}{0.6\text{ L}}\right)^{1.4-1} = 870.55\text{ K}$$

8. Se determina el número de moles:

$$P_1 V_1 = n R T_1$$

$$n = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = \frac{(1\text{ atm})(0.6\text{ L})}{(0.082 \frac{\text{atm L}}{\text{mol K}})(300\text{ K})} = 0.0244\text{ mol}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

Estado	Presión [atm]	Volumen [L.]	Temperatura [K.]	Proceso
1	1	0.6	300	Adiabático (1-2) Isocórico (2-3) Adiabático (3-4) Isocórico (4-5)
2	18.58	0.075	689.22	
3	53.34	0.075	2000	
4	2.90	0.6	870.55	
5	1	0.6	300	

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

9. Se elabora la tabla de datos Termodinámicos

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Adiabático (1-2)				
Isocórico (2-3)				
Adiabático (3-4)				
Isométrico (4-1)				
Total				

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

10. Para el proceso adiabático 1-2:

$$Q = 0$$

$$\Delta H = nC_p(T_2 - T_1) = 0.0244 \text{ mol} (29.099 \frac{\text{J}}{\text{mol K}})(689.22 - 300) \text{ K}$$
$$= 276.35 \text{ J}$$

$$\Delta E = nC_v(T_2 - T_1) = 0.0244 \text{ mol} (20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}})(689.22 - 300) \text{ K}$$
$$= 197.39 \text{ J}$$

$$W = -\Delta E = -197.39 \text{ J}$$

II. Para el proceso isocórico (2-3)

$$W = 0$$

$$\Delta H = nC_p(T_3 - T_2) = 0.0244 \text{ mol} (29.099 \frac{\text{J}}{\text{mol K}})(2000 - 689.22) \text{ K}$$
$$= 930.67 \text{ J}$$

$$\Delta E = nC_v(T_3 - T_2) = 0.0244 \text{ mol} (20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}})(2000 - 689.22) \text{ K}$$
$$= 664.77 \text{ J}$$

$$Q_v = \Delta E = 664.77 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

12. Para el proceso adiabático (3-4)

$$Q=0$$

$$\Delta H = nC_p(T_4 - T_3) = 0.0244 \text{ mol} \left(29.099 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (870.55 - 2000) \text{ K} \\ = -801.93$$

$$\Delta E = nC_v(T_4 - T_3) = 0.0244 \text{ mol} \left(20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (870.55 - 2000) \text{ K} \\ = -572.80$$

$$W = -\Delta E = 572.80$$

13. Para el proceso isométrico (4-1)

$$W=0$$

$$\Delta H = nC_p(T_5 - T_4) = 0.0244 \text{ mol} \left(29.099 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (300 - 870.55) \text{ K} \\ = -905.10 \text{ J}$$

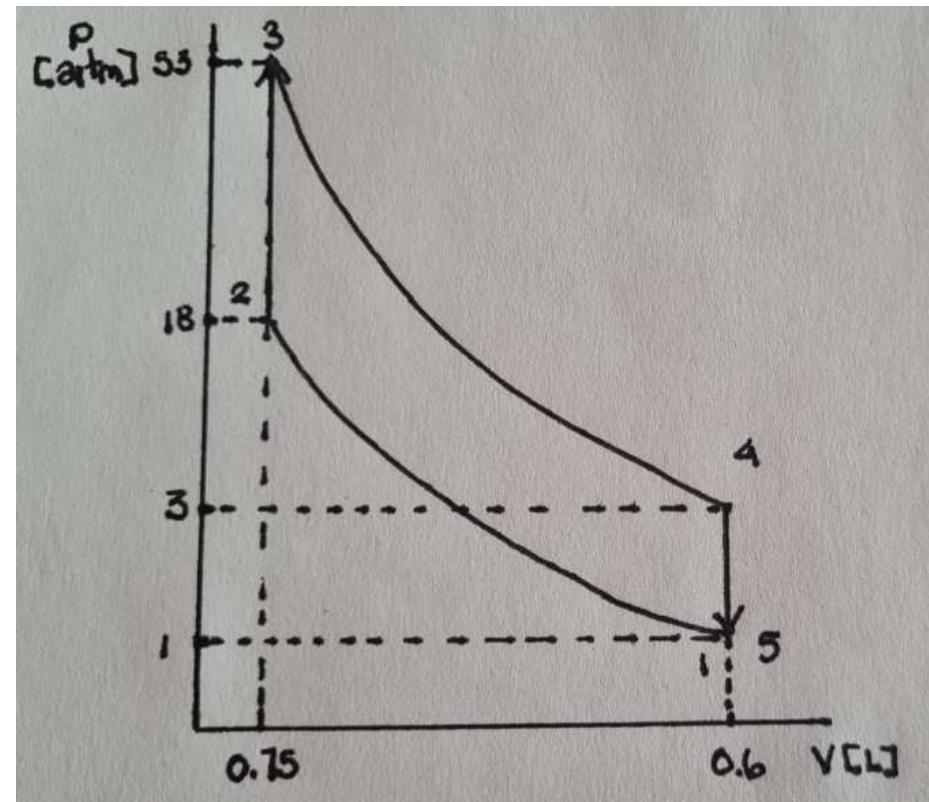
$$\Delta E = nC_v(T_5 - T_4) = 0.0244 \text{ mol} \left(20.785 \frac{\text{J}}{\text{mol K}} \right) (300 - 870.55) \text{ K} \\ = -289.36 \text{ J}$$

$$Q_v = \Delta E = -289.36 \text{ J}$$

Análisis de ciclos termodinámicos

Ejemplo 4

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [J]
Adiabático (1-2)	0	-197.39	276.35	79.96
Isocórico (2-3)	664.77	0	930.67	664.77
Adiabático (3-4)	0	572.80	-801.93	-572.80
Isométrico (4-1)	-289.36	0	-405.10	-289.36
Total	375.41	375.41	0	0



UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

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, ΔH y ΔE . 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 $\frac{1}{2}$ 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)
2			400	Isocórico (2 - 3)
3			500	Isotérmico (3 - 4)
4	$1/3 p_1$			Isocórico (4 - 5)
5	$1/2 p_1$			Adiabático (5 - 6)
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

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

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

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

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

Partiendo de las expresiones

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

$$V_6 = \sqrt[\gamma]{\left(\frac{P_5}{P_6} \right) V_5} = \sqrt[1.67]{\left(\frac{0.5 \text{ atm}}{0.33 \text{ atm}} \right) (123.31 \text{ L})^{1.67}} \\ = 157.27 \text{ L}$$

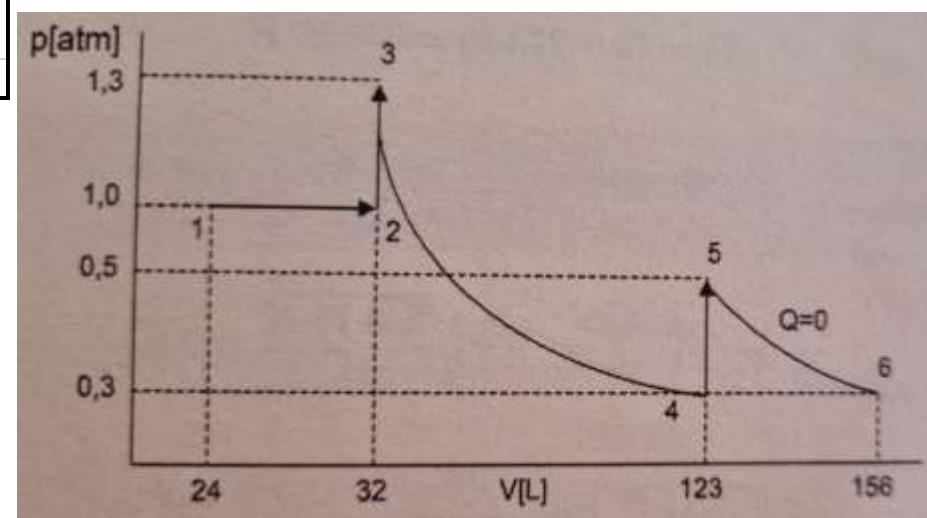
$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{V_5}{V_6} \right)^{\gamma-1}$$

$$T_6 = T_5 \left(\frac{V_5}{V_6} \right)^{\gamma-1} = 750 \text{ K} \left(\frac{123.31 \text{ L}}{157.27 \text{ L}} \right)^{1.67-1} \\ = 637.71 \text{ K}$$

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) Isocórico (2 - 3) Isotérmico (3 - 4) Isocórico (4 - 5) Adiabático (5 - 6)
2	1	32.88	400	
3	1.25	32.88	500	
4	0.33	123.31	500	
5	0.50	123.31	750	
6	0.33	157.27	637.71	



Ciclos termodinámicos ideales

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

$$W = nR(T_2 - T_1) = (1\text{ mol}) (8.314 \frac{\text{J}}{\text{mol K}}) (400 - 300)\text{K} = 851.4 \text{ J}$$

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

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

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

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

$$W = 0$$

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

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

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

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

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

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

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

Ciclos termodinámicos ideales

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

$$W=0$$

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

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

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

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

$$Q=0$$

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

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

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

Ciclos termodinámicos ideales

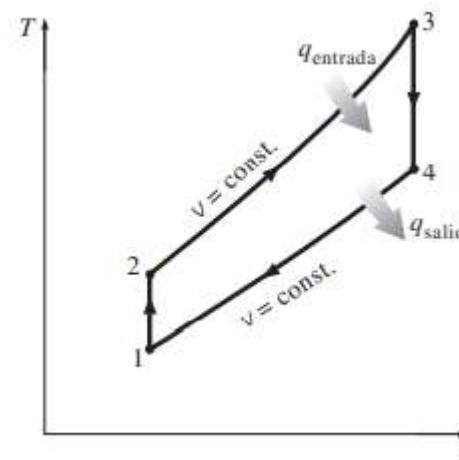
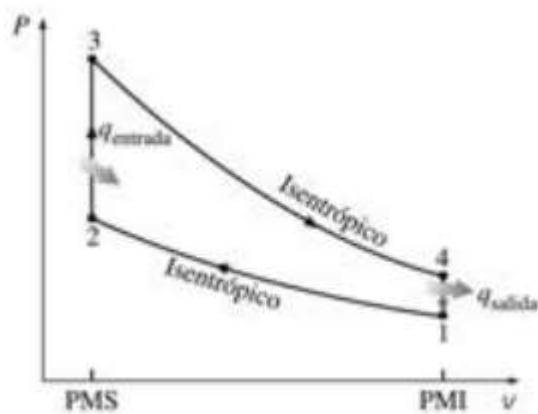
La tabla de los datos termodinámicos es la siguiente:

Proceso	Q [J]	W [J]	ΔH [J]	ΔE [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 isoentrópica
- 2-3 Adición de calor a volumen constante
- 3-4 Expansión isoentrópica
- 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

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

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:

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

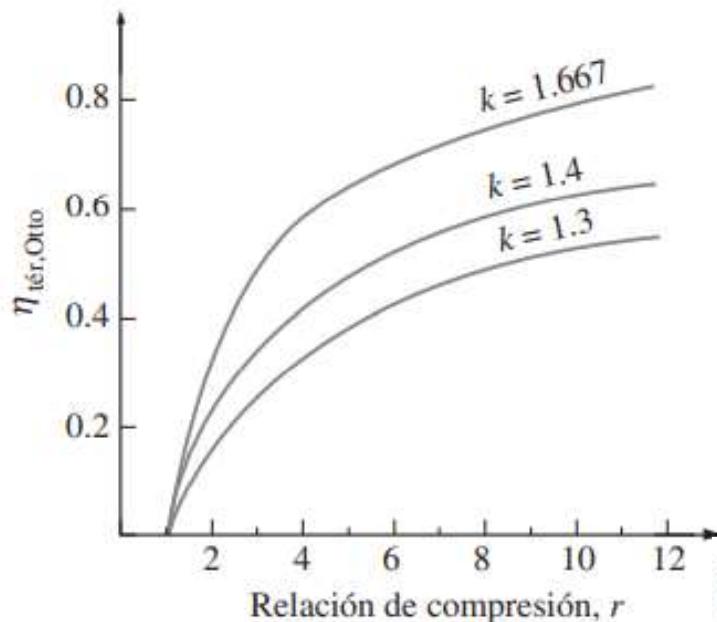
Donde:

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2}$$

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.



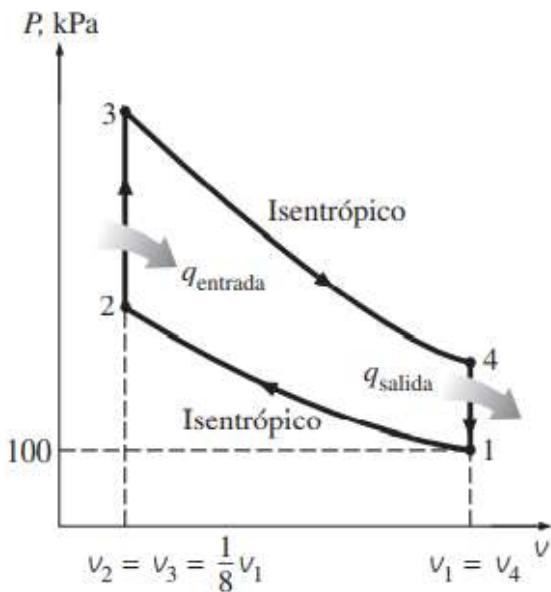
El fluido de trabajo en máquinas reales contiene moléculas más grandes, como dióxido de carbono, y la relación de calores específicos disminuye con la temperatura, la cual es una de las razones por las que los ciclos reales tienen eficiencias térmicas más bajas que el ciclo de Otto ideal. La eficiencia 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 isoentrópico de compresión (Estado 2), se toman datos de la tabla A-17.

$$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} U_1 = 206.91 \text{ kJ/kg} \\ V_{r1} = 676.1 \end{array} \right.$$

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
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 isoentrópica de un gas ideal:

$$\frac{V_{r2}}{V_{r1}} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{r} \quad V_{r2} = \frac{V_1}{r} = \frac{676.1}{8} = 84.512 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 652.4 \text{ K} \\ U_2 = 475.11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{cases}$$

$$\frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_1 V_1}{T_1}$$

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

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

$$= 1799.7 \text{ kPa}$$

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 _r	u kJ/kg	v _r	s ^o 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 _r	u kJ/kg	v _r	s ^o 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

1. 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

$$\frac{V_{r4}}{V_{r3}} = \frac{V_4}{V_3} = r \rightarrow V_{r4} = r V_{r3}$$

$$= 8 (6.108) = 48.864 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 795.6 \text{ K} \\ U_{r4} = 588.74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{cases}$$

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:

$$W_{\text{neto}} = q_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}$$

$$= 800 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 381.83 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

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

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	s ^o kJ/kg · K
730	745.62		33.72	536.07	62.13
740	756.44		35.50	544.02	59.82
750	767.29		37.35	551.99	57.63
760	778.18		39.27	560.01	55.54
780	800.03		43.35	576.12	51.64
800	821.95		47.75	592.30	48.08
820	843.98		52.59	608.59	44.84
840	866.08		57.60	624.95	41.85
860	888.27		63.09	641.40	39.12
880	910.56		68.98	657.95	36.61

Ciclos termodinámicos ideales

Ejemplo 1. Ciclo Otto ideal

6. La eficiencia térmica del ciclo es determinada por:

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

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

$$= 0.523 \rightarrow 52.3\%$$

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

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

$$r=8$$

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

$$= 0.565 \rightarrow 56.5\%$$

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:

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

donde:

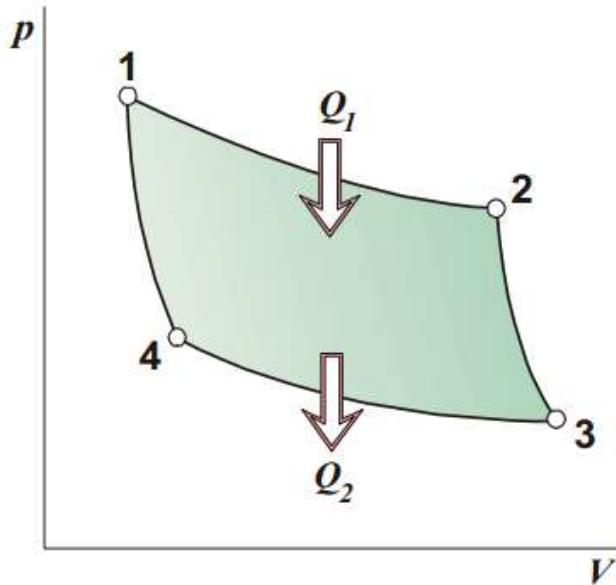
$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{(0.287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}})(290\text{K})}{100 \text{ kPa}} = 0.832 \text{ m}^3/\text{kg}$$

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

Ciclos Termodinámicos

Ciclo de Carnot

Es un ciclo teórico y reversible.



Tiempo 1 ⇒ Expansión isotérmica, de 1 a 2.

Trabajo realizado $W_1 = Q_1$

Tiempo 2 ⇒ Expansión adiabática, de 2 a 3.

Tiempo 3 ⇒ Compresión isotérmica, de 3 a 4.

Trabajo realizado $W_2 = Q_2$

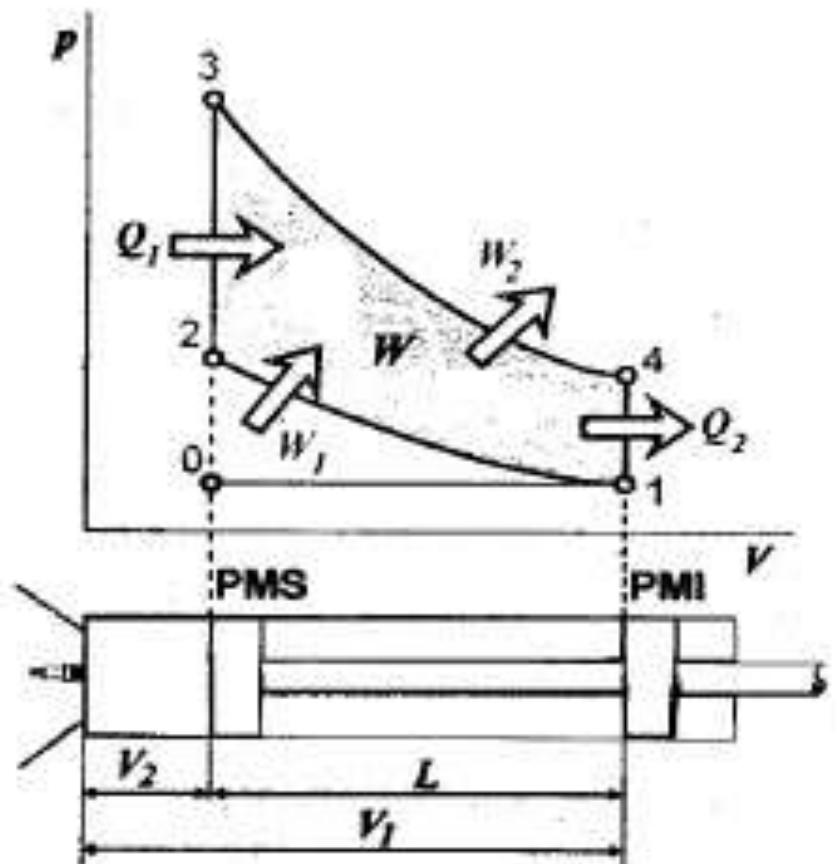
Tiempo 4 ⇒ Compresión adiabática, de 4 a 1.

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

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

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 ($V = \text{cte}$)

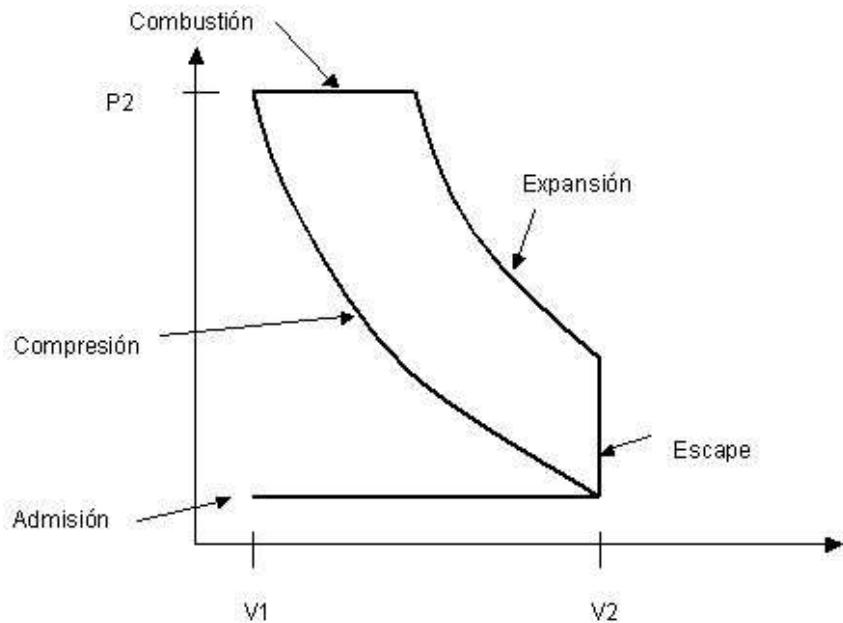
$Q_1 \Rightarrow$ Calor generado en la combustión.

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

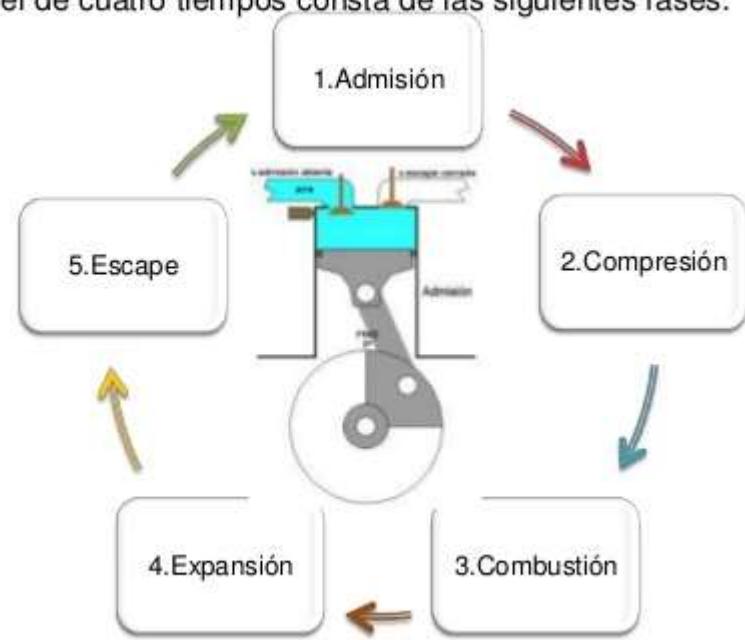
Ciclos Termodinámicos

CICLO DIESEL TEÓRICO

Diagrama P-V



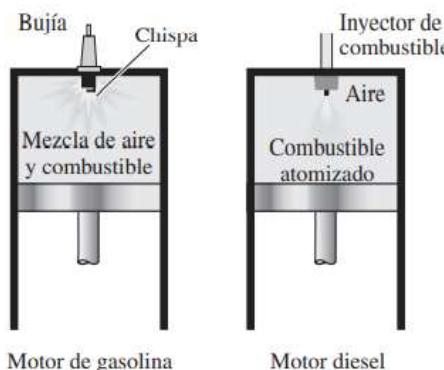
El ciclo Diesel de cuatro tiempos consta de las siguientes fases:



Ciclos termodinámicos ideales

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

El ciclo Diesel es el ciclo ideal para las máquinas reciprocas. 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.

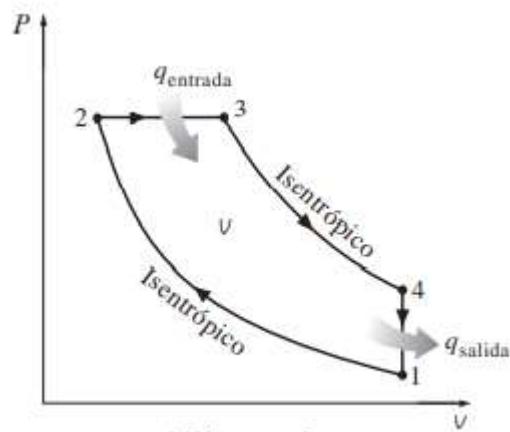
Ciclos termodinámicos ideales

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.

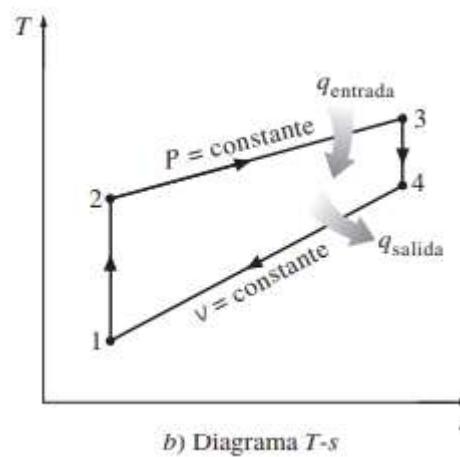
El proceso de inyección de combustible en los motores diésel empieza cuando el émbolo se aproxima al PMS y continúa durante la primera parte de la carrera de potencia. Por lo tanto, en estos motores el proceso de combustión sucede durante un periodo más largo. Debido a esta mayor duración, el proceso 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.



a) Diagrama $P-v$



b) Diagrama $T-s$

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:

$$q_{\text{entrada}} - w_{b,\text{salida}} = u_3 - u_2 \rightarrow q_{\text{entrada}} = P_2(v_3 - v_2) + (u_3 - u_2) \\ = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

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

Ciclos termodinámicos ideales

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

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

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:

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

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:

$$\eta_{tér, Otto} > \eta_{tér, Diesel}$$

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:

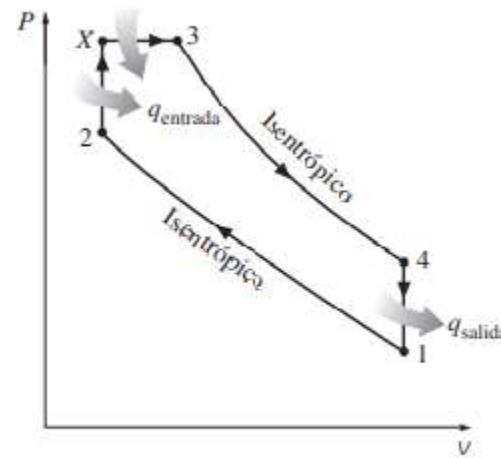


Diagrama $P-v$ para el ciclo dual ideal.

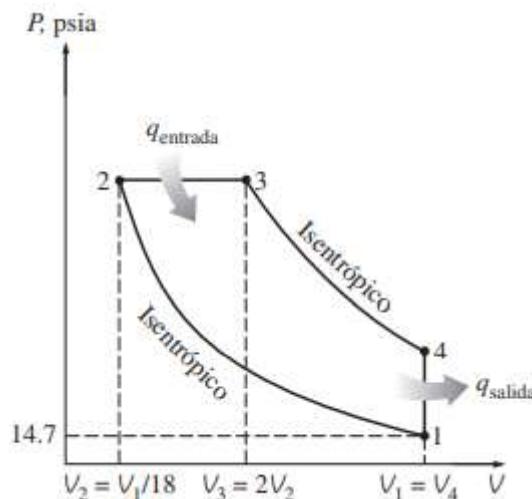
Ciclos termodinámicos ideales

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 pulg³. 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 isoentrópicas 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 isoentrópica de un gas ideal, calores específicos constantes:

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

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = (14.7 \text{ psia})(18)^{1.4} = 890.81 \text{ psia}$$

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 isoentrópica de un gas ideal, caloros específicos constantes

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

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = (840.81 \text{ psia}) \left(\frac{13 \text{ in}^3}{117 \text{ in}^3} \right)^{1.1} = 38.79 \text{ psia}$$

Ciclos termodinámicos ideales

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

Sé determina la masa de aire:

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

$$= 0.00498 \text{ lbm}$$

6. Para el proceso 2-3

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

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

$$W = 0$$

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

Ciclos termodinámicos ideales

8. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}} \\ &= 2.099 \text{ Btu} - 0.754 \text{ Btu} \\ &= 1.295 \text{ Btu} \end{aligned}$$

9. La eficiencia térmica por definición:

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_{\text{entrada}}} = \frac{1.295 \text{ Btu}}{2.099 \text{ Btu}} = 0.632 \rightarrow 63.2\%$$

10. La presión media efectiva para este ciclo:

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

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^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA

(IM8601)

**CLASE 17: Ciclos termodinámicos ideales
en motores de combustión interna**
CICLOS STIRLING Y ERICSSON

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales

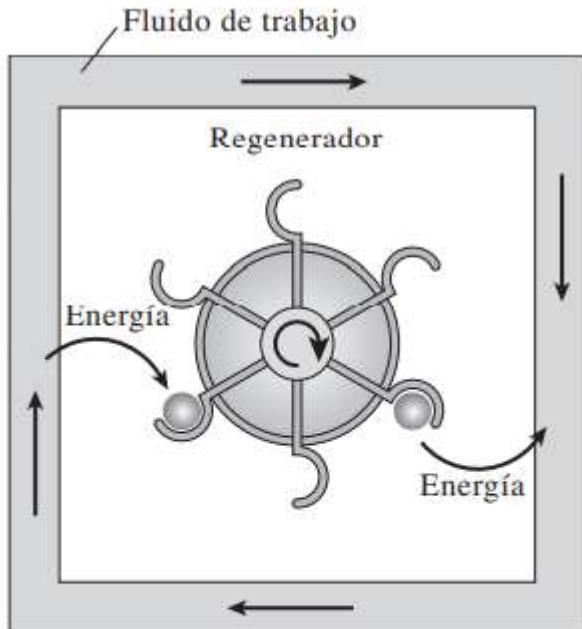
CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos ideales de Otto y Diésel ya analizados se componen por completo de procesos internamente reversibles, por lo que son ciclos internamente reversibles. Sin embargo, estos ciclos no son totalmente reversibles, dado que incluyen transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura durante los procesos no isotérmicos de adición y rechazo de calor, los cuales son irreversibles. Por consiguiente, la eficiencia térmica de un motor de Otto o Diésel será menor que la de un motor de Carnot que opera entre los mismos límites de temperatura.

Existen otros dos ciclos que implican un proceso de adición de calor isotérmico a TH y un proceso de rechazo de calor isotérmico a TL: el ciclo Stirling y el ciclo Ericsson. Éstos difieren del ciclo de Carnot en que los dos procesos isoentrópicos son sustituidos por dos de regeneración a volumen constante en el ciclo Stirling, y por dos de regeneración a presión constante en el ciclo Ericsson. Ambos ciclos utilizan regeneración, un proceso en el que se transfiere calor hacia un dispositivo de almacenamiento de energía térmica (llamado regenerador) durante una parte del ciclo y se transfiere de nuevo hacia el fluido de trabajo durante otra.

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON



El regenerador es un dispositivo que pide prestada la energía al fluido de trabajo durante una parte del ciclo y que se la paga (sin intereses) durante otra parte.

<https://youtu.be/-alxX68rJ4o> FUNCIONAMIENTO DEL MOTOR STIRLING 4:39

https://youtu.be/D0bMkg_QtZ8 MOTOR STIRLING: UN INVENTO INGENIOSO 5:56

<https://youtu.be/GqlapDKtvzc> STIRLING CYCLE PART 1 12:13

<https://youtu.be/GFfMr0uRMGo> STIRLING CYCLE PART 2 10:16

<https://youtu.be/j3WkZHUVk9E>
MECHANICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS: STIRLING CYCLE INTRODUCTION 7:14

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

En la figuras se muestran los diagramas T-s y P-v del ciclo Stirling, el cual está integrado por cuatro procesos totalmente reversibles:

1-2 expansión a $T = \text{constante}$ (adición de calor de una fuente externa)

2-3 regeneración a $V = \text{constante}$ (transferencia de calor interna desde el fluido de trabajo hacia el regenerador)

3-4 compresión a $T = \text{constante}$ (rechazo de calor a un sumidero externo)

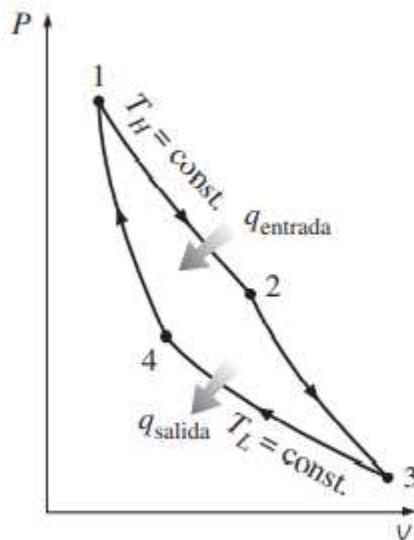
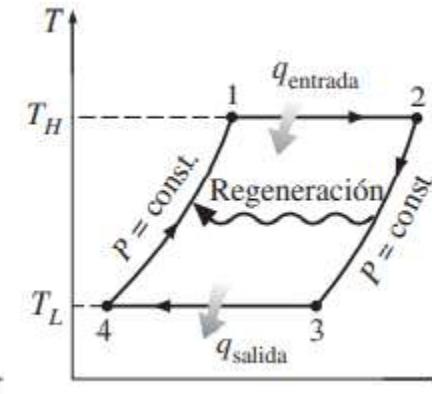
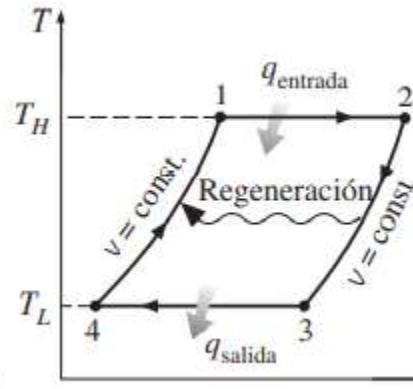
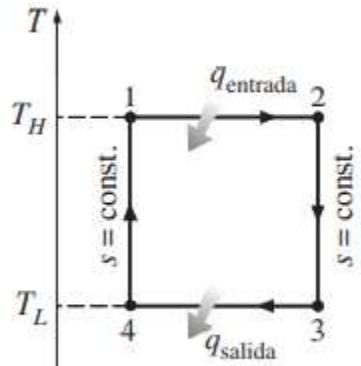
4-1 regeneración a $V = \text{constante}$ (nuevamente, transferencia de calor interna desde un regenerador hacia el fluido de trabajo)

La ejecución del ciclo Stirling requiere equipos de tecnología avanzada. Los motores Stirling reales, incluso el patentado originalmente por Robert Stirling, son muy pesados y complicados.

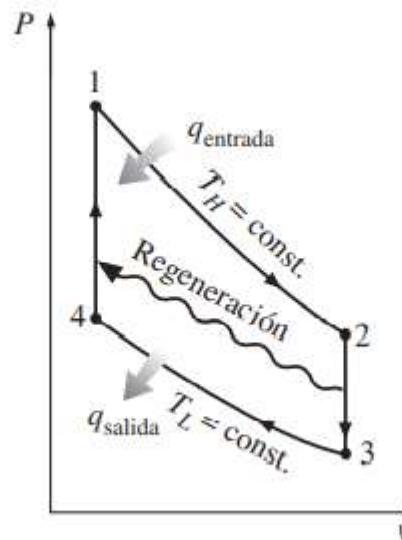
Este sistema se compone de un cilindro con dos émbolos a los lados y un regenerador en medio. El regenerador puede ser una malla de alambre o cerámica o cualquier tipo de tapón poroso con una alta masa térmica (masa por calor específico), que se emplea para el almacenamiento temporal de energía térmica. La masa del fluido de trabajo contenida dentro del regenerador en cualquier instante se considera insignificante.

Ciclos termodinámicos ideales

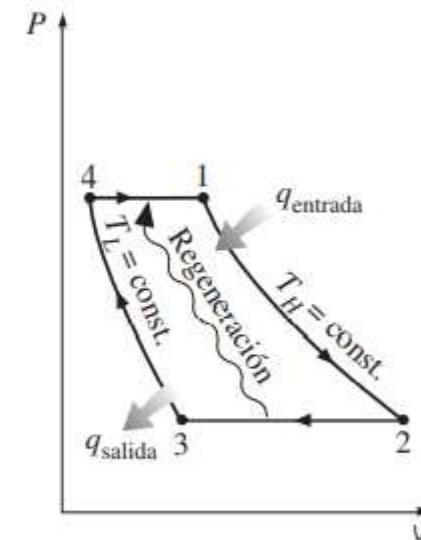
CICLOS STIRLING Y ERICSSON



a) Ciclo de Carnot



b) Ciclo Stirling



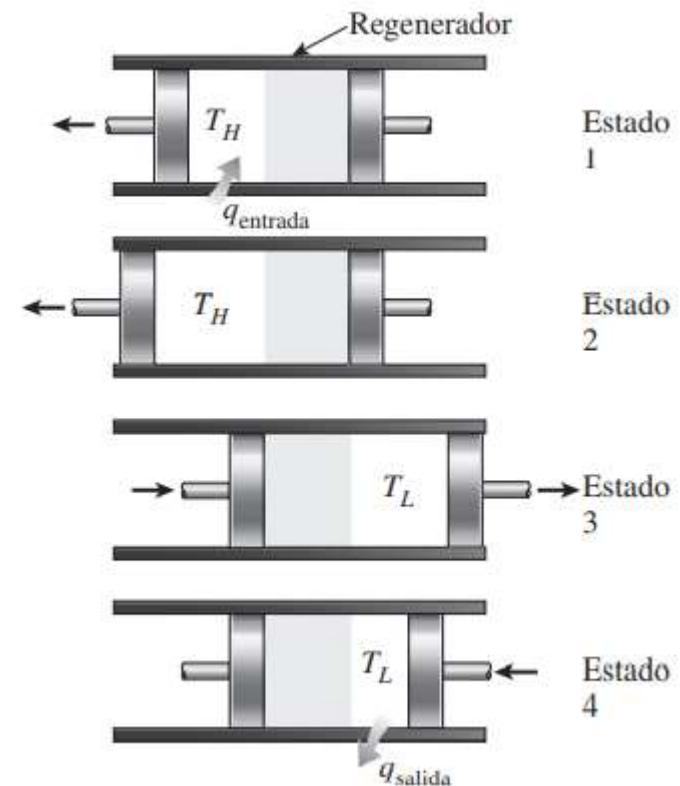
c) Ciclo Ericsson

Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Inicialmente, la cámara izquierda alberga todo el fluido de trabajo (un gas) que se encuentra a alta temperatura y presión. Durante el proceso 1-2 se añade calor al gas a T_H desde una fuente a T_H . Cuando el gas se expande isotérmicamente, el émbolo de la izquierda se mueve hacia fuera, efectúa trabajo y la presión del gas disminuye.

Durante el proceso 2-3 los dos émbolos se mueven hacia la derecha a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) hasta que todo el gas es introducido en la cámara derecha. Cuando el gas pasa por el regenerador se transfiere calor al regenerador y la temperatura del gas disminuye de T_H a T_L .



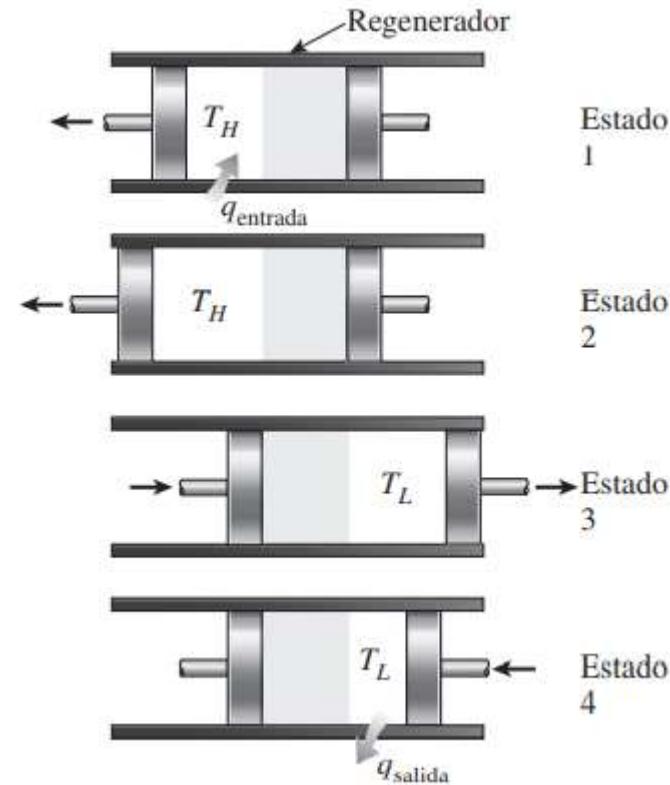
Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Para que este proceso de transferencia de calor sea reversible, la diferencia de temperatura entre el gas y el regenerador no debe exceder una cantidad diferencial dT en cualquier punto. Así, la temperatura del regenerador será T_H en el extremo izquierdo del mismo y T_L en el derecho cuando se alcanza el estado 3.

Durante el proceso 3-4 el émbolo de la derecha se mueve hacia dentro y comprime el gas, se transfiere calor del gas al sumidero a temperatura T_L , por lo que la temperatura del gas permanece constante en T_L mientras aumenta la presión.

Por último, durante el proceso 4-1, ambos émbolos se mueven hacia la izquierda a la misma velocidad (para mantener el volumen constante) y empujan a todo el gas hacia la cámara izquierda. La temperatura del gas aumenta de T_L a T_H cuando pasa por el regenerador y toma la energía térmica almacenada ahí durante el proceso 2-3. Esto completa el ciclo.

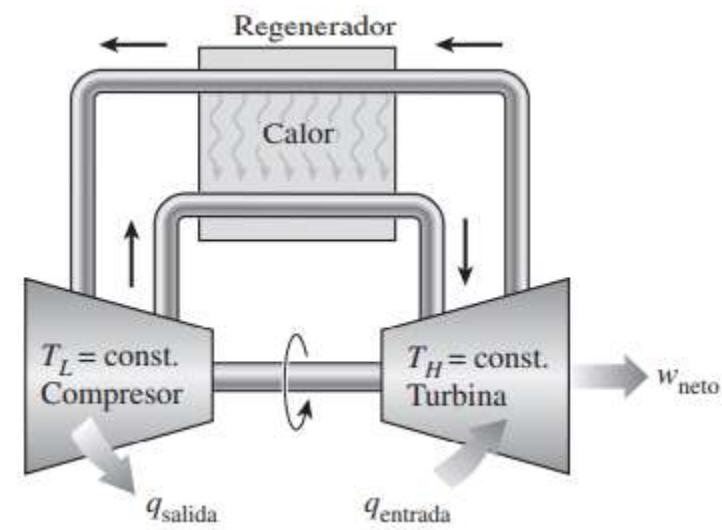


Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

El ciclo Ericsson es muy similar al Stirling, salvo en que los dos procesos a volumen constante se sustituyen por otros dos a presión constante.

En la figura se muestra un sistema de flujo estacionario que opera en un ciclo Ericsson. Aquí los procesos de expansión y compresión isotérmicos se ejecutan en un compresor y en una turbina, respectivamente, y un intercambiador de calor de contraflujo sirve como un regenerador. Los flujos de fluidos caliente y frío entran al intercambiador de calor desde extremos opuestos, entonces la transferencia de calor sucede entre los dos flujos. En el caso ideal, la diferencia de temperatura entre los dos fluidos no excede de una cantidad diferencial en cualquier punto, y el fluido frío sale del intercambiador de calor a la temperatura de entrada del fluido caliente.



Ciclos termodinámicos ideales

CICLOS STIRLING Y ERICSSON

Los ciclos Stirling y Ericsson son totalmente reversibles, como el de Carnot; por lo tanto, de acuerdo con el principio de Carnot, los tres ciclos tendrán la misma eficiencia térmica cuando operen entre los mismos límites de temperatura:

$$\eta_{\text{térmico, Stirling}} = \eta_{\text{térmico, Ericsson}} = \eta_{\text{térmico, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Los ciclos Stirling y Ericsson son difíciles de llevar a cabo en la práctica porque incluyen transferencia de calor debida a una diferencia diferencial de temperatura en todos los componentes, incluyendo el regenerador. Esto requeriría proporcionar áreas superficiales demasiado grandes para la transferencia de calor o permitir un tiempo infinitamente largo para el proceso. Ninguno de los dos aspectos es práctico. En realidad, todos los procesos de transferencia de calor suceden debido a una diferencia finita de temperatura, el regenerador no tendrá una eficiencia de 100 por ciento y las pérdidas de presión en el regenerador serán considerables. Debido a estas limitaciones los ciclos Stirling y Ericsson han sido durante mucho tiempo sólo de interés teórico.

<https://youtu.be/jV8HfbnQZzo> CICLO TERMODINÁMICO: MOTOR ERICSSON 4:28

<https://youtu.be/7oCTE91rxso> CICLO ERICSSON 6:41

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 17: Ciclos termodinámicos ideales
de aire y turbinas**

CICLO ESCOLAR: 21-3

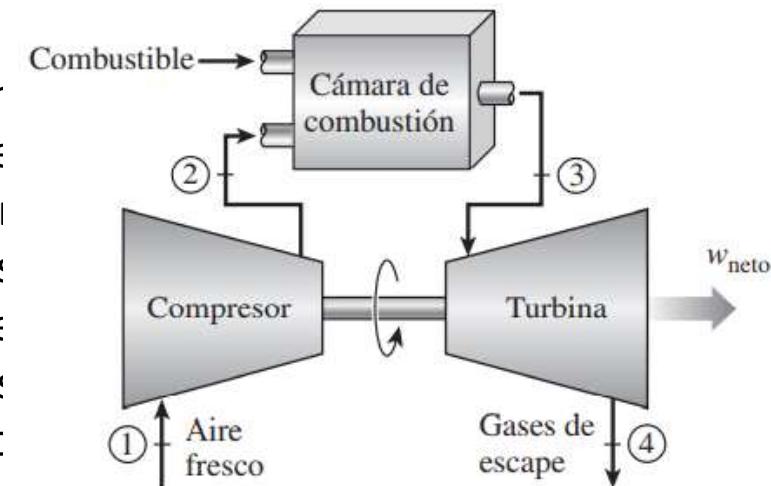
DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocatante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan.

El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.



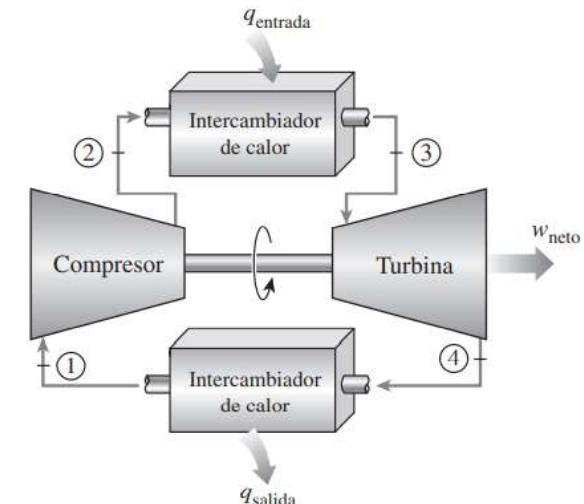
Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isoentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isoentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante



Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

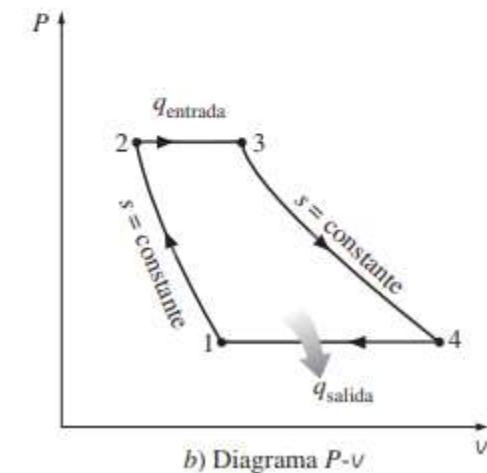
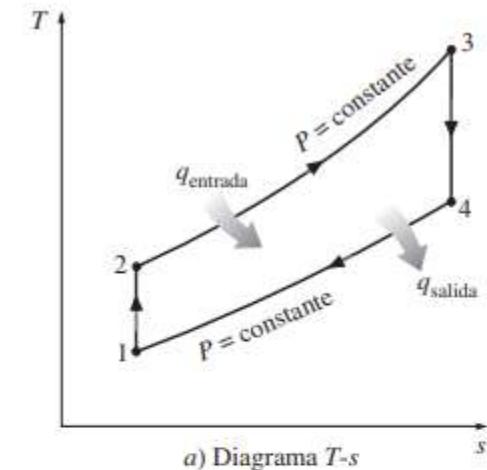
Los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en:

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

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{\text{térmico, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde: $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

es la relación de presión y k la relación de calores específicos.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

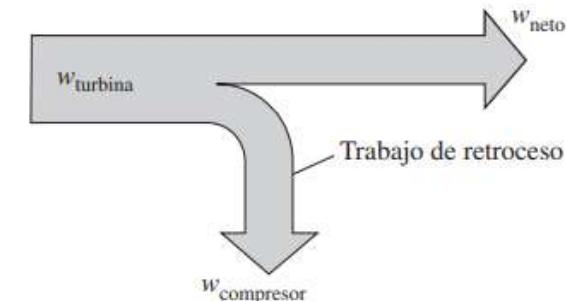
Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada relación del trabajo de retroceso, es muy alta. Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje.

Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo. Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

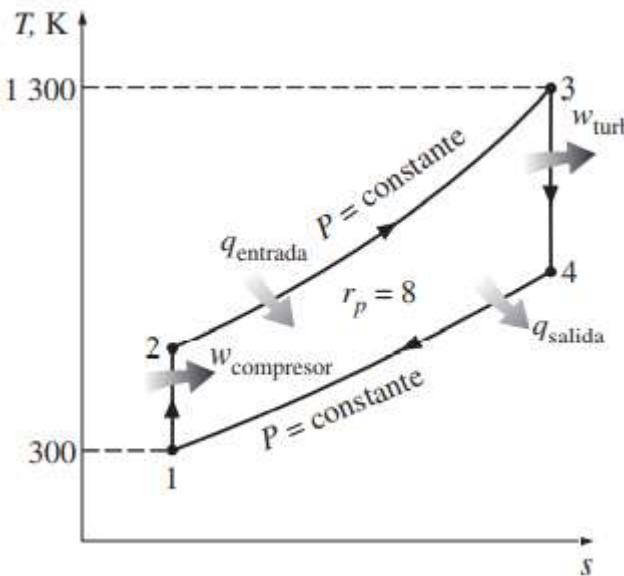


La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Ciclo Brayton ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Son aplicables las suposiciones de aire estándar
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables
- Se considera la variación de los calores específicos con la temperatura.

1. Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2, compresión isentrópica de un gas ideal

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.3860 \end{cases}$$

$$\frac{P_{r2}}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} = (\gamma) (1.3860) = 11.088 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 540 \text{ K} \text{ salida del compresor} \\ h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal:

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r3} = 330.9 \end{cases}$$

$$\frac{P_{r4}}{P_3} = \frac{P_4}{P_3} = \left(\frac{1}{\gamma}\right) (330.9) = 91.36 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 770 \text{ K} \\ h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

2. Para determinar la relación del trabajo de retroceso, se requiere determinar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$W_{\text{comp, entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turb, salida}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto:

$$r_{\text{bw}} = \frac{W_{\text{comp, entrada}}}{W_{\text{turb, salida}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = 0.403$$

Es decir solo 40.3% de la salida de trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

3. La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}} \\ &= 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Por lo tanto:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \rightarrow 42.6\%$$

O bien se puede determinar de la siguiente forma:

$$q_{salida} = h_2 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.4255 \rightarrow 42.6\%$$

Bajo las suposiciones de aire frío estándar (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente) la eficiencia térmica sería

$$\eta_{ter, Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad K=1.4$$

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

$$= 0.4479 \rightarrow 44.8\%$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 18: Ciclos termodinámicos ideales
de aire y turbinas**

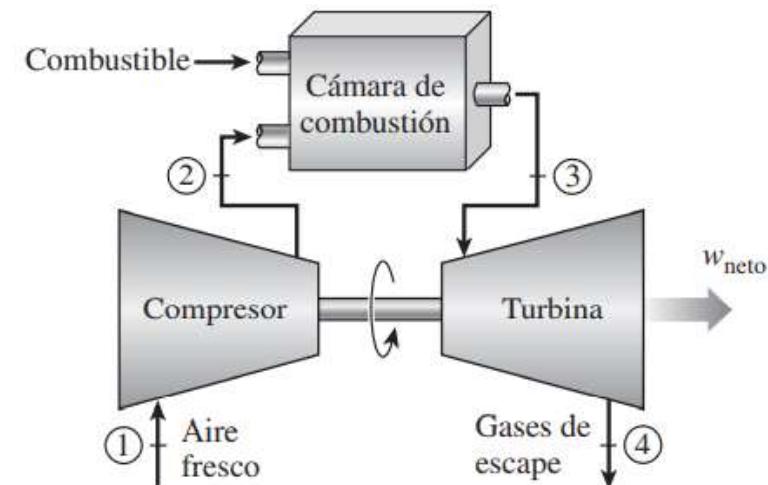
CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por vez primera para usarlo en el motor reciprocatante que quemaba aceite desarrollado por él alrededor de 1870. Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se elevan.



Un motor de turbina de gas de ciclo abierto.

El aire de alta presión sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina, donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto.

<https://youtu.be/rC1efGWBrQ> EL FUNCIONAMIENTO DE UNA TURBINA DE GAS 8:00

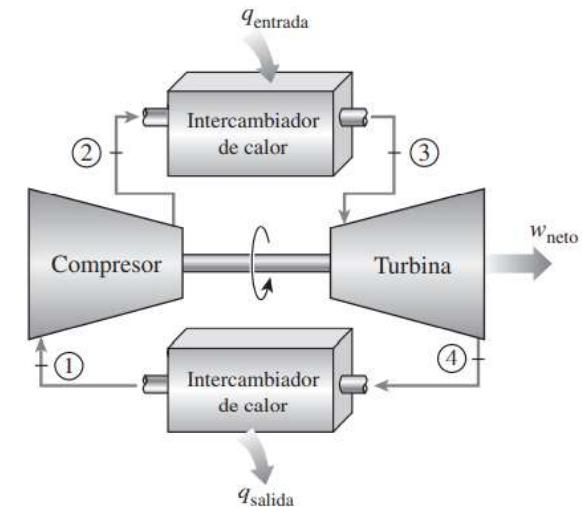
https://youtu.be/SYnK_XILLi0 EXPLICACIÓN DEL CICLO BRAYTON 10:07

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

El ciclo de turbina de gas abierto descrito anteriormente puede modelarse como un ciclo cerrado, empleando las suposiciones de aire estándar. En este caso los procesos de compresión y expansión permanecen iguales, pero el proceso de combustión se sustituye por uno de adición de calor a presión constante desde una fuente externa, mientras que el proceso de escape se reemplaza por otro de rechazo de calor a presión constante hacia el aire ambiente. El ciclo ideal que el fluido de trabajo experimenta en este ciclo cerrado es el ciclo Brayton, el cual está integrado por cuatro procesos internamente reversibles:

- 1-2 Compresión isoentrópica (en un compresor)
- 2-3 Adición de calor a presión constante
- 3-4 Expansión isoentrópica (en una turbina)
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante



Un motor de turbina de gas de ciclo cerrado.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

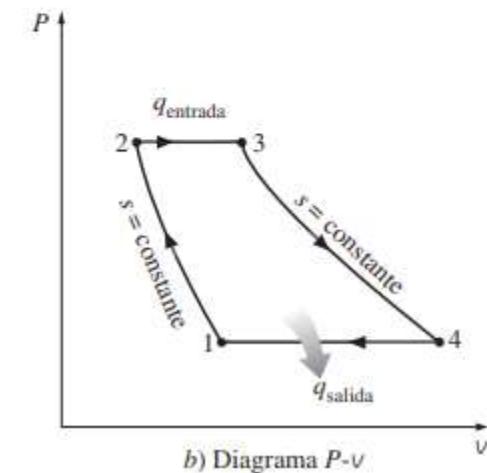
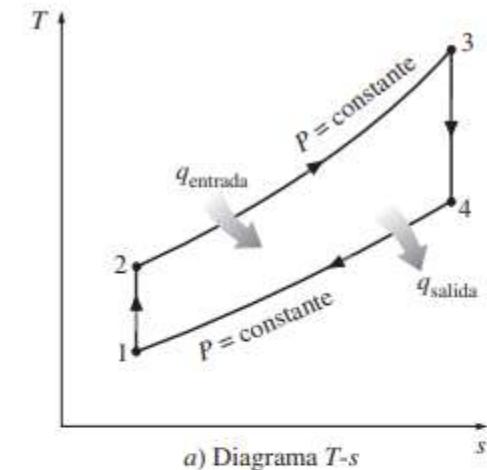
Los cuatro procesos del ciclo Brayton se ejecutan en dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto deben analizarse como procesos de flujo estacionario. Cuando los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes, el balance de energía para un proceso de flujo estacionario puede expresarse, por unidad de masa, como:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}$$

Por lo tanto, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2)$$

$$q_{\text{salida}} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en:

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

Los procesos 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que $P_2 = P_3$ y $P_4 = P_1$. Por lo tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4}$$

Al sustituir estas ecuaciones en la relación de eficiencia térmica y al simplificar, se obtiene

$$\eta_{\text{térmico, Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}}$$

donde: $r_p = \frac{P_2}{P_1}$

es la relación de presión y k la relación de calores específicos.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

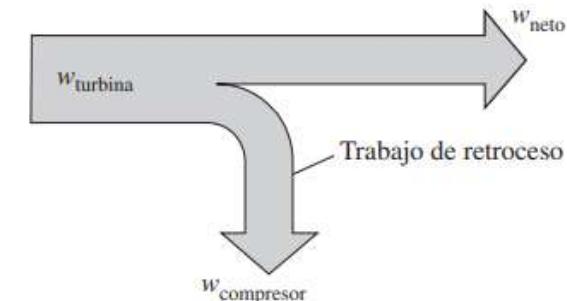
Las dos principales áreas de aplicación de las turbinas de gas son la propulsión de aviones y la generación de energía eléctrica. Cuando se emplean en propulsión de aviones, la turbina de gas produce la potencia suficiente para accionar tanto al compresor como a un pequeño generador que a su vez acciona al equipo auxiliar. Los gases de escape de alta velocidad son los responsables de producir el empuje necesario para impulsar la aeronave. Las turbinas de gas también se utilizan como centrales eléctricas estacionarias que producen energía eléctrica como unidades independientes o en conjunto con las centrales eléctricas de vapor en el lado de alta temperatura. En estas centrales los gases de escape de las turbinas de gas sirven como fuente de calor para el vapor. El ciclo de turbina de gas también puede ejecutarse como un ciclo cerrado para su utilización en centrales nucleares, en las que el fluido de trabajo no se limita al aire y puede emplearse un gas con características más convenientes (como el helio).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON: EL CICLO IDEAL PARA LOS MOTORES DE TURBINA DE GAS

En las centrales eléctricas de turbina de gas, la relación entre el trabajo del compresor y el trabajo de la turbina, denominada relación del trabajo de retroceso, es muy alta. Usualmente más de la mitad de la salida de trabajo de la turbina se utiliza para activar el compresor. La situación es aún peor cuando las eficiencias isoentrópicas del compresor y de la turbina son bajas. Esto contrasta considerablemente con las centrales eléctricas de vapor, donde la relación de trabajo de retroceso es solamente un pequeño porcentaje.

Sin embargo, esto no sorprende dado que un líquido se comprime en las centrales de energía de vapor en lugar de un gas, y el trabajo de flujo estacionario reversible es proporcional al volumen específico del fluido de trabajo. Una central eléctrica con una alta relación del trabajo de retroceso requiere una turbina más grande para suministrar los requerimientos de energía adicionales del compresor. En consecuencia, las turbinas utilizadas en las centrales de turbina de gas son más grandes que las que se utilizan en las de vapor que para la misma salida de potencia neta.

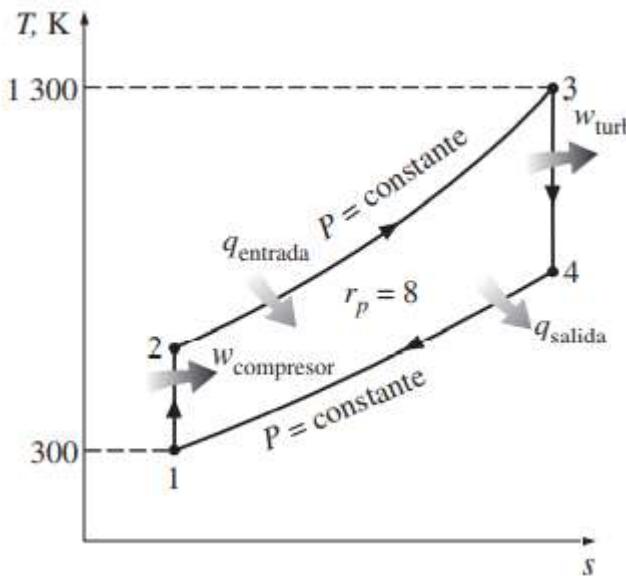


La fracción de trabajo de la turbina que se emplea para accionar el compresor se denomina relación del trabajo de retroceso.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Una central eléctrica de turbina de gas que opera en un ciclo Brayton ideal tiene una relación de presión de 8. La temperatura del gas es de 300 K en la entrada del compresor y de 1 300 K en la entrada de la turbina. Utilice las suposiciones de aire estándar y determine a) la temperatura del gas a la salida del compresor y de la turbina, b) la relación del trabajo de retroceso y c) la eficiencia térmica



Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Ciclo Brayton ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Son aplicables las suposiciones de aire estándar
- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables
- Se considera la variación de los calores específicos con la temperatura.

1. Las temperaturas del aire en la salida del compresor y la turbina se determinan de las relaciones isentrópicas:

Proceso 1-2, compresión isentrópica de un gas ideal

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.3860 \end{cases}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_{r1}} = (\gamma)(1.3860) = 11.088 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 540 \text{ K} \text{ salida del compresor} \\ h_2 = 544.35 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

Proceso 3-4, expansión isentrópica de un gas ideal:

$$T_3 = 1300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r3} = 330.9 \end{cases}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \frac{P_4}{P_{r3}} = \left(\frac{1}{\gamma}\right)(330.9) = 91.36 \rightarrow \begin{cases} T_4 = 770 \text{ K} \\ h_4 = 789.37 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

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
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865

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
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	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

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
760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

2. Para determinar la relación del trabajo de retroceso, se requiere determinar la entrada de trabajo al compresor y la salida de trabajo de la turbina:

$$W_{\text{comp, entrada}} = h_2 - h_1 = 544.35 - 300.19 = 244.16 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turb, salida}} = h_3 - h_4 = 1395.97 - 789.37 = 606.60 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto:

$$r_{\text{bw}} = \frac{W_{\text{comp, entrada}}}{W_{\text{turb, salida}}} = \frac{244.16 \text{ kJ/kg}}{606.60 \text{ kJ/kg}} = 0.403$$

Es decir solo 40.3% de la salida de trabajo de la turbina se emplea únicamente para activar el compresor.

3. La eficiencia térmica del ciclo es la relación entre la salida de potencia neta y la entrada de calor total:

$$q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2 = 1395.97 - 544.35 = 851.62 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{neto}} &= W_{\text{salida}} - W_{\text{entrada}} \\ &= 606.60 - 244.16 = 362.4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. El ciclo Brayton ideal simple

Por lo tanto:

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{362.4 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.426 \rightarrow 42.6\%$$

O bien se puede determinar de la siguiente forma:

$$q_{salida} = h_2 - h_1 = 789.37 - 300.19 = 489.2 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ter} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}}$$

$$= 1 - \frac{489.2 \text{ kJ/kg}}{851.62 \text{ kJ/kg}} = 0.4255 \rightarrow 42.6\%$$

Bajo las suposiciones de aire frío estándar (calores específicos constantes, valores a temperatura ambiente) la eficiencia térmica sería

$$\eta_{ter, Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad K=1.4$$

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

$$= 0.4479 \rightarrow 44.8\%$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

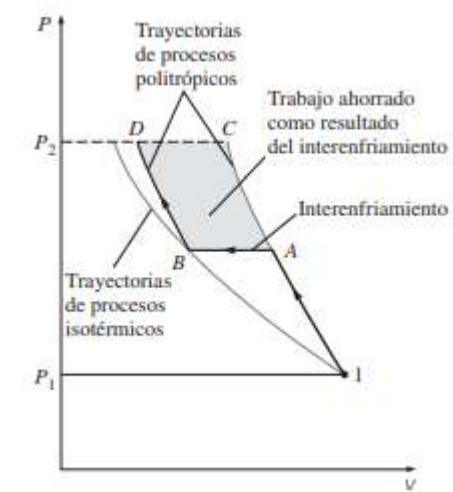
<https://youtu.be/0KVL3VeHhHU> TURBINAS DE GAS, MANUAL DE CAMPO, PRINCIPALES ELEMENTOS DE UNA TURBINA DE GAS 15:40



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada de trabajo del compresor, y puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si aumenta el de la turbina o ambas cosas. El trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre ésta; es decir, usando compresión en etapas múltiples con interenfriamiento. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye. De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre éstas; es decir, si se utiliza expansión en múltiples etapas con recalentamiento. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima en el ciclo. Cuando aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico.



Comparación de entradas de trabajo en un compresor de una sola etapa (IAC) y un compresor de dos etapas con interenfriamiento (LABD).

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El argumento anterior se basa en un principio simple: el trabajo de compresión o expansión de flujo estacionario es proporcional al volumen específico del fluido. Por lo tanto, el volumen específico del fluido de trabajo debe ser lo más bajo posible durante un proceso de compresión y lo más alto posible durante un proceso de expansión.

Esto es precisamente lo que logran el interenfriamiento y el recalentamiento. La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión.

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También, los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura más elevada del escape de la turbina.

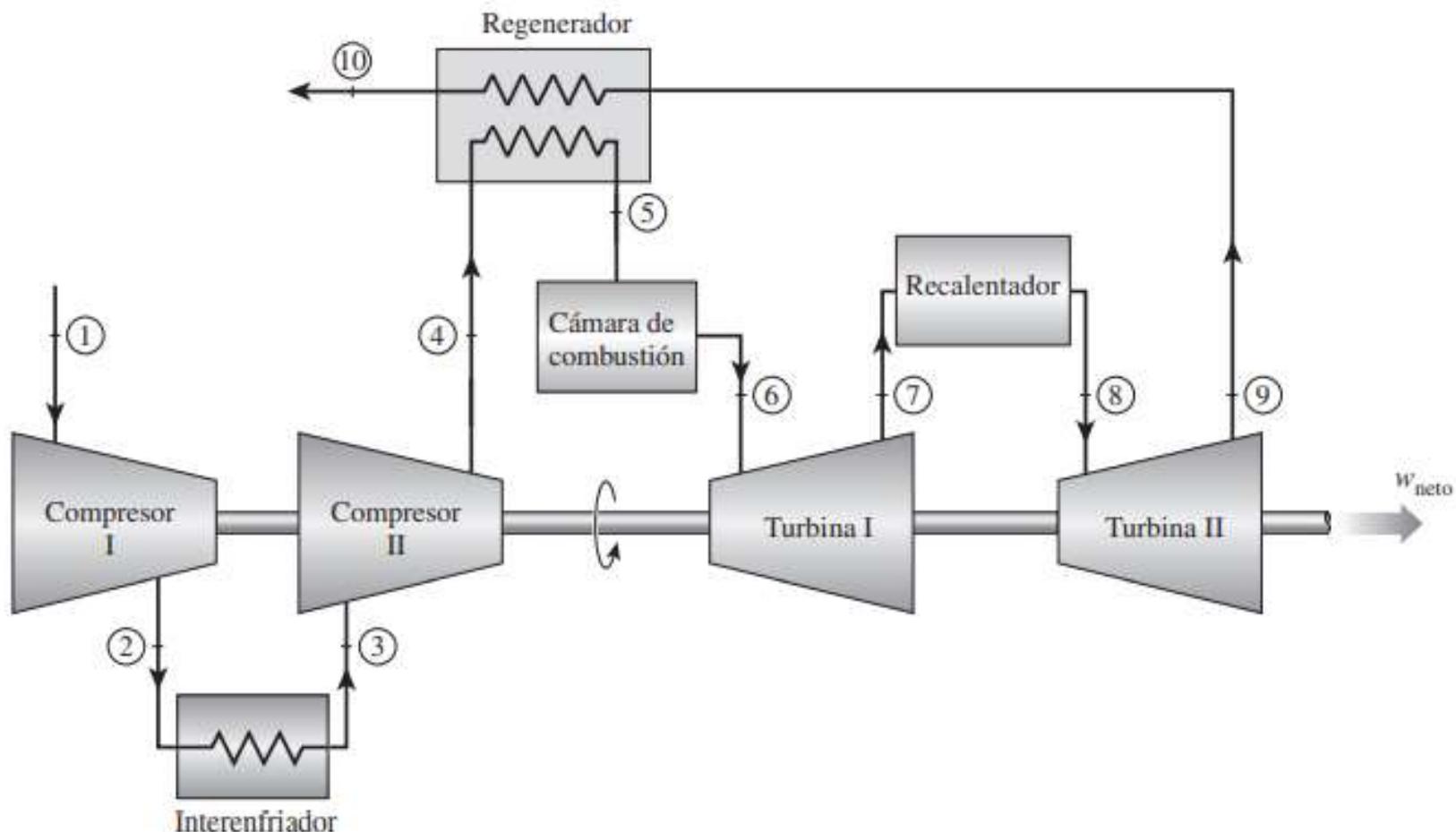
Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

En las siguientes figuras, se presentan un esquema del arreglo físico y el diagrama T-s, respectivamente, de un ciclo de turbina de gas de dos etapas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

El gas entra a la primera etapa del compresor en el estado 1, se comprime de modo isoentrópico hasta una presión intermedia P_2 ; se enfriá a presión constante hasta el estado 3 ($T_3 = T_1$), y se comprime isoentrópicamente en la segunda etapa hasta la presión final P_4 . En el estado 4 el gas entra al regenerador, donde se calienta hasta T_5 a presión constante. En un regenerador ideal, el gas saldrá de éste a la temperatura del escape de la turbina, es decir, $T_5 = T_9$. El proceso de adición de calor (o combustión) primario toma lugar entre los estados 5 y 6. El gas entra a la primera etapa de la turbina en el estado 6 y se expande isoentrópicamente hasta el 7, donde entra al recalentador. Ahí se recalienta a presión constante hasta el estado 8 ($T_4 = T_6$), donde pasa a la segunda etapa de la turbina. El gas sale de la turbina en el estado 9 y entra al regenerador, donde se enfriá hasta el estado 10 a presión constante. El ciclo se completa cuando el gas se enfriá hasta el estado inicial (o al purgar los gases de escape)

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas



Una máquina de turbina de gas con compresión en dos etapas con interenfriamiento, expansión en dos etapas con recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

La entrada de trabajo en un compresor de dos etapas se minimiza cuando se mantienen relaciones de presión iguales en cada etapa. Puede demostrarse que este procedimiento también maximiza la salida de trabajo de la turbina. Así, para el mejor desempeño tenemos:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{y} \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

En el análisis de los ciclos reales de turbina de gas, las irreversibilidades que están presentes dentro del compresor, la turbina y el regenerador, así como las caídas de presión en los intercambiadores de calor, deben ser consideradas. La relación del trabajo de retroceso de un ciclo de turbina de gas mejora debido al interenfriamiento y el recalentamiento. Sin embargo, esto no significa que la eficiencia térmica también mejorará.

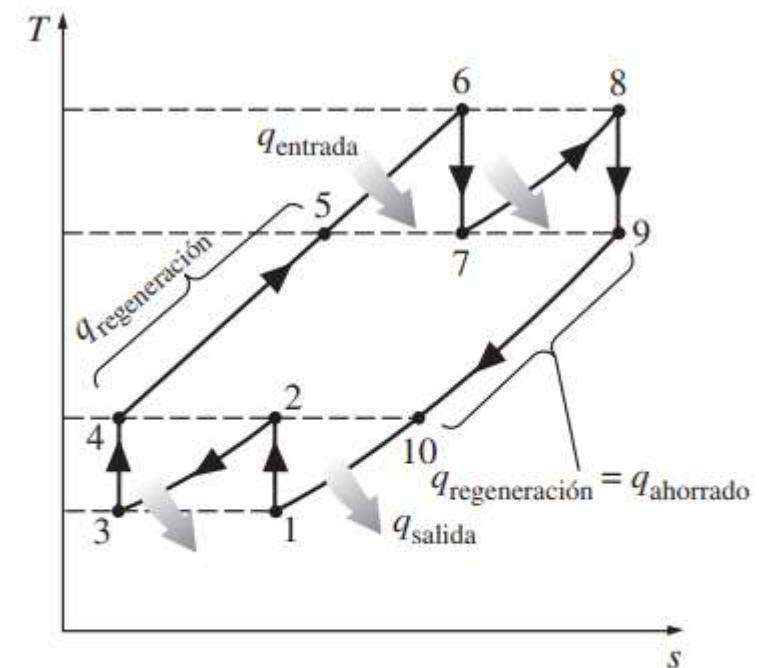
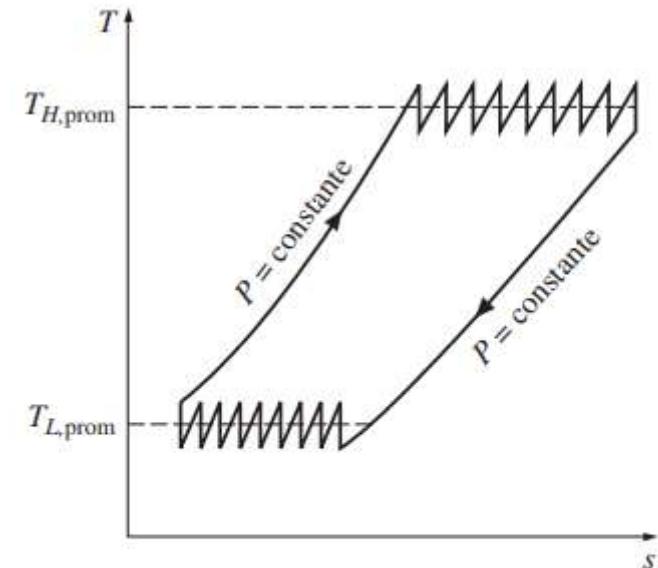


Diagrama T - s de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

El hecho es que el interenfriamiento y el recalentamiento siempre disminuirán la eficiencia térmica a menos que estén acompañados de la regeneración. Esto se debe a que el interenfriamiento disminuye la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y el recalentamiento aumenta la temperatura promedio a la cual el calor se rechaza. Por lo tanto, en centrales eléctricas de turbina de gas, el interenfriamiento y el recalentamiento se utilizan siempre en conjunción con la regeneración.

Si el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo ideal de turbina de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson, y la eficiencia térmica se aproximará al límite teórico (la eficiencia de Carnot). Sin embargo, la contribución de cada etapa adicional a la eficiencia térmica es cada vez menor y el uso de más de dos o tres etapas no puede ser justificado económicoamente.

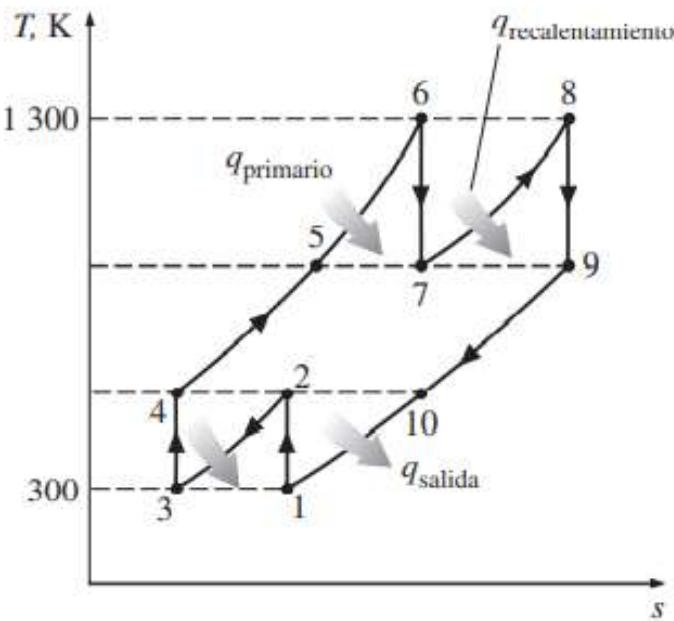


Cuando aumenta el número de etapas de compresión y expansión, el ciclo de turbinas de gas con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración se aproxima al ciclo Ericsson.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) no hay regeneradores y b) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.



Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y otras dos de expansión tiene una relación de presión total de 8. En cada etapa del compresor entra aire a 300 K y en cada etapa de la turbina entra a 1 300 K. Determine la relación del trabajo de retroceso y la eficiencia térmica de este ciclo de turbina de gas, suponiendo que a) no hay regeneradores y b) hay un regenerador ideal con eficacia de 100 por ciento.

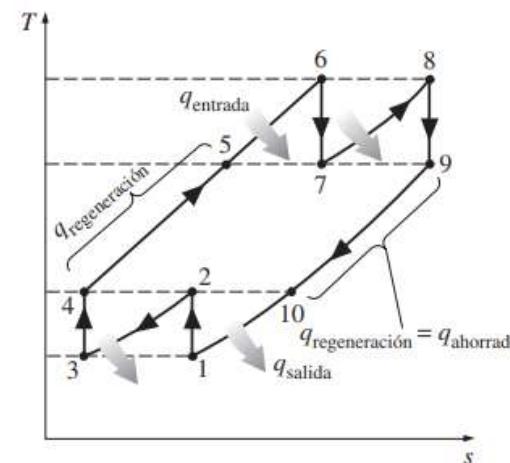
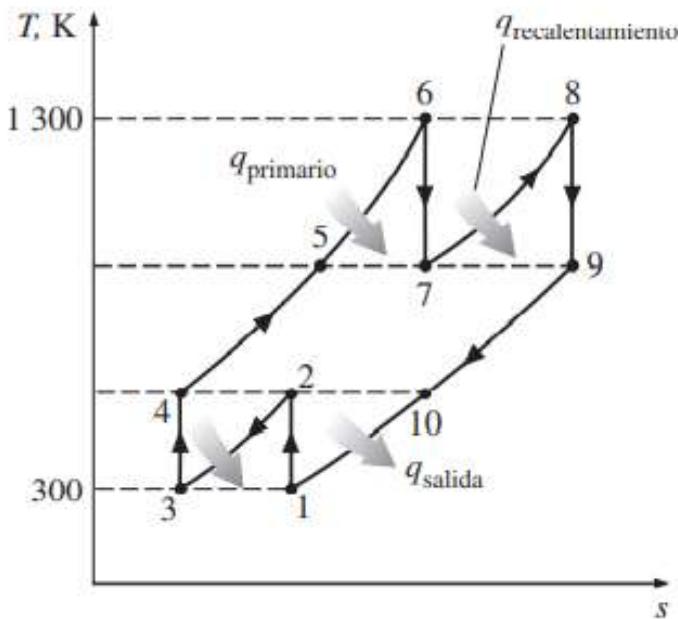


Diagrama $T-s$ de un ciclo de turbina de gas ideal con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

- Se tiene un ciclo de turbina de gas ideal con dos etapas de compresión y dos de expansión.
 - Existen condiciones estacionarias de operación.
 - Son aplicables las condiciones de aire estándar.
 - Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes y despreciables.
1. Para compresión y expansión de dos etapas, la entrada de trabajo se minimiza cuando la de la salida de trabajo se maximiza y ambas etapas del compresor y de la turbina tienen la misma relación de presión.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} = \sqrt{8} = 2.83 \quad \frac{P_6}{P_7} = \frac{P_8}{P_9} = \sqrt{8} = 2.83$$

2. La temperatura (y la entalpía) del aire al la salida de cada etapa de compresión será la misma.

Entradas: $T_1 = T_3$ $h_1 = h_3$ $T_6 = T_8$ $h_6 = h_8$

Salidas: $T_2 = T_4$ $h_2 = h_4$ $T_7 = T_9$ $h_7 = h_9$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

Bajo estas condiciones, la entrada de trabajo en cada etapa del compresor será la misma y también la salida de trabajo de cada etapa de la turbina.

3. En ausencia de regeneración, la relación de trabajo de retroceso y la eficiencia térmica se determinan a partir de las tablas de aire como gas ideal:

$$T_1 = 300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 300.19 \text{ kJ/kg} \\ P_{r1} = 1.386 \end{cases}$$

$$\frac{P_{r2}}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \quad P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} \cdot P_{r1} = \sqrt{8} (1.386) = 3.92 \rightarrow \begin{cases} T_2 = 403.3 \text{ K} \\ h_2 = 409.31 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

$$T_6 = 1300 \text{ K} \rightarrow \begin{cases} h_6 = 1395.97 \text{ kJ/kg} \\ P_{r6} = 330.9 \end{cases}$$

$$\begin{aligned} P_{r7} &= \frac{P_1}{P_6} \cdot P_{r6} \\ &= \frac{1}{\sqrt{8}} \cdot 330.9 = 116.99 \rightarrow \begin{cases} T_7 = 10806.4 \text{ K} \\ h_7 = 1053.33 \text{ kJ/kg} \end{cases} \end{aligned}$$

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
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865

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
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142

TABLA A-17

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P _r	u kJ/kg	v _r	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

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
1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

1. Entonces las relaciones de balances de energía:

$$W_{\text{comp,entrada}} = 2 (W_{\text{comp,entrada},1})$$

$$= 2 (h_2 - h_1) = 2(404.31 \text{ kJ/kg} - 300.19 \text{ kJ/kg}) \\ = 208.24 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{turb,salida}} = 2 (W_{\text{turb,salida},1})$$

$$= 2 (h_6 - h_7) = 2(1395.97 \text{ kJ/kg} - 1053.33 \text{ kJ/kg}) \\ = 685.28 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{turb,salida}} - W_{\text{comp,entrada}}$$

$$= 685.28 \text{ kJ/kg} - 208.24 \text{ kJ/kg} \\ = 477.04 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}}$$

$$= (h_6 - h_4) + (h_8 - h_7)$$

$$= (1395.97 - 404.31) + (1395.97 - 1053.33)$$

$$= 1334.3 \text{ kJ/kg}$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

5. Por lo tanto

$$r_{bw} = \frac{W_{comp, entrada}}{W_{turb, salida}} = \frac{208.24 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = 0.304 \rightarrow 30.4\%$$

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{477.04 \text{ kJ/kg}}{1334.30 \text{ kJ/kg}} = 0.358 \rightarrow 35.8\%$$

Comparando los resultados del ejemplo en el que hay compresión y expansión en una sola etapa, indica que la compresión en etapas múltiples con recalentamiento, mejoran las relación del trabajo de retroceso de 40.3 a 30.4%, pero contrario se ve disminuida la eficiencia térmica de 42.6 a 35.8%. Por ello el interenfriamiento y el recalentamiento no se recomiendan en centrales de turbinas de gas a menos que se acompañen de regeneración

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

6. Un regenerador reduce los requerimientos de entrada de calor al precalentar el aire que sale del compresor mediante el uso de los gases de escape calientes. En un regenerador ideal, el aire del compresor se calienta hasta la temperatura de salida de la turbina T_9 antes de entrar a la cámara de combustión. Así bajo las suposiciones de aire estandar, $h_5 = h_7 = h_g$

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} \\ &= (h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) \\ &= (1395.97 - 1053.33) + (1395.97 - 1053.33) \\ &= 685.28 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

7.

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{477.69 \text{ kJ/kg}}{685.28 \text{ kJ/kg}} = 0.696 \rightarrow 69.6\%$$

Ciclos termodinámicos ideales de aire – turbinas

Ejemplo. Una turbina de gas con recalentamiento e interenfriamiento

En comparación con el caso sin regeneración la eficiencia térmica casi se duplica como resultado de la regeneración. El efecto global que la compresión y la expansión en dos etapas como interenfriamiento, recalentamiento y regeneración tienen sobre la eficiencia térmica es un incremento superior al 63%.

Cuando el número de etapas de compresión y expansión aumenta, el ciclo se aproximará al ciclo Ericsson y la eficiencia térmica se aproximará a:

$$\eta_{\text{turbm, Ericsson}} = \eta_{\text{térmt, Carnot}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$
$$= 1 - \frac{360 \text{ K}}{1300 \text{ K}}$$
$$= 0.769$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

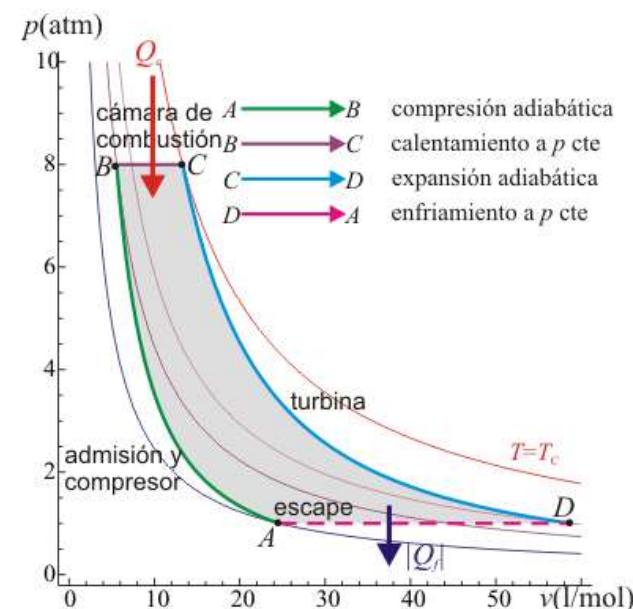
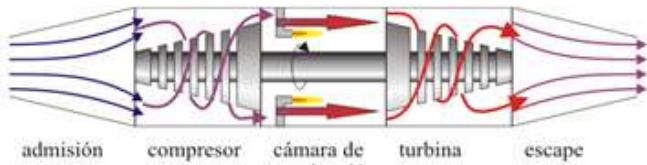
piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

El ciclo Brayton describe el comportamiento ideal de un motor de turbina de gas, como los utilizados en las aeronaves. Las etapas del proceso son las siguientes:



Admisión: El aire frío y a presión atmosférica entra por la boca de la turbina

Compresor: El aire es comprimido y dirigido hacia la cámara de combustión mediante un compresor (movido por la turbina). Puesto que esta fase es muy rápida, se modela mediante una compresión adiabática $A \rightarrow B$.

Cámara de combustión: En la cámara, el aire es calentado por la combustión del queroseno. Puesto que la cámara está abierta el aire puede expandirse, por lo que el calentamiento se modela como un proceso isobárico $B \rightarrow C$.

Turbina: El aire caliente pasa por la turbina, a la cual mueve. En este paso el aire se expande y se enfria rápidamente, lo que se describe mediante una expansión adiabática $C \rightarrow D$.

Escape: Por último, el aire enfriado (pero a una temperatura mayor que la inicial) sale al exterior. Técnicamente, este es un ciclo *abierto* ya que el aire que escapa no es el mismo que entra por la boca de la turbina, pero dado que sí entra en la misma cantidad y a la misma presión, se hace la aproximación de suponer una *recirculación*. En este modelo el aire de salida simplemente cede calor al ambiente y vuelve a entrar por la boca ya frío. En el diagrama PV esto corresponde a un enfriamiento a presión constante $D \rightarrow A$.

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

CLASE 19: Ciclos de potencia de vapor y combinados

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Se consideran ciclos de potencia de vapor en los que el fluido de trabajo se evapora y condensa alternadamente. Así mismo, se analiza la generación de potencia acoplada con un proceso de calentamiento llamada cogeneración.

La constante demanda de eficiencias térmicas más altas ha producido algunas modificaciones innovadoras en el ciclo básico de potencia de vapor. Entre éstos, se estudian ciclos con recalentamiento y regenerativo así como ciclos combinados de potencia de gas y vapor.

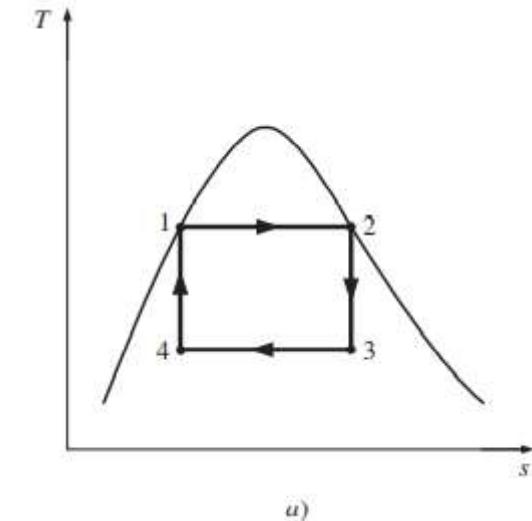
El vapor de agua es el fluido de trabajo usado más comúnmente en ciclos de potencia de vapor debido a sus muchas y atractivas características como bajo costo, disponibilidad y alta entalpía de vaporización.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

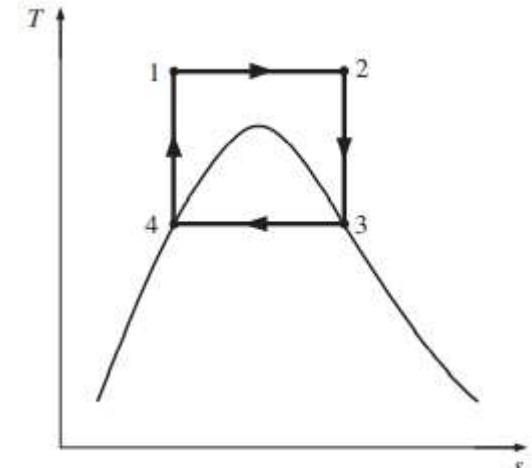
El ciclo de vapor Carnot

Como se ha mencionado, el ciclo de Carnot es el más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo, el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo de todo el análisis se ha considerado al vapor como el fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor.

Considere un ciclo de Carnot de flujo estacionario ejecutado dentro de la curva de saturación de una sustancia pura. El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2); se expande isotrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se comprime de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1). El ciclo de Carnot no puede lograrse en los dispositivos reales y no es un modelo realista para los ciclos de potencia de vapor.



a)



b)

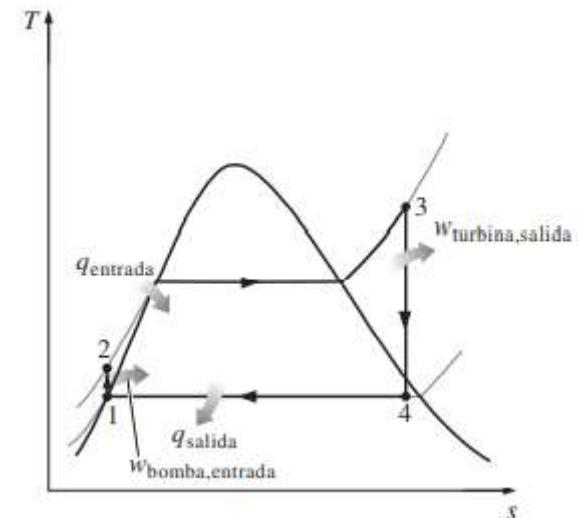
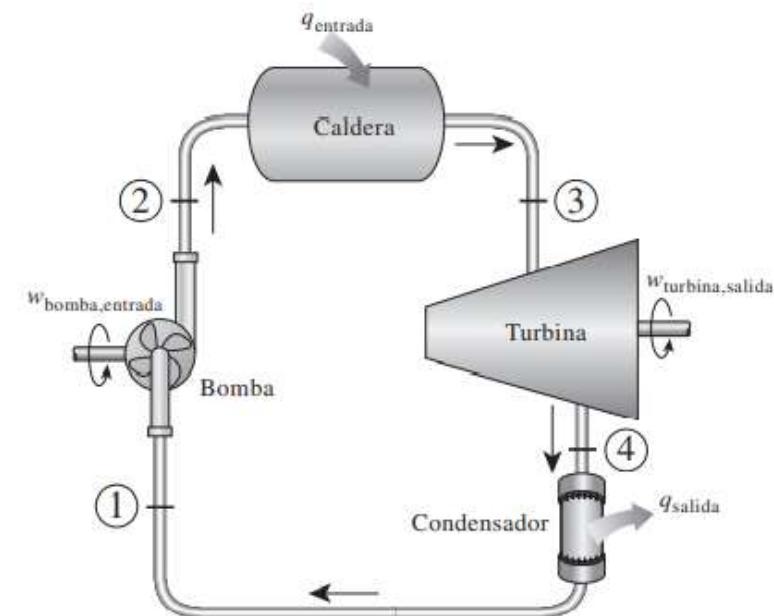
Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ciclo Rankine: el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobrecalentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en un diagrama T-s. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en una bomba
- 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera
- 3-4 Expansión isoentrópica en una turbina
- 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador

https://youtu.be/4aO1NEQXd_I Ciclo de Rankine Ideal 4:19



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Análisis de energía del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce:

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

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isoentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$\text{Bomba } (q = 0): \quad w_{\text{bomba,entrada}} = h_2 - h_1$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

o,

$$w_{\text{bomba,entrada}} = v(P_2 - P_1)$$

donde

$$h_1 = h_f \text{ a } P_1 \quad \text{y} \quad v \equiv v_1 = v_f \text{ a } P_1$$

Caldera ($w = 0$): $q_{\text{entrada}} = h_3 - h_2$

Turbina ($q = 0$): $w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4$

Condensador ($w = 0$): $q_{\text{salida}} = h_4 - h_1$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de:

$$\eta_{\text{térmica}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}}$$

donde

$$W_{\text{neto}} = q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}} = w_{\text{turbina,salida}} - w_{\text{bomba,entrada}}$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

La eficiencia de conversión de las centrales eléctricas estadounidenses se expresa a menudo en términos de la tasa térmica, que es la cantidad en Btu de calor suministrada para generar 1 kWh de electricidad. Cuanto menor es la tasa térmica, más grande será la eficiencia. Si se considera que 1 kWh = 3 412 Btu, y sin tomar en cuenta las pérdidas asociadas con la conversión de potencia en el eje a potencia eléctrica, la relación entre la tasa térmica y la eficiencia térmica puede expresarse como:

$$\eta_{\text{térmica}} = \frac{3412 \text{ (Btu/kWh)}}{\text{Tasa térmica (Btu/kWh)}}$$

Por ejemplo, una tasa térmica de 11 363 Btu/kWh es equivalente a una eficiencia térmica de 30 por ciento. La eficiencia térmica también puede interpretarse como la relación entre el área encerrada por el ciclo en un diagrama T-s y el área bajo el proceso de adición de calor.

<https://youtu.be/CSXUjur1huM> El Ciclo Rankine - Clase 20 Termodinámica / Plantas Térmicas 14:32

Ciclos de potencia de vapor y combinados

¿CÓMO INCREMENTAR LA EFICIENCIA DEL CICLO RANKINE?

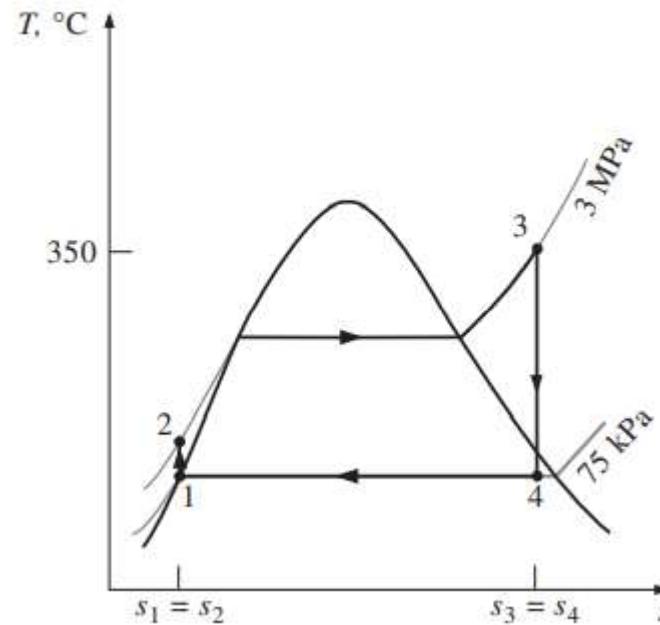
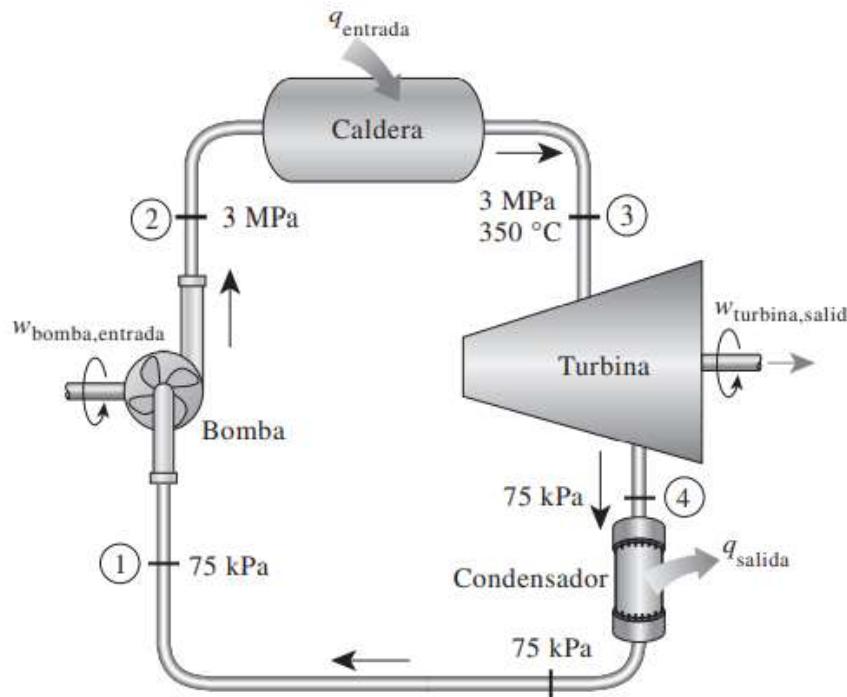
Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que operan las centrales eléctricas de vapor.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal simple. El vapor de agua entra a la turbina a 3 MPa y 350 °C y es condensado en el condensador a una presión de 75 kPa. Determine la eficiencia térmica de este ciclo.



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

- Existen condiciones estacionarias de operación
- Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
- No hay caídas de presión en la caldera, ni en el condensador y el vapor sale de éste para entrar a la bomba como líquido saturado a la presión del condensador.

1. Primero se determinan las entalpias en varios puntos del ciclo, utilizando los datos de las tablas de vapor (Agua saturada A-4, A-5; vapor sobreacalentado A-6)

Estado 1: $P_1 = 15 \text{ kPa}$ → $\left\{ \begin{array}{l} h_1 = h_f @ 15 \text{ kPa} = 384.44 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 15 \text{ kPa} = 0.001037 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array} \right.$

Estado 2: $P_2 = 3 \text{ MPa}$
 $s_2 = s_1$

$$\begin{aligned} w_{\text{bomba, entrada}} &= v_1 (P_2 - P_1) \\ &= (0.001037 \text{ m}^3/\text{kg}) (3000 - 15) \text{ kPa} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right) \\ &= 3.03 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_2 &= h_1 + w_{\text{bomba, entrada}} \\ &= 384.44 \text{ kJ/kg} + 3.03 \text{ kJ/kg} \\ &= 387.47 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Estado 3: $\left. \begin{array}{l} P_3 = 3 \text{ MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \quad \left. \begin{array}{l} h_3 = 3116.1 \text{ kJ/kg} \\ s_3 = 6.7450 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array} \right\}$

Estado 4: $P_4 = 75 \text{ kPa}$ (mezcla saturada)
 $s_4 = s_3$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.7450 - 1.2132}{6.2426} = 0.8861$$

$$\begin{aligned} h_4 &= h_f + x_4 h_{fg} = 384.44 + (0.8861)(2278.0) \\ &= 2402.97 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

2. Balance de energía

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= h_3 - h_2 = (3116.1 - 387.47) \text{ kJ/kg} \\ &= 2728.6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{salida}} &= h_4 - h_1 = (2403 - 389.44) \text{ kJ/kg} \\ &= 2013.56 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{ter}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 0.26 \rightarrow 26\%$$

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal simple

La eficiencia térmica también puede determinarse a partir de:

$$W_{\text{turbina, salida}} = h_3 - h_4 = (3116.1 - 2402.97) \text{ kJ/kg}$$
$$= 713.13 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{\text{neto}} = W_{\text{turbina, salida}} - W_{\text{Bomba, entrada}}$$
$$= (713.13 - 3.03) \text{ kJ/kg}$$
$$= 710.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{\text{ter}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = \frac{710.1 \text{ kJ/kg}}{2728.6 \text{ kJ/kg}} = 0.26 \rightarrow 26\%$$

Esta central eléctrica convierte entrabajo neto 26% del calor que suministra la caldera.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

El aumento en la presión de la caldera incrementa la eficiencia térmica del ciclo Rankine, pero que también incrementa el contenido de humedad del vapor a niveles inaceptables. Entonces, es natural formular la siguiente pregunta:

¿Cómo podemos aprovechar las mayores eficiencias a presiones más altas de la caldera sin tener que enfrentar el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina?

Se puede pensar en dos posibilidades:

1. Sobrecalentar el vapor a temperaturas muy altas antes de que entre a la turbina. Ésta sería la solución deseable porque la temperatura promedio a la que se añade calor también se incrementaría, lo cual aumentaría la eficiencia del ciclo. Sin embargo, no es una solución viable ya que requiere elevar la temperatura del vapor hasta niveles metalúrgicamente inseguros.
2. Expandir el vapor en la turbina en dos etapas y recalentarlo entre ellas. En otras palabras, modificar el ciclo Rankine ideal simple con un proceso de recalentamiento. El recalentamiento es una solución práctica al problema de y es comúnmente utilizada en modernas centrales eléctricas de vapor

Ciclos de potencia de vapor y combinados

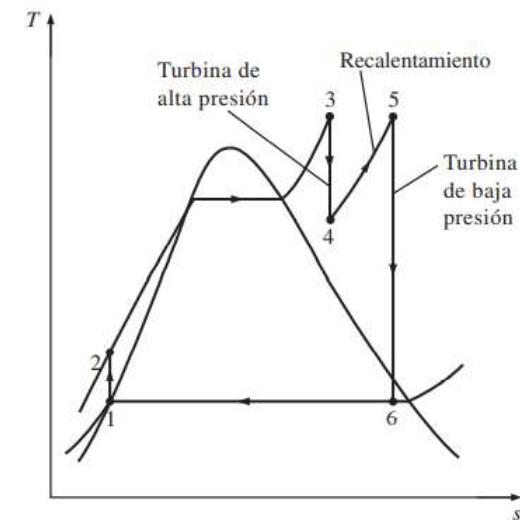
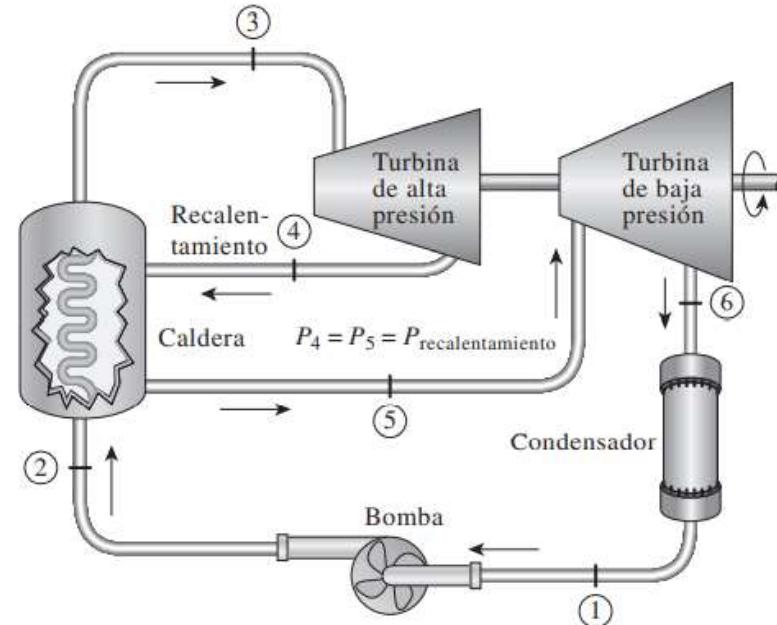
EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

El ciclo Rankine ideal con recalentamiento difiere del ciclo Rankine ideal simple en que el proceso de expansión sucede en dos etapas. En la primera (la turbina de alta presión), el vapor se expande isoentrópicamente hasta una presión intermedia y regresa a la caldera donde se recalienta a presión constante, por lo general hasta la temperatura de entrada de la turbina de la primera etapa. Después, el vapor se expande isoentrópicamente en la segunda etapa (turbina de baja presión) hasta la presión del condensador.

De modo que la entrada de calor total y la salida total de trabajo de la turbina en un ciclo de recalentamiento vienen a ser:

$$q_{\text{entrada}} = q_{\text{primario}} + q_{\text{recalentamiento}} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = w_{\text{turbina,I}} + w_{\text{turbina,II}} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6)$$



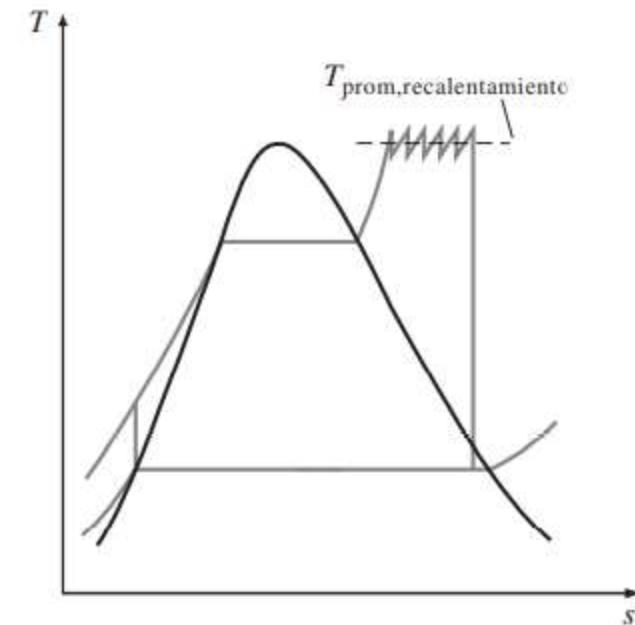
Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

La incorporación de un recalentamiento simple en una central eléctrica moderna mejora la eficiencia del ciclo en 4 o 5 por ciento, ya que se incrementa la temperatura promedio a la cual el calor se transfiere al vapor.

La temperatura promedio durante el proceso de recalentamiento puede incrementarse aumentando el número de etapas de expansión y recalentamiento. Cuando se hace esto, los procesos de expansión y recalentamiento se acercan a un proceso isotérmico a la temperatura máxima.

Sin embargo, el uso de más de dos etapas de recalentamiento no es práctico. El mejoramiento teórico en la eficiencia debido al segundo recalentamiento es cercano a la mitad del mejoramiento debido a un solo recalentamiento.



La temperatura promedio a la que se transfiere el calor durante el recalentamiento aumenta cuando se incrementa el número de etapas de recalentamiento.

Ciclos de potencia de vapor y combinados

EL CICLO RANKINE IDEAL CON RECALENTAMIENTO

Si la presión de entrada de la turbina no es lo suficientemente alta, el doble recalentamiento resulta en un escape sobrecalegado. Esto es indeseable porque causaría que la temperatura promedio para el rechazo de calor aumente y de esta manera la eficiencia del ciclo disminuya. Por lo tanto, el doble recalentamiento se utiliza solamente en centrales eléctricas de presión super crítica ($P > 22.06 \text{ MPa}$). Una tercera etapa de recalentamiento incrementa la eficiencia del ciclo en casi la mitad de la mejora alcanzada por el segundo recalentamiento. Esta ganancia es tan pequeña que no justifica el costo y la complejidad adicionales.

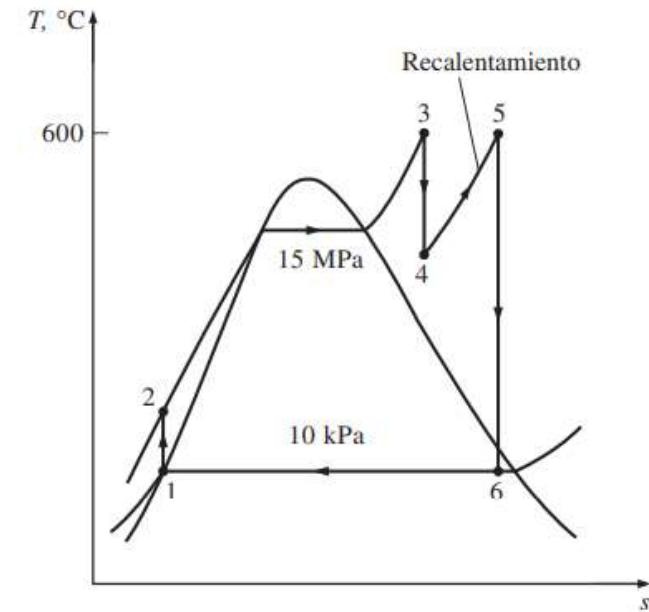
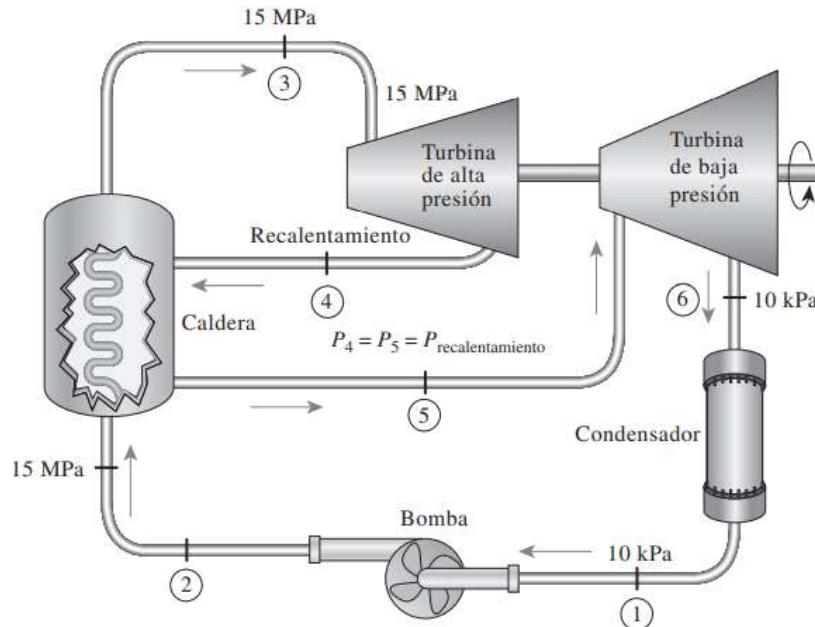
Las temperaturas de recalentamiento son muy cercanas o iguales a la temperatura de entrada a la turbina. La presión de recalentamiento óptima se acerca a un cuarto de la presión máxima del ciclo. Por ejemplo, la presión óptima de recalentamiento para un ciclo con una presión de caldera de 12 MPa es aproximadamente de 3 MPa. Recuerde que el único propósito del ciclo de recalentamiento es reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales del proceso de expansión. Si se contara con materiales que soportaran temperaturas suficientemente altas, no habría necesidad del ciclo de recalentamiento.

<https://youtu.be/GO3KQDjlN6k> (hasta 14:57)

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

Considere una central eléctrica de vapor que opera en el ciclo Rankine ideal con recalentamiento. El vapor entra a la turbina de alta presión a 15 MPa y 600 °C y se condensa a una presión de 10 kPa. Si el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina de baja presión no excede 10.4 por ciento, determine a) la presión a la que el vapor se debe recalentar y b) la eficiencia térmica del ciclo. Su ponga que el vapor se recalienta hasta la temperatura de entrada de la turbina de alta presión.



Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

- La presión de recalentamiento se determina a partir del requerimiento de que las entropías en los estados 5 y 6 sean las mismas:

$$\text{Estado } 6: P_6 = 10 \text{ kPa}$$

$x_6 = 0.896$ (vapor húmedo)

$$\begin{aligned} S_6 &= S_f + x_6 S_{fg} \\ &= 0.6492 + 0.896(7.4996) \\ &= 7.37 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_6 &= h_f + x_6 h_{fg} \\ &= 191.81 + 0.896(2392.1) \\ &= 2335.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Estado } 5: T_5 &= 600^\circ\text{C} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} P_5 = 4 \text{ MPa} \\ S_5 = S_6 \end{array} \right. \\ &\quad \left\{ \begin{array}{l} h_5 = 3674.9 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \end{aligned}$$

El vapor debe recalentarse a una presión de 4 MPa o menor para evitar un contenido de humedad superior a 10.4%.

TABLA A-5

Agua saturada.

Pres., P kPa	Temp. sat., T _{sat} °C	Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K	
		Liq. sat., <i>h_f</i>	Evap., <i>h_g</i>	Vapor sat., <i>h_g</i>	Liq. sat., <i>S_f</i>	Evap., <i>S_{fg}</i>
1.0	6.97	29.303	2484.4	2513.7	0.1059	8.8690
1.5	13.02	54.688	2470.1	2524.7	0.1956	8.6314
2.0	17.50	73.433	2459.5	2532.9	0.2606	8.4621
2.5	21.08	88.424	2451.0	2539.4	0.3118	8.3302
3.0	24.08	100.98	2443.9	2544.8	0.3543	8.2222
4.0	28.96	121.39	2432.3	2553.7	0.4224	8.0510
5.0	32.87	137.75	2423.0	2560.7	0.4762	7.9176
7.5	40.29	168.75	2405.3	2574.0	0.5763	7.6738
10	45.81	191.81	2392.1	2583.9	0.6492	7.4996
15	53.97	225.94	2372.3	2598.3	0.7549	7.2522

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalegado (continuación)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
<i>P = 4.0 MPa (250.35°C)</i>				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706
700	0.11098	3462.4	3906.3	7.6214

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

2. Para determinar la eficiencia térmica, es necesario saber las entalpias en todos los demás estados:

Estado 1: $P_1 = 10 \text{ kPa}$ líquido saturado $\rightarrow \begin{cases} h_1 = h_f @ 10 \text{ kPa} = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ v_1 = v_f @ 10 \text{ kPa} = 0.00101 \text{ m}^3/\text{kg} \end{cases}$

Estado 2: $P_2 = 15 \text{ MPa}$

$s_2 = s_1$

$$w_{\text{bomba, entrada}} = v_1 (P_2 - P_1) = (0.00101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}})(15000 - 10) \text{ kPa} \left(\frac{1 \text{ kJ}}{1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3} \right)$$

$$\approx 15.19 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = h_1 + w_{\text{bomba, entrada}} = (191.81 + 15.19) \text{ kJ/kg}$$

$$= 206.95 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3: $P_3 = 15 \text{ MPa}$ $T_3 = 600^\circ\text{C}$ $\rightarrow \begin{cases} h_3 = 3583.1 \text{ kJ/kg} \\ \delta_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg K} \end{cases}$

TABLA A-5

Agua saturada. Tabla de presiones

Pres., P kPa	Temp., $T_{\text{sat}}, ^\circ\text{C}$	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg		Entalpía, kJ/kg	
		Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., u_f	Vapor sat., u_g	Liq. sat., h_f	Vapor sat., h_g
1.0	6.97	0.001000	129.19	29.302	2355.2	2384.5	29.303
1.5	13.02	0.001001	87.964	54.686	2338.1	2392.8	54.688
2.0	17.50	0.001001	66.990	73.431	2325.5	2398.9	73.433
2.5	21.08	0.001002	54.242	88.422	2315.4	2403.8	88.424
3.0	24.08	0.001003	45.654	100.98	2306.9	2407.9	100.98
4.0	28.96	0.001004	34.791	121.39	2293.1	2414.5	121.39
5.0	32.87	0.001005	28.185	137.75	2282.1	2419.8	137.75
7.5	40.29	0.001008	19.233	168.74	2261.1	2429.8	168.75
10	45.81	0.001010	14.670	191.79	2245.4	2437.2	191.81
15	53.97	0.001014	10.020	225.93	2222.1	2448.0	225.94

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalentado (conclusión)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
■ = 15.0 MPa (342.16°C)				
Sat.	0.010341	2455.7	2610.8	5.3108
350	0.011481	2520.9	2693.1	5.4438
400	0.015671	2740.6	2975.7	5.8819
450	0.018477	2880.8	3157.9	6.1434
500	0.020828	2998.4	3310.8	6.3480
550	0.022945	3106.2	3450.4	6.5230
600	0.024921	3209.3	3583.1	6.6796
650	0.026804	3310.1	3712.1	6.8233

Ciclos de potencia de vapor y combinados

Ejemplo. El ciclo Rankine ideal con recalentamiento

$$\begin{aligned} \text{Estado 4: } P_4 &= 1 \text{ MPa} \\ s_4 &= s_3 \\ &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_4 = 3155.0 \text{ kJ/kg} \\ T_4 = 375.5^\circ\text{C} \\ s_3 = 6.6796 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array} \right. \end{aligned}$$

TABLA A-6

Vapor de agua sobrecalegado (continuación)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
P = 4.0 MPa (250.35°C)				
Sat.	0.04978	2601.7	2800.8	6.0696
275	0.05461	2668.9	2887.3	6.2312
300	0.05887	2726.2	2961.7	6.3639
350	0.06647	2827.4	3093.3	6.5843
400	0.07343	2920.8	3214.5	6.7714
450	0.08004	3011.0	3331.2	6.9386
500	0.08644	3100.3	3446.0	7.0922
600	0.09886	3279.4	3674.9	7.3706

3. Balances de energía

$$\begin{aligned} q_{\text{entrada}} &= (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \\ &= (3583.1 - 206.95) \text{ kJ/kg} + (3674.9 - 3155.0) \text{ kJ/kg} \\ &= 3896.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{salida}} &= h_6 - h_1 \\ &= (2335.1 - 191.81) \text{ kJ/kg} \\ &= 2143.3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{térmica}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{2143.3 \text{ kJ/kg}}{3896.1 \text{ kJ/kg}} = 0.45 \rightarrow 45\%$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza

PROCESOS DE TERMODINÁMICA (IM8601)

**CLASE 20: Sistemas ideales de
refrigeración**

CICLO ESCOLAR: 22-2

DOCENTE: M. en I. José Ulises Cedillo Rangel

Sistemas ideales de refrigeración

REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior.

Los dispositivos que producen refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración.

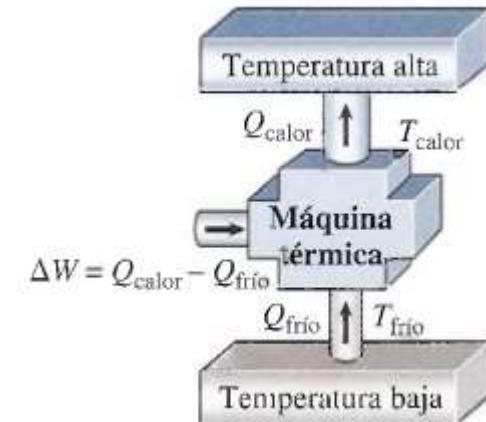
El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y se condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor. Otro ciclo de refrigeración estudiado es el ciclo de refrigeración de gas en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en la fase gaseosa. Otros ciclos de refrigeración son la refrigeración en cascada, la cual utiliza más de un ciclo de refrigeración; refrigeración por absorción, donde el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido; y como tema de interés especial, la refrigeración termoeléctrica, donde la refrigeración es producida mediante el paso de corriente eléctrica a través de dos materiales distintos.

Sistemas ideales de refrigeración

REFRIGERACIÓN

Se puede pensar que un refrigerador es una máquina térmica que opera en sentido inverso. Un esquema de un refrigerador lo podemos ver en la figura. Durante cada ciclo, un compresor o un dispositivo similar proporciona trabajo mecánico W al sistema, extrayendo una cantidad de calor Q_{frio} de un depósito frío y cediendo una cantidad de calor Q_{calor} a un depósito caliente. De acuerdo con la primera ley, el trabajo de entrada está dador por:

$$W = Q_{calor} - Q_{frio}$$



La eficiencia de cualquier refrigerador se determina por la cantidad de calor Q_{frio} extraída con el mínimo gasto de trabajo mecánico W . De este modo, la razón Q_{frio}/W es una medida de las eficiencias de enfriamiento del refrigerador y se le llama coeficiente de rendimiento K

$$K = \frac{Q_{frio}}{W} = \frac{Q_{frio}}{Q_{calor} - Q_{frio}}$$

La máxima eficiencia puede expresarse en términos de temperaturas absolutas:

$$K = \frac{T_{frio}}{T_{calor} - T_{frio}}$$

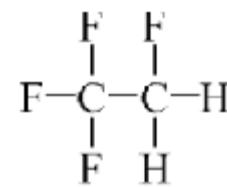
REFRIGERACIÓN

La sustancia de trabajo, llamada refrigerante, es un fluido que se licua fácilmente por medio de un incremento en la presión o una caída de temperatura. El cambio de presión afecta drásticamente las temperaturas de condensación y vaporización de todos los refrigerantes. En la fase líquida puede evaporarse rápidamente al hacérsele pasar por proceso de estrangulamiento. En los refrigerantes comunes tenemos al amoniaco, freón 12, cloruro de metilo y dióxido de azufre.

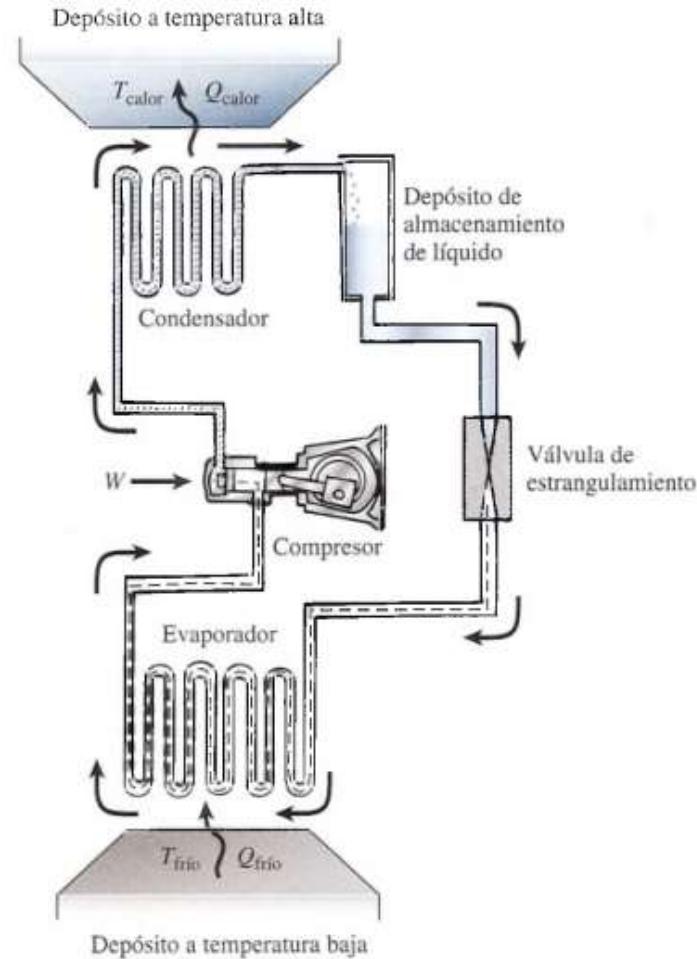
Un sistema usual de refrigeración consta de un compresor, un condensador, un depósito de almacenamiento del líquido, una válvula de estrangulamiento y un evaporador.

<https://youtu.be/cdUge74ZIOU>

Cómo funciona el ciclo de refrigeración 4:47



R134a, químicamente 1,1,1,2-tetrafluoroetano ($\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$) es un gas no inflamable utilizado principalmente como refrigerante de "alta temperatura" para refrigeración doméstica y aires acondicionados de automóviles.



Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. Refrigeración

Un refrigerador ideal funciona entre los 500 y los 400 K. En cada ciclo extrae 800J de un depósito frío. ¿Cuánto trabajo se lleva a cabo en cada ciclo y cuánto calor se libera al medio?

1. Cálculo del coeficiente de rendimiento K a partir de la temperatura proporcionada.

$$K = \frac{T_{frío}}{T_{calor} - T_{frío}} = \frac{400\text{ K}}{500\text{ K} - 400\text{ K}} \quad K = 4.00$$

2. Se calcula el trabajo :

$$K = \frac{Q_{frío}}{W_{ent}} \quad W_{ent} = \frac{Q_{frío}}{K}$$
$$= \frac{800\text{ J}}{4} = 200\text{ J}$$

3. También se puede determinar Q_{cal}

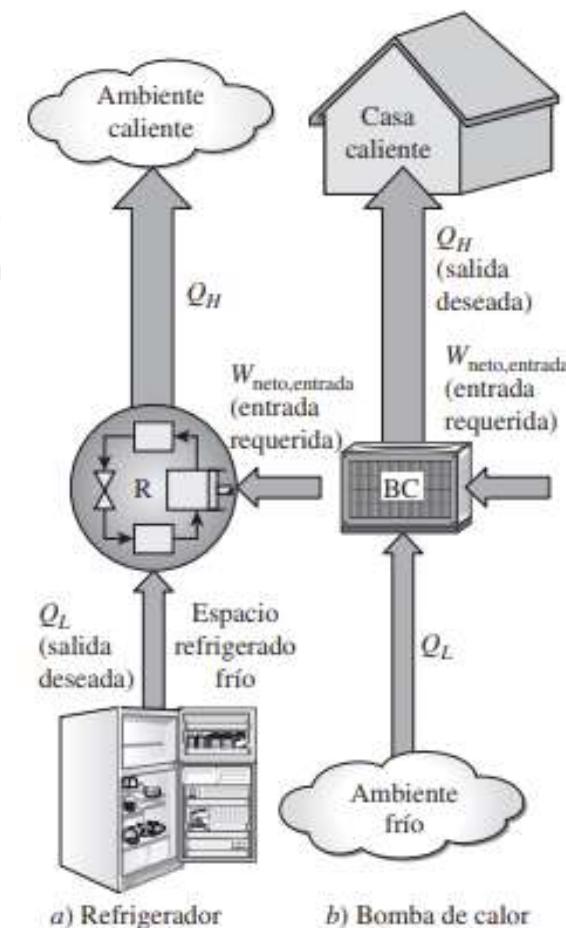
$$W_{ent} = Q_{calor} - Q_{frío}$$

$$Q_{calor} = W_{ent} + Q_{frío}$$
$$= 200\text{ J} + 800\text{ J} = 1000\text{ J}$$

Sistemas ideales de refrigeración

REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes. Un refrigerador se muestra esquemáticamente en la figura. En este caso, Q_L es la magnitud del calor extraído del espacio refrigerado a la temperatura T_L ; Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el espacio caliente a temperatura T_H , y $W_{\text{neto},\text{entrada}}$ es la entrada neta de trabajo al refrigerador. Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la bomba de calor. Los refrigeradores y las bombas de calor son esencialmente lo mismo; únicamente difieren en sus objetivos. El objetivo de un refrigerador es mantener el espacio refrigerado a una temperatura baja al extraer el calor de él. La descarga de este calor a un medio de temperatura alta es una parte necesaria de la operación, no es el propósito. No obstante, el objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a alta temperatura. Esto se logra al absorber calor de una fuente de baja temperatura, como el agua de un pozo o el aire exterior frío en el invierno, y al suministrar este calor a un medio más caliente, como una casa.



El objetivo de un refrigerador es extraer calor (Q_L) del medio frío; el objetivo de una bomba de calor (Q_H) es suministrar calor a un medio caliente.

Sistemas ideales de refrigeración

REFRIGERADORES Y BOMBAS DE CALOR

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés (*coefficient of performance*), definido como

$$\text{COP}_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto,entrada}}}$$
$$\text{COP}_{BC} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\text{Efecto de calentamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto,entrada}}}$$

Estas relaciones también pueden expresarse en la forma de tasa sustituyendo las cantidades Q_L , Q_H y $W_{\text{neto,entrada}}$ por Q_L , Q_H , y $W_{\text{neto,entrada}}$, respectivamente. Observe que tanto COP_R como COP_{BC} pueden ser mayores que 1.

La capacidad de enfriamiento (la carga de refrigeración) de un sistema de refrigeración —es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado— a menudo se expresa en términos de toneladas de refrigeración. La capacidad de un sistema de refrigeración que puede congelar 1 tonelada (2 000 lbm) de agua líquida a 0 °C (32 °F) en hielo a 0 °C en 24 horas será 1 tonelada. Una tonelada de refrigeración es equivalente a 211 kJ/min o 200 Btu/min. La carga de refrigeración de una residencia típica de 200 m² está en el intervalo de 3 toneladas (10 kW).

<https://youtu.be/yRKNXI5cxA> Bomba de calor 4:06

<https://youtu.be/uHehqh6eGF8> ¿Cómo funciona una bomba de calor? 4:50

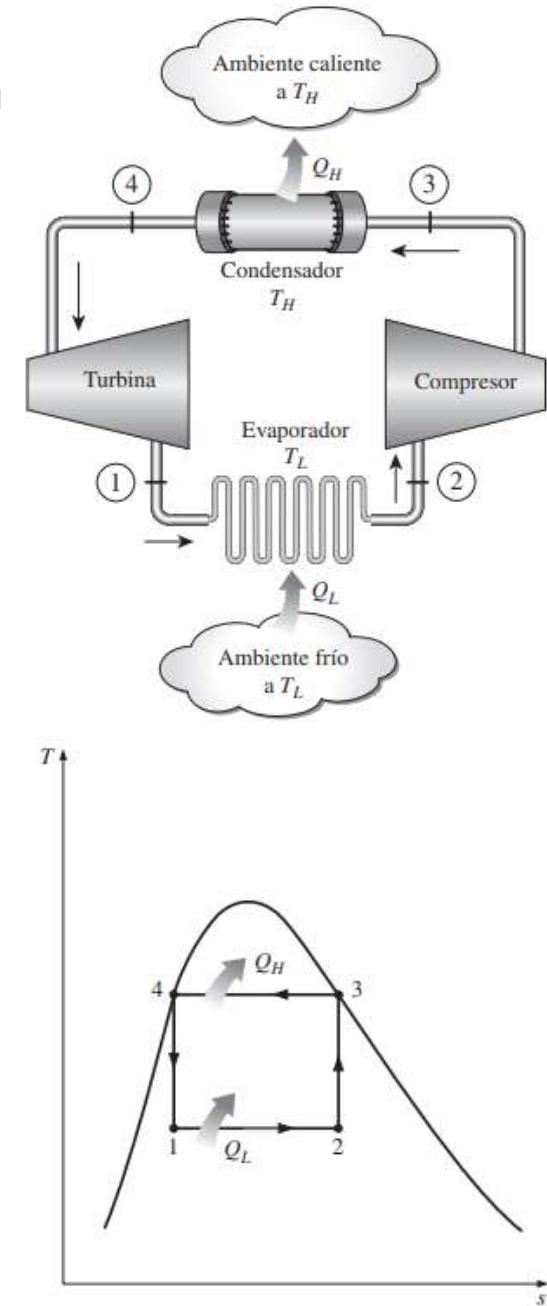
Sistemas ideales de refrigeración

CICLO INVERTIDO DE CARNOT

El ciclo de Carnot es un ciclo totalmente reversible que se compone de dos procesos isotérmicos reversibles y de dos procesos isoentrópicos. Tiene la máxima eficiencia térmica para determinados límites de temperatura y sirve como un estándar contra el cual los ciclos de potencia reales se comparan.

Puesto que es un ciclo reversible, los cuatro procesos que comprende el ciclo de Carnot pueden invertirse. Al hacerlo también se invertirán las direcciones de cualquier interacción de calor y de trabajo. El resultado es un ciclo que opera en dirección contraria a las manecillas del reloj en el diagrama T-s, que se llama el ciclo invertido de Carnot. Un refrigerador o bomba de calor que opera en el ciclo invertido de Carnot es definido como un refrigerador de Carnot o una bomba de calor de Carnot.

Considere un ciclo invertido de Carnot ejecutado dentro de la campana de saturación de un refrigerante, según lo muestra la figura. El refrigerante absorbe calor isotérmicamente de una fuente de baja temperatura a T_L en la cantidad de Q_L (proceso 1-2), se comprime isoentrópicamente hasta el estado 3 (la temperatura se eleva hasta T_H), rechaza calor isotérmicamente en un sumidero de alta temperatura a T_H en la cantidad de Q_H (proceso 3-4) y se expande isoentrópicamente hasta el estado 1 (la temperatura desciende hasta T_L). El refrigerante cambia de un estado de vapor saturado a un estado de líquido saturado en el condensador durante el proceso 3-4.



Sistemas ideales de refrigeración

CICLO INVERTIDO DE CARNOT

Los coeficientes de desempeño de los refrigeradores y de las bombas de calor de Carnot se expresan en términos de la temperatura como:

$$\text{COP}_{R,\text{Carnot}} = \frac{1}{T_H/T_L - 1}$$

$$\text{COP}_{BC,\text{Carnot}} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Observe que ambos COP aumentan cuando la diferencia entre ambas temperaturas decrece, esto es, cuando T_L se eleva o T_H baje. El ciclo invertido de Carnot es el ciclo de refrigeración más eficiente que opera entre dos niveles específicos de temperatura. Por lo tanto, es natural considerarlo en primer lugar como un ciclo ideal esperado para los refrigeradores y las bombas de calor. Si pudiéramos, ciertamente podríamos adaptarlo como el ciclo ideal. No obstante, el ciclo invertido de Carnot es un modelo inadecuado para los ciclos de refrigeración.

Los dos procesos isotérmicos de transferencia de calor no son difíciles de alcanzar en la práctica dado que al mantener una presión constante automáticamente se fija la temperatura de una mezcla de dos fases en el valor de saturación. Por consiguiente, los procesos 1-2 y 3-4 pueden ser aproximados en los evaporadores y condensadores reales. Sin embargo, los procesos 2-3 y 4-1 no pueden aproximarse lo suficiente en la práctica. Esto se debe a que el proceso 2-3 incluye la compresión de un vapor húmedo que requiere un compresor que maneje dos fases, y el proceso 4-1 implica la expansión de un refrigerante con alto contenido de humedad en una turbina.

Sistemas ideales de refrigeración

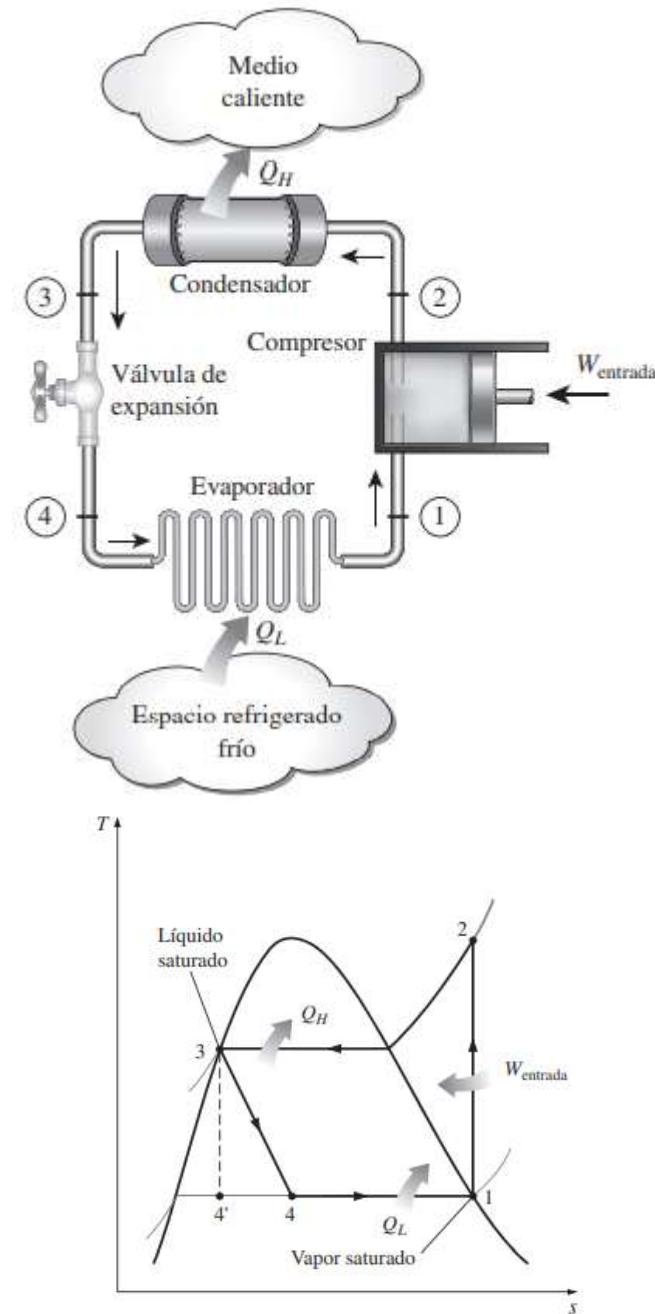
CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo invertido de Carnot pueden ser eliminados al evaporar el refrigerante por completo antes de que se comprima, y al sustituir la turbina con un dispositivo de estrangulamiento, tal como una válvula de expansión o un tubo capilar. El ciclo que resulta se denomina ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y se muestra de manera esquemática y en un diagrama T-s en la figura.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el que más se utiliza en refrigeradores, sistemas de acondicionamiento de aire y bombas de calor. Se compone de cuatro procesos:

- 1-2 Compresión isoentrópica en un compresor
- 2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime



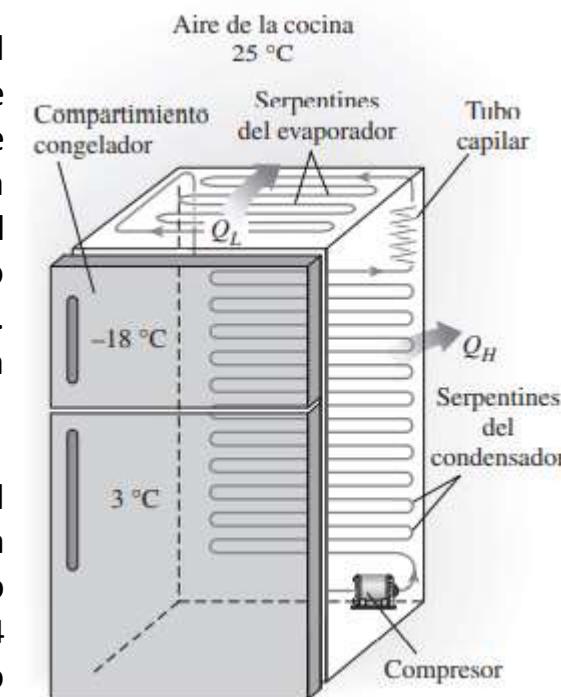
Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

En un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante entra al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime isoentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante aumenta durante el proceso de compresión isoentrópica, hasta un valor bastante superior al de la temperatura del medio circundante. Después el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalegado en el estado 2 y sale como líquido saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. La temperatura del refrigerante en este estado se mantendrá por encima de la temperatura de los alrededores.

El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula hasta la presión del evaporador al pasarlo por una válvula de expansión o por un tubo capilar. La temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado durante este proceso. El refrigerante entra al evaporador en el estado 4 como un vapor húmedo de baja calidad, y se evapora por completo absorbiendo calor del espacio refrigerado. El refrigerante sale del evaporador como vapor saturado y vuelve a entrar al compresor, completando el ciclo.

En un refrigerador doméstico los tubos en el compartimiento del congelador, donde el calor es absorbido por el refrigerante, sirven como el evaporador. Los serpentines detrás del refrigerador, donde el calor se disipa en el aire de la cocina, sirven como el condensador.

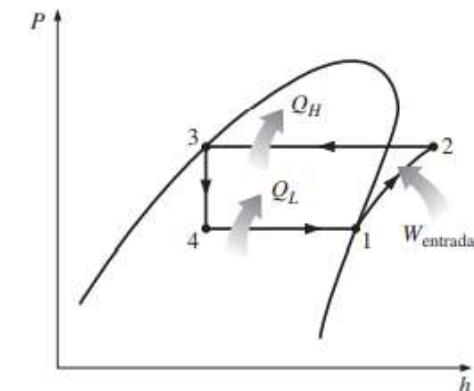


Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Recuerde que el área bajo la curva del proceso en un diagrama T-s representa la transferencia de calor en caso de procesos internamente reversibles. El área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, y el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor rechazado en el condensador. Una regla empírica es que el COP mejora entre 2 y 4 por ciento por cada °C que eleva la temperatura de evaporación o que disminuye la temperatura de condensación.

Otro diagrama utilizado con frecuencia en el análisis de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor es el diagrama P-h, como se muestra en la figura. En este diagrama, tres de los cuatro procesos aparecen como líneas rectas, y la transferencia de calor —en el condensador y el evaporador— es proporcional a la longitud de la curva del proceso correspondiente. Observe que a diferencia de los ciclos ideales analizados antes, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es un ciclo internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento). Este proceso se mantiene en el ciclo para hacerlo un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento fuera sustituido por una turbina isoentrópica, el refrigerante entraría en el evaporador en el estado 4' y no en el estado 4. En consecuencia, la capacidad de refrigeración se incrementaría (por el área bajo la curva del proceso 4'-4) y la entrada neta de trabajo disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, el reemplazo de la válvula de expansión por una turbina no es práctico, ya que los beneficios adicionales no justifican el costo y la complejidad que se generan.



El diagrama P-h de un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estacionario. Los cambios en la energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa se reduce a:

$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) + (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}}$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como:

$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto},\text{entrada}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP}_{BC} = \frac{q_H}{w_{\text{neto},\text{entrada}}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

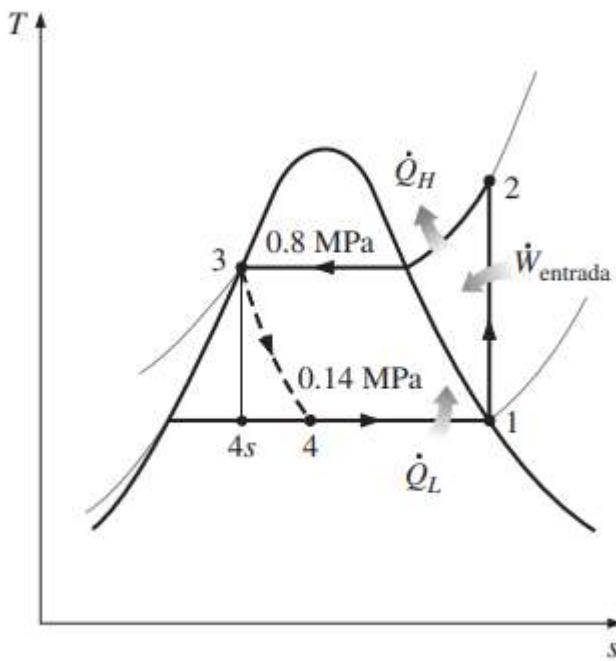
Donde $h_1 = h_g @ p_1$ y $h_3 = h_f @ p_3$ para el caso ideal.

<https://youtu.be/H8brWEYSRuA> Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor 5:14

Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

En un refrigerador se utiliza refrigerante 134a como fluido de trabajo, y opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre 0.14 y 0.8 MPa. Si el flujo máscio del refrigerante es de 0.05 kg/s, determine a) la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado y la entrada de potencia al compresor, b) la tasa de rechazo de calor al ambiente y c) el COP del refrigerador.



- Refrigerador que opera en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor entre dos límites de presión.
 - Existen condiciones estacionarias de operación.
 - Los cambios en las energías cinética y potencial son despreciables.
1. El ciclo de refrigeración representado en el diagrama indica que éste es un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, y por ello el compresor es isoentrópico mientras que el refrigerante sale al compresor como un líquido saturado y entra al compresor como vapor saturado.

Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

2. A partir de las tablas del refrigerante 134a (Tabla A-12), las entalpías del refrigerante en los cuatro estados se determinan como sigue:

$$P_1 = 0.14 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} h_1 = h_g @ 140 \text{ kPa} = 239.16 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = s_g @ 140 \text{ kPa} = 0.99956 \text{ kJ/kg·K} \end{cases}$$

$$P_2 = 0.8 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} \text{Ingresar a la tabla de refrigerante como sobrecalentado considerando} \\ s_2 = s_1 \text{ por lo tanto interpolando} \\ s \\ h \\ x_1: 0.9183 & 267.29 : y_1 \\ x_2: 0.9480 & 276.45 : y_2 \\ x: 0.99956 & ? : y \\ h_2 = 275.39 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

$$P_3 = 0.8 \text{ MPa} \rightarrow \begin{cases} h_3 = h_f @ 800 \text{ kPa} = 95.47 \text{ kJ/kg} \\ h_g \approx h_3 \rightarrow h_4 = 95.47 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

(extrangulamiento)

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado.

Pres., P kPa	Temp. sat., $T_{\text{sat}}^{\circ}\text{C}$	Volumen específico, v_f m ³	Entalpía, kJ/kg		Entropía, kJ/kg · K	
			Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Evap., h_f	Vapor sat., h_g
60	-36.95	0.0007098			223.95	227.79
70	-33.87	0.0007144			222.00	229.73
80	-31.13	0.0007185			220.25	231.46
90	-28.65	0.0007223			218.65	233.02
100	-26.37	0.0007259			217.16	234.44
120	-22.32	0.0007324			214.48	236.97
140	-18.77	0.0007383			212.08	239.16
160	-15.60	0.0007437			209.90	241.11

TABLA A-13

Refrigerante 134a sobrecaleñtado

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
0.80 MPa ($T_{\text{sat}} = 31.31^{\circ}\text{C}$)				
Sat.	0.025621	246.79	267.29	0.9183
40	0.027035	254.82	276.45	0.9480
50	0.028547	263.86	286.69	0.9802

TABLA A-12

Refrigerante 134a saturado.

Pres., P kPa	Temp. sat., $T_{\text{sat}}^{\circ}\text{C}$	Volumen específico, v_f m ³ /kg	Entalpía, kJ/kg		
			Liq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Liq. sat., h_f
700	26.69	0.0008331	0.029361		88.82
750	29.06	0.0008395	0.027371		92.22
800	31.31	0.0008458	0.025621	95.47	171.82
850	33.45	0.0008520	0.024069		98.60

Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

3. La tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado
 y la entrada de potencia al compresor se determina:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}(h_1 - h_4) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(239.16 - 95.47) \text{ kJ/kg}] \\ &= 7.18 \text{ kW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{\text{entrada}} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 239.16) \text{ kJ/kg}] \\ &= 1.81 \text{ kW}\end{aligned}$$

4. La tasa de rechazo de calor del refrigerante al ambiente es:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= \dot{m}(h_2 - h_3) \\ &= (0.05 \text{ kg/s})[(275.39 - 95.47) \text{ kJ/kg}] \\ &= 9 \text{ kW}\end{aligned}$$

O bien se puede determinar:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{\text{entrada}} = 7.18 + 1.81 = 8.99 \text{ kW}$$

Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

5. El coeficiente de desempeño del refrigerador es:

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{\text{entrada}}} = \frac{7.18 \text{ kW}}{1.81 \text{ kW}} = 3.97$$

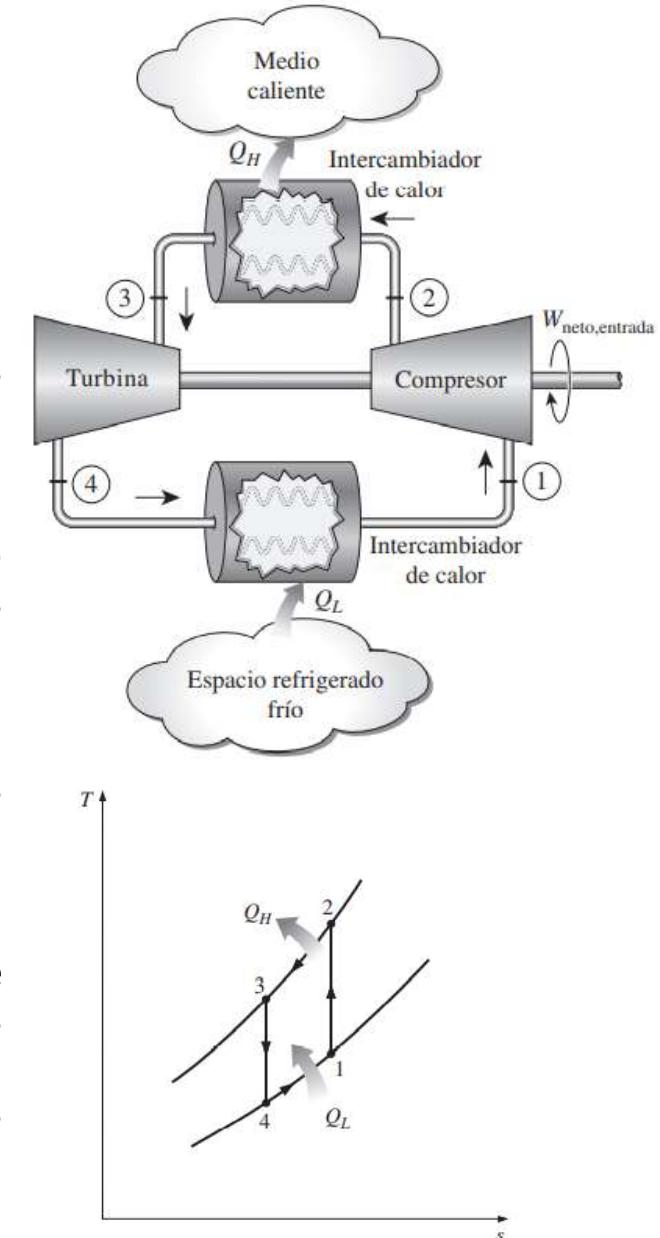
es decir el refrigerador elimina 3.97 unidades de energía térmica del espacio refrigerado por cada unidad de energía eléctrica que se consume.

Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

El ciclo de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de potencia) y el ciclo invertido de Carnot (el estándar de comparación para los ciclos de refrigeración) son idénticos, excepto porque el ciclo invertido de Carnot opera en la dirección contraria. Esto sugiere que los ciclos de potencia anteriores pueden utilizarse como ciclos de refrigeración por medio de una simple reversión. De hecho, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es en esencia un ciclo Rankine modificado que opera a la inversa. Otro ejemplo es el ciclo invertido Stirling, que es el ciclo con base en el cual operan los refrigeradores Stirling. O bien, el ciclo invertido Brayton, mejor conocido como el ciclo de refrigeración de gas.

Considere el ciclo de refrigeración de gas que se muestra en la figura. Los alrededores están a T_0 y el espacio refrigerado se va a mantener a T_L . El gas se comprime durante el proceso 1-2. El gas a presión y temperatura altas en el estado 2 se enfriá después a presión constante hasta T_0 al rechazar calor hacia los alrededores. Esto es seguido por un proceso de expansión en una turbina, durante el cual la temperatura del gas disminuye hasta T_4 . (¿Es posible lograr el efecto de enfriamiento con una válvula de estrangulamiento en lugar de una turbina?). Por último, el gas frío absorbe calor del espacio refrigerado hasta que su temperatura se eleva hasta T_1 .



Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

Todos los procesos recién descritos son internamente reversibles, y el ciclo ejecutado es el ciclo ideal de refrigeración de gas. En los ciclos reales de refrigeración de gas, los procesos de compresión y expansión se desviaran de los isoentrópicos, y T_3 será más alta que T_0 a menos que el intercambiador de calor sea infinitamente largo. En un diagrama T-S, el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor removido del espacio refrigerado; el área encerrada 1-2-3-4-1 representa la entrada neta de trabajo. La relación de estas áreas es el COP para el ciclo, que se expresa como:

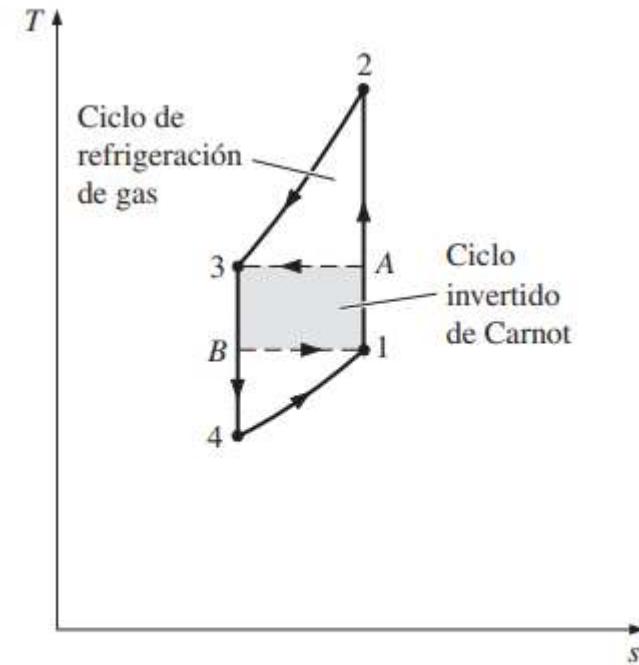
$$\text{COP}_R = \frac{q_L}{w_{\text{neto,entrada}}} = \frac{q_L}{w_{\text{compresor,entrada}} - w_{\text{turbina,salida}}}$$

Donde:

$$q_L = h_1 - h_4$$

$$w_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_4$$

$$w_{\text{compresor,entrada}} = h_2 - h_1$$



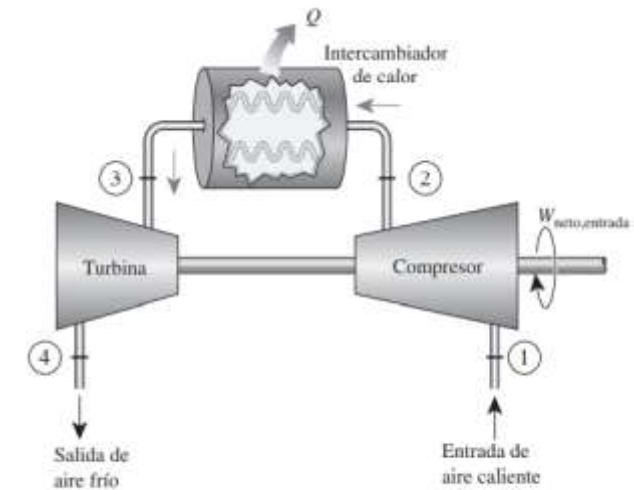
Un ciclo de Carnot invertido produce más refrigeración (área bajo B1) con menos entrada de trabajo (área 1A3B).

Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

El ciclo de refrigeración de gas se desvía del ciclo de Carnot invertido debido a que los procesos de transferencia de calor no son isotérmicos. De hecho, la temperatura del gas varía de manera considerable durante el proceso de transferencia de calor. En consecuencia, los ciclos de refrigeración de gas tienen COP menores respecto de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor o con relación al ciclo de Carnot invertido. Esto también se deduce del diagrama T-s. El ciclo de Carnot invertido consume una fracción del trabajo neto (área rectangular 1A3B), pero produce una cantidad mayor de refrigeración (área triangular bajo B1).

A pesar de su bajo COP, los ciclos de refrigeración de gas tienen dos características deseables: incluyen componentes simples más ligeros (que los hacen adecuados para el enfriamiento de aviones) y pueden incorporar regeneración (por lo que son adecuados en la licuefacción de gases y en las aplicaciones criogénicas). Un sistema de enfriamiento de avión, que opera en un ciclo abierto, se muestra en la figura. El aire atmosférico se comprime por medio de un compresor, se enfriá mediante el aire circundante y se expande en una turbina. El aire frío que sale de la turbina es dirigido después a la cabina.

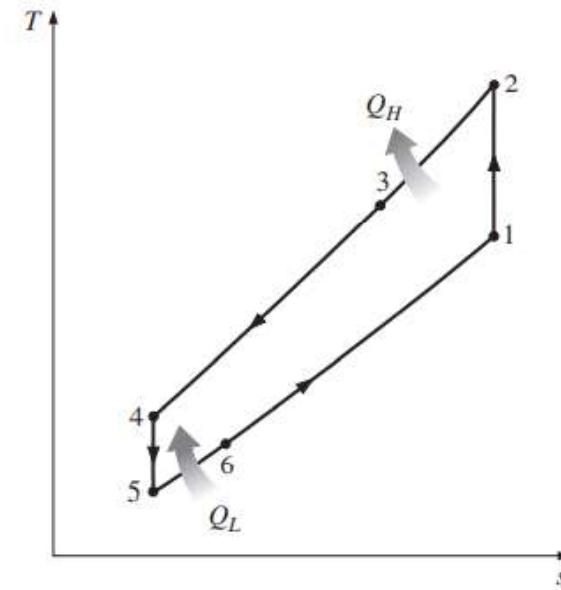
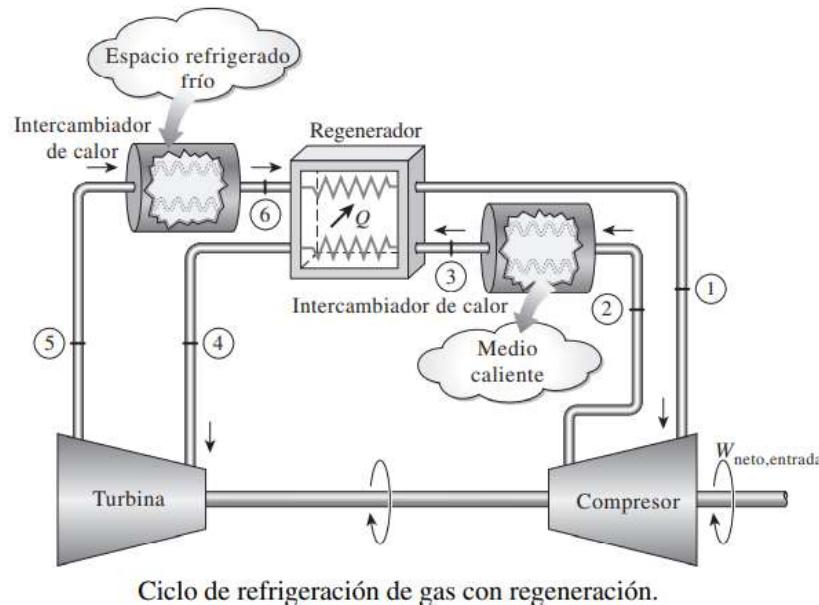


Un sistema de enfriamiento de ciclo abierto de un avión.

Sistemas ideales de refrigeración

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR GAS

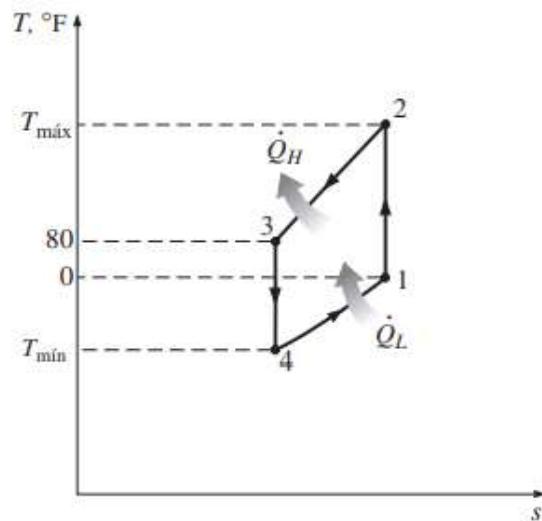
El ciclo regenerativo de gas se ilustra en la figura. El enfriamiento regenerativo se logra al insertar un intercambiador de calor a contraflujo dentro del ciclo. Sin regeneración, la temperatura de entrada más baja de la turbina es T_0 , la temperatura de los alrededores o de cualquier otro medio de enfriamiento. Con regeneración, el gas de alta presión se enfría aún más hasta T_4 antes de expandirse en la turbina. La disminución de la temperatura de entrada de la turbina reduce automáticamente la temperatura de salida de la misma, que es la temperatura mínima en el ciclo. Es posible conseguir temperaturas muy bajas cuando este proceso se repite.



Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

Un ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo, va a mantener un espacio refrigerado en 0 °F mientras rechaza calor hacia los alrededores a 80 °F. La relación de presión del compresor es 4. Determine a) las temperaturas máxima y mínima en el ciclo, b) el coeficiente de desempeño y c) la tasa de refrigeración para un flujo másico de 0.1 lbm/s



- Ciclo de refrigeración de gas ideal que usa aire como medio de trabajo.
 - Existen condiciones estacionarias de operación
 - El aire es un gas ideal con calores específicos variables
 - Los cambios en las energías cinética y potencial son insignificantes.
1. De acuerdo al diagrama que describe el ciclo ideal de refrigeración por compresión de gas, tanto la turbina como el compresor son isoentrópicos y el aire es enfriado a temperatura ambiente antes de entrar a la turbina.

Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

2. Las temperaturas máxima y mínima en el ciclo se determinan a partir de las relaciones isentrópicas de gases ideales para los procesos de compresión y expansión. A partir de la tabla

A-17E

$$T_1 = 460 \text{ R} \rightarrow \begin{cases} h_1 = 109.90 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r1} = 0.7913 \end{cases}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = 4(0.7913) = 3.165 \rightarrow \begin{cases} h_2 = 163.5 \text{ Btu/lbm} \\ T_2 = 683 \text{ R } (6223^\circ\text{F}) \end{cases}$$

$$T_3 = 540 \text{ R} \rightarrow \begin{cases} h_3 = 129.06 \text{ Btu/lbm} \\ P_{r3} = 1.3860 \end{cases}$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = (0.25)(1.3860) = 0.3465 \rightarrow \begin{cases} h_4 = 86.7 \text{ Btu/lbm} \\ T_4 = 363 \text{ R } (-97^\circ\text{F}) \end{cases}$$

Por lo tanto las temperaturas más altas y más bajas en el ciclo son 223 y -97 °F

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r
360	85.97	0.3363	61.29	396.6
380	90.75	0.4061	64.70	346.6
400	95.53	0.4858	68.11	305.0
420	100.32	0.5760	71.52	270.1
440	105.11	0.6776	74.93	240.6
460	109.90	0.7913	78.36	215.33
480	114.69	0.9182	81.77	193.65
500	119.48	1.0590	85.20	174.90

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r
660	157.92	2.801	112.67	87.27
680	162.73	3.111	116.12	80.96
700	167.56	3.446	119.58	75.25
720	172.39	3.806	123.04	70.07
740	177.23	4.193	126.51	65.38

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r
520	124.27	1.2147	88.62	158.58
537	128.10	1.3593	91.53	146.34
540	129.06	1.3860	92.04	144.32
560	133.86	1.5742	95.47	131.78

TABLA A-17E

Propiedades de gas ideal del aire

T R	h Btu/lbm	P _r	u Btu/lbm	v _r
360	85.97	0.3363	61.29	396.6
380	90.75	0.4061	64.70	346.6
400	95.53	0.4858	68.11	305.0

Sistemas ideales de refrigeración

Ejemplo. El ciclo simple de refrigeración de un gas ideal

3. El COP de este ciclo de refrigeración de un gas ideal:

$$COP_R = \frac{q_L}{W_{\text{neto, entrada}}} = \frac{q_L}{W_{\text{compresor, entrada}} - W_{\text{turbina, salida}}}$$

donde:

$$q_L = h_1 - h_4 = 109.9 - 86.7 = 23.2 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{\text{turbina, salida}} = h_3 - h_4 = 129.06 - 86.7 = 42.36 \text{ Btu/lbm}$$

$$W_{\text{compresor, entrada}} = h_2 - h_1 = 163.5 - 109.9 = 53.6 \text{ Btu/lbm}$$

por lo tanto:

$$COP_R = \frac{23.2}{53.6 - 42.36} = 2.06$$

4. La tasa de refrigeración es:

$$\dot{Q}_{\text{refrigerante}} = m(q_L) = (0.1 \text{ lbm/s})(23.2 \text{ Btu/lbm}) \\ = 2.32 \text{ Btu/s}$$

UNITEC^{MR}

Universidad Tecnológica de México

piensa **actúa** avanza